

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4148061号  
(P4148061)

(45) 発行日 平成20年9月10日(2008.9.10)

(24) 登録日 平成20年7月4日(2008.7.4)

(51) Int.Cl.	F 1
<b>F 1 6 H 3/66 (2006.01)</b>	F 1 6 H 3/66 Z
<b>F 1 6 H 3/62 (2006.01)</b>	F 1 6 H 3/62 A

請求項の数 21 (全 45 頁)

(21) 出願番号	特願2003-286623 (P2003-286623)	(73) 特許権者	000003207 トヨタ自動車株式会社
(22) 出願日	平成15年8月5日(2003.8.5)		愛知県豊田市トヨタ町1番地
(65) 公開番号	特開2005-9659 (P2005-9659A)	(74) 代理人	100085361 弁理士 池田 治幸
(43) 公開日	平成17年1月13日(2005.1.13)	(72) 発明者	田端 淳 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
審査請求日	平成18年6月7日(2006.6.7)	(72) 発明者	星野 明良 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
(31) 優先権主張番号	特願2003-149540 (P2003-149540)	(72) 発明者	官崎 光史 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
(32) 優先日	平成15年5月27日(2003.5.27)		
(33) 優先権主張国	日本国(JP)		

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 多段変速機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

入力部材の回転を予め定められた一定の変速比で伝達する第1中間出力経路と、該第1中間出力経路よりも変速比が大きく、該入力部材の回転を該第1中間出力経路よりも低回転で伝達する第2中間出力経路とを備えている第1変速部と、

第2-1遊星歯車装置、第2-2遊星歯車装置、および第2-3遊星歯車装置のサンギヤ、キャリア、およびリングギヤの一部が互いに連結されることによって5つの回転要素が構成されるとともに、該5つの回転要素の回転速度を直線で表すことができる共線図上において該5つの回転要素を一端から他端へ向かって順番に第1回転要素、第2回転要素、第3回転要素、第4回転要素、および第5回転要素とした時、該第1回転要素は第1ブレーキによって選択的に回転停止させられ、該第2回転要素は第2ブレーキによって選択的に回転停止させられ、該第5回転要素は第1クラッチを介して前記第2中間出力経路に選択的に連結され、該第1回転要素は第2クラッチを介して前記第2中間出力経路に選択的に連結され、該第2回転要素は第3クラッチを介して前記第1中間出力経路に選択的に連結され、該第3回転要素は第4クラッチを介して前記第1中間出力経路に選択的に連結され、該第4回転要素は出力部材に連結されて回転を出力する第2変速部と、

を有し、前記クラッチおよびブレーキの係合、解放状態を切り換えることにより複数の変速段が成立させられる

ことを特徴とする多段変速機。

【請求項2】

前記クラッチおよびブレーキの係合、解放状態を切り換えることにより正回転方向へ少なくとも7段の変速段が成立させられる

ことを特徴とする請求項1に記載の多段変速機。

【請求項3】

入力部材の回転を予め定められた一定の変速比で伝達する第1中間出力経路と、該第1中間出力経路よりも変速比が大きく、該入力部材の回転を該第1中間出力経路よりも低回転で伝達する第2中間出力経路とを備えている第1変速部と、

第2-1遊星歯車装置、第2-2遊星歯車装置、および第2-3遊星歯車装置のサンギヤ、キャリア、およびリングギヤの一部が互いに連結されることによって5つの回転要素が構成されるとともに、該5つの回転要素の回転速度を直線で表すことができる共線図上において該5つの回転要素を一端から他端へ向かって順番に第1回転要素、第2回転要素、第3回転要素、第4回転要素、および第5回転要素とした時、該第1回転要素は第1ブレーキによって選択的に回転停止させられ、該第2回転要素は第2ブレーキによって選択的に回転停止させられ、該第5回転要素は第1クラッチを介して前記第2中間出力経路に選択的に連結され、該第1回転要素は第2クラッチを介して前記第2中間出力経路に選択的に連結され、該第2回転要素は第3クラッチを介して前記第1中間出力経路に選択的に連結され、該第3回転要素は第4クラッチを介して前記第1中間出力経路に選択的に連結され、該第4回転要素は出力部材に連結されて回転を出力する第2変速部と、

を備えている一方、

前記第1クラッチおよび前記第2ブレーキが係合させられることによって成立する最も大きい変速比の第1変速段、

前記第1クラッチおよび前記第1ブレーキが係合させられることによって成立する、前記第1変速段よりも変速比が小さい第2変速段、

前記第1クラッチおよび前記第2クラッチが係合させられることによって成立する、前記第2変速段よりも変速比が小さい第3変速段、

前記第1クラッチおよび前記第3クラッチ、または該第1クラッチおよび前記第4クラッチが係合させられることによって成立する、前記第3変速段よりも変速比が小さい第4変速段、

前記第3クラッチおよび前記第4クラッチが係合させられることによって成立する、前記第4変速段よりも変速比が小さい第5変速段、

前記第2クラッチおよび前記第4クラッチが係合させられることによって成立する、前記第5変速段よりも変速比が小さい第6変速段、

前記第4クラッチおよび前記第1ブレーキが係合させられることによって成立する、前記第6変速段よりも変速比が小さい第7変速段、

前記第3クラッチおよび前記第1ブレーキが係合させられることによって成立する、前記第7変速段よりも変速比が小さい第8変速段、

のうちの7つの変速段を用いて変速が行われる

ことを特徴とする多段変速機。

【請求項4】

入力部材の回転を予め定められた一定の変速比で伝達する第1中間出力経路と、該第1中間出力経路よりも変速比が大きく、該入力部材の回転を該第1中間出力経路よりも低回転で伝達する第2中間出力経路とを備えている第1変速部と、

第2-1遊星歯車装置、第2-2遊星歯車装置、および第2-3遊星歯車装置のサンギヤ、キャリア、およびリングギヤの一部が互いに連結されることによって5つの回転要素が構成されるとともに、該5つの回転要素の回転速度を直線で表すことができる共線図上において該5つの回転要素を一端から他端へ向かって順番に第1回転要素、第2回転要素、第3回転要素、第4回転要素、および第5回転要素とした時、該第1回転要素は第1ブレーキによって選択的に回転停止させられ、該第2回転要素は第2ブレーキによって選択的に回転停止させられ、該第5回転要素は第1クラッチを介して前記第2中間出力経路に選択的に連結され、該第1回転要素は第2クラッチを介して前記第2中間出力経路に選択

的に連結され、該第2回転要素は第3クラッチを介して前記第1中間出力経路に選択的に連結され、該第3回転要素は第4クラッチを介して前記第1中間出力経路に選択的に連結され、該第4回転要素は出力部材に連結されて回転を出力する第2変速部と、

を備えている一方、

前記第1クラッチおよび前記第2ブレーキが係合させられることによって成立する最も大きい変速比の第1変速段、

前記第1クラッチおよび前記第1ブレーキが係合させられることによって成立する、前記第1変速段よりも変速比が小さい第2変速段、

前記第1クラッチおよび前記第2クラッチが係合させられることによって成立する、前記第2変速段よりも変速比が小さい第3変速段、

前記第1クラッチおよび前記第3クラッチ、または該第1クラッチおよび前記第4クラッチが係合させられることによって成立する、前記第3変速段よりも変速比が小さい第4変速段、

前記第3クラッチおよび前記第4クラッチが係合させられることによって成立する、前記第4変速段よりも変速比が小さい第5変速段、

前記第2クラッチおよび前記第4クラッチが係合させられることによって成立する、前記第5変速段よりも変速比が小さい第6変速段、

前記第4クラッチおよび前記第1ブレーキが係合させられることによって成立する、前記第6変速段よりも変速比が小さい第7変速段、

前記第3クラッチおよび前記第1ブレーキが係合させられることによって成立する、前記第7変速段よりも変速比が小さい第8変速段、

の8つの変速段を用いて変速が行われる

ことを特徴とする多段変速機。

#### 【請求項5】

前記第2-1遊星歯車装置はダブルピニオン型で、前記第2-2遊星歯車装置はシングルピニオン型で、前記第2-3遊星歯車装置はシングルピニオン型であり、

前記第1回転要素は互いに連結された前記第2-1遊星歯車装置のサンギヤおよび前記第2-3遊星歯車装置のサンギヤで、前記第2回転要素は前記第2-2遊星歯車装置のリングギヤで、前記第3回転要素は互いに連結された前記第2-1遊星歯車装置のリングギヤ、前記第2-2遊星歯車装置のキャリア、および前記第2-3遊星歯車装置のキャリアで、前記第4回転要素は互いに連結された前記第2-2遊星歯車装置のサンギヤおよび前記第2-3遊星歯車装置のリングギヤで、前記第5回転要素は前記第2-1遊星歯車装置のキャリアである

ことを特徴とする請求項1～4の何れか1項に記載の多段変速機。

#### 【請求項6】

前記第2-1遊星歯車装置はダブルピニオン型で、前記第2-2遊星歯車装置はシングルピニオン型で、前記第2-3遊星歯車装置はシングルピニオン型であり、

前記第1回転要素は互いに連結された前記第2-1遊星歯車装置のキャリアおよび前記第2-3遊星歯車装置のサンギヤで、前記第2回転要素は前記第2-2遊星歯車装置のリングギヤで、前記第3回転要素は互いに連結された前記第2-1遊星歯車装置のリングギヤ、前記第2-2遊星歯車装置のキャリア、および前記第2-3遊星歯車装置のキャリアで、前記第4回転要素は互いに連結された前記第2-2遊星歯車装置のサンギヤおよび前記第2-3遊星歯車装置のリングギヤで、前記第5回転要素は前記第2-1遊星歯車装置のサンギヤである

ことを特徴とする請求項1～4の何れか1項に記載の多段変速機。

#### 【請求項7】

前記第2-1遊星歯車装置はシングルピニオン型で、前記第2-2遊星歯車装置はダブルピニオン型で、前記第2-3遊星歯車装置はシングルピニオン型であり、

前記第1回転要素は互いに連結された前記第2-1遊星歯車装置のサンギヤおよび前記第2-2遊星歯車装置のサンギヤで、前記第2回転要素は前記第2-3遊星歯車装置の

10

20

30

40

50

ングギヤで、前記第 3 回転要素は互いに連結された前記第 2 - 2 遊星歯車装置のリングギヤおよび前記第 2 - 3 遊星歯車装置のキャリアで、前記第 4 回転要素は互いに連結された前記第 2 - 1 遊星歯車装置のキャリア、前記第 2 - 2 遊星歯車装置のキャリア、および前記第 2 - 3 遊星歯車装置のサンギヤで、前記第 5 回転要素は前記第 2 - 1 遊星歯車装置のリングギヤである

ことを特徴とする請求項 1 ~ 4 の何れか 1 項に記載の多段変速機。

【請求項 8】

前記第 2 - 1 遊星歯車装置はシングルピニオン型で、前記第 2 - 2 遊星歯車装置はダブルピニオン型で、前記第 2 - 3 遊星歯車装置はシングルピニオン型であり、

前記第 1 回転要素は互いに連結された前記第 2 - 2 遊星歯車装置のサンギヤおよび前記第 2 - 3 遊星歯車装置のサンギヤで、前記第 2 回転要素は前記第 2 - 1 遊星歯車装置のリングギヤで、前記第 3 回転要素は前記第 2 - 1 遊星歯車装置のキャリアで、前記第 4 回転要素は互いに連結された前記第 2 - 1 遊星歯車装置のサンギヤ、前記第 2 - 2 遊星歯車装置のリングギヤ、および前記第 2 - 3 遊星歯車装置のキャリアで、前記第 5 回転要素は互いに連結された前記第 2 - 2 遊星歯車装置のキャリアおよび前記第 2 - 3 遊星歯車装置のリングギヤである

ことを特徴とする請求項 1 ~ 4 の何れか 1 項に記載の多段変速機。

【請求項 9】

前記第 2 - 1 遊星歯車装置はダブルピニオン型で、前記第 2 - 2 遊星歯車装置はシングルピニオン型で、前記第 2 - 3 遊星歯車装置はシングルピニオン型であり、

前記第 1 回転要素は互いに連結された前記第 2 - 1 遊星歯車装置のサンギヤおよび前記第 2 - 2 遊星歯車装置のサンギヤで、前記第 2 回転要素は前記第 2 - 3 遊星歯車装置のリングギヤで、前記第 3 回転要素は互いに連結された前記第 2 - 1 遊星歯車装置のリングギヤおよび前記第 2 - 3 遊星歯車装置のキャリアで、前記第 4 回転要素は互いに連結された前記第 2 - 2 遊星歯車装置のキャリアおよび前記第 2 - 3 遊星歯車装置のサンギヤで、前記第 5 回転要素は互いに連結された前記第 2 - 1 遊星歯車装置のキャリアおよび前記第 2 - 2 遊星歯車装置のリングギヤである

ことを特徴とする請求項 1 ~ 4 の何れか 1 項に記載の多段変速機。

【請求項 10】

前記第 2 - 1 遊星歯車装置はシングルピニオン型で、前記第 2 - 2 遊星歯車装置はシングルピニオン型で、前記第 2 - 3 遊星歯車装置はダブルピニオン型であり、

前記第 1 回転要素は互いに連結された前記第 2 - 1 遊星歯車装置のサンギヤおよび前記第 2 - 3 遊星歯車装置のサンギヤで、前記第 2 回転要素は互いに連結された前記第 2 - 2 遊星歯車装置のリングギヤおよび前記第 2 - 3 遊星歯車装置のリングギヤで、前記第 3 回転要素は前記第 2 - 2 遊星歯車装置のキャリアで、前記第 4 回転要素は互いに連結された前記第 2 - 1 遊星歯車装置のキャリア、前記第 2 - 2 遊星歯車装置のサンギヤ、および前記第 2 - 3 遊星歯車装置のキャリアで、前記第 5 回転要素は前記第 2 - 1 遊星歯車装置のリングギヤである

ことを特徴とする請求項 1 ~ 4 の何れか 1 項に記載の多段変速機。

【請求項 11】

前記第 2 - 1 遊星歯車装置はダブルピニオン型で、前記第 2 - 2 遊星歯車装置はシングルピニオン型で、前記第 2 - 3 遊星歯車装置はシングルピニオン型であり、

前記第 1 回転要素は互いに連結された前記第 2 - 1 遊星歯車装置のサンギヤおよび前記第 2 - 1 遊星歯車装置のサンギヤで、前記第 2 回転要素は互いに連結された前記第 2 - 1 遊星歯車装置のリングギヤおよび前記第 2 - 3 遊星歯車装置のリングギヤで、前記第 3 回転要素は前記第 2 - 3 遊星歯車装置のキャリアで、前記第 4 回転要素は互いに連結された前記第 2 - 2 遊星歯車装置のキャリアおよび前記第 2 - 3 遊星歯車装置のサンギヤで、前記第 5 回転要素は互いに連結された前記第 2 - 1 遊星歯車装置のキャリアおよび前記第 2 - 2 遊星歯車装置のリングギヤである

ことを特徴とする請求項 1 ~ 4 の何れか 1 項に記載の多段変速機。

10

20

30

40

50

## 【請求項 1 2】

入力部材の回転を予め定められた一定の変速比で伝達する第 1 中間出力経路と、該第 1 中間出力経路よりも変速比が大きく、該入力部材の回転を該第 1 中間出力経路よりも低回転で伝達する第 2 中間出力経路とを備えている第 1 変速部と、

ダブルピニオン型の第 2 - 1 遊星歯車装置、シングルピニオン型の第 2 - 2 遊星歯車装置、およびシングルピニオン型の第 2 - 3 遊星歯車装置を有し、該第 2 - 1 遊星歯車装置のサンギヤおよび該第 2 - 3 遊星歯車装置のサンギヤが互いに連結されて第 1 回転要素が構成され、該第 2 - 2 遊星歯車装置のリングギヤによって第 2 回転要素が構成され、該第 2 - 1 遊星歯車装置のリングギヤ、該第 2 - 2 遊星歯車装置のキャリア、および該第 2 - 3 遊星歯車装置のキャリアが互いに連結されて第 3 回転要素が構成され、該第 2 - 2 遊星歯車装置のサンギヤおよび該第 2 - 3 遊星歯車装置のリングギヤが互いに連結されて第 4 回転要素が構成され、該第 2 - 1 遊星歯車装置のキャリアによって第 5 回転要素が構成されているとともに、該第 1 回転要素は第 1 ブレーキによって選択的に回転停止させられ、該第 2 回転要素は第 2 ブレーキによって選択的に回転停止させられ、該第 5 回転要素は第 1 クラッチを介して前記第 2 中間出力経路に選択的に連結され、該第 1 回転要素は第 2 クラッチを介して前記第 2 中間出力経路に選択的に連結され、該第 2 回転要素は第 3 クラッチを介して前記第 1 中間出力経路に選択的に連結され、該第 3 回転要素は第 4 クラッチを介して前記第 1 中間出力経路に選択的に連結され、該第 4 回転要素は出力部材に連結されて回転を出力する第 2 変速部と、

を有し、前記クラッチおよびブレーキの係合、解放状態を切り換えることにより複数の変速段が成立させられる

ことを特徴とする多段変速機。

## 【請求項 1 3】

入力部材の回転を予め定められた一定の変速比で伝達する第 1 中間出力経路と、該第 1 中間出力経路よりも変速比が大きく、該入力部材の回転を該第 1 中間出力経路よりも低回転で伝達する第 2 中間出力経路とを備えている第 1 変速部と、

ダブルピニオン型の第 2 - 1 遊星歯車装置、シングルピニオン型の第 2 - 2 遊星歯車装置、およびシングルピニオン型の第 2 - 3 遊星歯車装置を有し、該第 2 - 1 遊星歯車装置のキャリアおよび該第 2 - 3 遊星歯車装置のサンギヤが互いに連結されて第 1 回転要素が構成され、該第 2 - 2 遊星歯車装置のリングギヤによって第 2 回転要素が構成され、該第 2 - 1 遊星歯車装置のリングギヤ、該第 2 - 2 遊星歯車装置のキャリア、および該第 2 - 3 遊星歯車装置のキャリアが互いに連結されて第 3 回転要素が構成され、該第 2 - 2 遊星歯車装置のサンギヤおよび該第 2 - 3 遊星歯車装置のリングギヤが互いに連結されて第 4 回転要素が構成され、該第 2 - 1 遊星歯車装置のサンギヤによって第 5 回転要素が構成されているとともに、該第 1 回転要素は第 1 ブレーキによって選択的に回転停止させられ、該第 2 回転要素は第 2 ブレーキによって選択的に回転停止させられ、該第 5 回転要素は第 1 クラッチを介して前記第 2 中間出力経路に選択的に連結され、該第 1 回転要素は第 2 クラッチを介して前記第 2 中間出力経路に選択的に連結され、該第 2 回転要素は第 3 クラッチを介して前記第 1 中間出力経路に選択的に連結され、該第 3 回転要素は第 4 クラッチを介して前記第 1 中間出力経路に選択的に連結され、該第 4 回転要素は出力部材に連結されて回転を出力する第 2 変速部と、

を有し、前記クラッチおよびブレーキの係合、解放状態を切り換えることにより複数の変速段が成立させられる

ことを特徴とする多段変速機。

## 【請求項 1 4】

入力部材の回転を予め定められた一定の変速比で伝達する第 1 中間出力経路と、該第 1 中間出力経路よりも変速比が大きく、該入力部材の回転を該第 1 中間出力経路よりも低回転で伝達する第 2 中間出力経路とを備えている第 1 変速部と、

シングルピニオン型の第 2 - 1 遊星歯車装置、ダブルピニオン型の第 2 - 2 遊星歯車装置、およびシングルピニオン型の第 2 - 3 遊星歯車装置を有し、該第 2 - 1 遊星歯車装置

10

20

30

40

50

のサンギヤおよび該第 2 - 2 遊星歯車装置のサンギヤが互いに連結されて第 1 回転要素が構成され、該第 2 - 3 遊星歯車装置のリングギヤによって第 2 回転要素が構成され、該第 2 - 2 遊星歯車装置のリングギヤおよび該第 2 - 3 遊星歯車装置のキャリアが互いに連結されて第 3 回転要素が構成され、該第 2 - 1 遊星歯車装置のキャリア、該第 2 - 2 遊星歯車装置のキャリア、および該第 2 - 3 遊星歯車装置のサンギヤが互いに連結されて第 4 回転要素が構成され、該第 2 - 1 遊星歯車装置のリングギヤによって第 5 回転要素が構成されているとともに、該第 1 回転要素は第 1 ブレーキによって選択的に回転停止させられ、該第 2 回転要素は第 2 ブレーキによって選択的に回転停止させられ、該第 5 回転要素は第 1 クラッチを介して前記第 2 中間出力経路に選択的に連結され、該第 1 回転要素は第 2 クラッチを介して前記第 2 中間出力経路に選択的に連結され、該第 2 回転要素は第 3 クラッチを介して前記第 1 中間出力経路に選択的に連結され、該第 3 回転要素は第 4 クラッチを介して前記第 1 中間出力経路に選択的に連結され、該第 4 回転要素は出力部材に連結されて回転を出力する第 2 変速部と、

を有し、前記クラッチおよびブレーキの係合、解放状態を切り換えることにより複数の変速段が成立させられる

ことを特徴とする多段変速機。

【請求項 15】

入力部材の回転を予め定められた一定の変速比で伝達する第 1 中間出力経路と、該第 1 中間出力経路よりも変速比が大きく、該入力部材の回転を該第 1 中間出力経路よりも低回転で伝達する第 2 中間出力経路とを備えている第 1 変速部と、

シングルピニオン型の第 2 - 1 遊星歯車装置、ダブルピニオン型の第 2 - 2 遊星歯車装置、およびシングルピニオン型の第 2 - 3 遊星歯車装置を有し、該第 2 - 2 遊星歯車装置のサンギヤおよび該第 2 - 3 遊星歯車装置のサンギヤが互いに連結されて第 1 回転要素が構成され、該第 2 - 1 遊星歯車装置のリングギヤによって第 2 回転要素が構成され、該第 2 - 1 遊星歯車装置のキャリアによって第 3 回転要素が構成され、該第 2 - 1 遊星歯車装置のサンギヤ、該第 2 - 2 遊星歯車装置のリングギヤ、および該第 2 - 3 遊星歯車装置のキャリアが互いに連結されて第 4 回転要素が構成され、該第 2 - 2 遊星歯車装置のキャリアおよび該第 2 - 3 遊星歯車装置のリングギヤが互いに連結されて第 5 回転要素が構成されているとともに、該第 1 回転要素は第 1 ブレーキによって選択的に回転停止させられ、該第 2 回転要素は第 2 ブレーキによって選択的に回転停止させられ、該第 5 回転要素は第 1 クラッチを介して前記第 2 中間出力経路に選択的に連結され、該第 1 回転要素は第 2 クラッチを介して前記第 2 中間出力経路に選択的に連結され、該第 2 回転要素は第 3 クラッチを介して前記第 1 中間出力経路に選択的に連結され、該第 3 回転要素は第 4 クラッチを介して前記第 1 中間出力経路に選択的に連結され、該第 4 回転要素は出力部材に連結されて回転を出力する第 2 変速部と、

を有し、前記クラッチおよびブレーキの係合、解放状態を切り換えることにより複数の変速段が成立させられる

ことを特徴とする多段変速機。

【請求項 16】

入力部材の回転を予め定められた一定の変速比で伝達する第 1 中間出力経路と、該第 1 中間出力経路よりも変速比が大きく、該入力部材の回転を該第 1 中間出力経路よりも低回転で伝達する第 2 中間出力経路とを備えている第 1 変速部と、

ダブルピニオン型の第 2 - 1 遊星歯車装置、シングルピニオン型の第 2 - 2 遊星歯車装置、およびシングルピニオン型の第 2 - 3 遊星歯車装置を有し、該第 2 - 1 遊星歯車装置のサンギヤおよび該第 2 - 2 遊星歯車装置のサンギヤが互いに連結されて第 1 回転要素が構成され、該第 2 - 3 遊星歯車装置のリングギヤによって第 2 回転要素が構成され、該第 2 - 1 遊星歯車装置のリングギヤおよび該第 2 - 3 遊星歯車装置のキャリアが互いに連結されて第 3 回転要素が構成され、該第 2 - 2 遊星歯車装置のキャリアおよび該第 2 - 3 遊星歯車装置のサンギヤが互いに連結されて第 4 回転要素が構成され、該第 2 - 1 遊星歯車装置のキャリアおよび該第 2 - 2 遊星歯車装置のリングギヤが互いに連結されて第 5 回転

10

20

30

40

50

要素が構成されているとともに、該第 1 回転要素は第 1 ブレーキによって選択的に回転停止させられ、該第 2 回転要素は第 2 ブレーキによって選択的に回転停止させられ、該第 5 回転要素は第 1 クラッチを介して前記第 2 中間出力経路に選択的に連結され、該第 1 回転要素は第 2 クラッチを介して前記第 2 中間出力経路に選択的に連結され、該第 2 回転要素は第 3 クラッチを介して前記第 1 中間出力経路に選択的に連結され、該第 3 回転要素は第 4 クラッチを介して前記第 1 中間出力経路に選択的に連結され、該第 4 回転要素は出力部材に連結されて回転を出力する第 2 変速部と、

を有し、前記クラッチおよびブレーキの係合、解放状態を切り換えることにより複数の変速段が成立させられる

ことを特徴とする多段変速機。

10

【請求項 17】

入力部材の回転を予め定められた一定の変速比で伝達する第 1 中間出力経路と、該第 1 中間出力経路よりも変速比が大きく、該入力部材の回転を該第 1 中間出力経路よりも低回転で伝達する第 2 中間出力経路とを備えている第 1 変速部と、

シングルピニオン型の第 2 - 1 遊星歯車装置、シングルピニオン型の第 2 - 2 遊星歯車装置、およびダブルピニオン型の第 2 - 3 遊星歯車装置を有し、該第 2 - 1 遊星歯車装置のサンギヤおよび該第 2 - 3 遊星歯車装置のサンギヤが互いに連結されて第 1 回転要素が構成され、該第 2 - 2 遊星歯車装置のリングギヤおよび該第 2 - 3 遊星歯車装置のリングギヤが互いに連結されて第 2 回転要素が構成され、該第 2 - 2 遊星歯車装置のキャリアによって第 3 回転要素が構成され、該第 2 - 1 遊星歯車装置のキャリア、該第 2 - 2 遊星歯車装置のサンギヤ、および該第 2 - 3 遊星歯車装置のキャリアが互いに連結されて第 4 回転要素が構成され、該第 2 - 1 遊星歯車装置のリングギヤによって第 5 回転要素が構成されているとともに、該第 1 回転要素は第 1 ブレーキによって選択的に回転停止させられ、該第 2 回転要素は第 2 ブレーキによって選択的に回転停止させられ、該第 5 回転要素は第 1 クラッチを介して前記第 2 中間出力経路に選択的に連結され、該第 1 回転要素は第 2 クラッチを介して前記第 2 中間出力経路に選択的に連結され、該第 2 回転要素は第 3 クラッチを介して前記第 1 中間出力経路に選択的に連結され、該第 3 回転要素は第 4 クラッチを介して前記第 1 中間出力経路に選択的に連結され、該第 4 回転要素は出力部材に連結されて回転を出力する第 2 変速部と、

20

を有し、前記クラッチおよびブレーキの係合、解放状態を切り換えることにより複数の変速段が成立させられる

30

ことを特徴とする多段変速機。

【請求項 18】

入力部材の回転を予め定められた一定の変速比で伝達する第 1 中間出力経路と、該第 1 中間出力経路よりも変速比が大きく、該入力部材の回転を該第 1 中間出力経路よりも低回転で伝達する第 2 中間出力経路とを備えている第 1 変速部と、

ダブルピニオン型の第 2 - 1 遊星歯車装置、シングルピニオン型の第 2 - 2 遊星歯車装置、およびシングルピニオン型の第 2 - 3 遊星歯車装置を有し、該第 2 - 1 遊星歯車装置のサンギヤおよび該第 2 - 2 遊星歯車装置のサンギヤが互いに連結されて第 1 回転要素が構成され、該第 2 - 1 遊星歯車装置のリングギヤおよび該第 2 - 3 遊星歯車装置のリングギヤが互いに連結されて第 2 回転要素が構成され、該第 2 - 3 遊星歯車装置のキャリアによって第 3 回転要素が構成され、該第 2 - 2 遊星歯車装置のキャリアおよび該第 2 - 3 遊星歯車装置のサンギヤが互いに連結されて第 4 回転要素が構成され、該第 2 - 1 遊星歯車装置のキャリアおよび該第 2 - 2 遊星歯車装置のリングギヤが互いに連結されて第 5 回転要素が構成されているとともに、該第 1 回転要素は第 1 ブレーキによって選択的に回転停止させられ、該第 2 回転要素は第 2 ブレーキによって選択的に回転停止させられ、該第 5 回転要素は第 1 クラッチを介して前記第 2 中間出力経路に選択的に連結され、該第 1 回転要素は第 2 クラッチを介して前記第 2 中間出力経路に選択的に連結され、該第 2 回転要素は第 3 クラッチを介して前記第 1 中間出力経路に選択的に連結され、該第 3 回転要素は第 4 クラッチを介して前記第 1 中間出力経路に選択的に連結され、該第 4 回転要素は出力部

40

50

材に連結されて回転を出力する第2変速部と、

を有し、前記クラッチおよびブレーキの係合、解放状態を切り換えることにより複数の変速段が成立させられる

ことを特徴とする多段変速機。

【請求項19】

前記第1クラッチおよび前記第2ブレーキが係合させられることによって成立する最も大きい変速比の第1変速段、

前記第1クラッチおよび前記第1ブレーキが係合させられることによって成立する、前記第1変速段よりも変速比が小さい第2変速段、

前記第1クラッチおよび前記第2クラッチが係合させられることによって成立する、前記第2変速段よりも変速比が小さい第3変速段、

前記第1クラッチおよび前記第3クラッチ、または該第1クラッチおよび前記第4クラッチが係合させられることによって成立する、前記第3変速段よりも変速比が小さい第4変速段、

前記第3クラッチおよび前記第4クラッチが係合させられることによって成立する、前記第4変速段よりも変速比が小さい第5変速段、

前記第2クラッチおよび前記第4クラッチが係合させられることによって成立する、前記第5変速段よりも変速比が小さい第6変速段、

前記第4クラッチおよび前記第1ブレーキが係合させられることによって成立する、前記第6変速段よりも変速比が小さい第7変速段、

前記第3クラッチおよび前記第1ブレーキが係合させられることによって成立する、前記第7変速段よりも変速比が小さい第8変速段、

のうちの7つの変速段を用いて変速が行われる

ことを特徴とする請求項12～18の何れか1項に記載の多段変速機。

【請求項20】

前記第1クラッチおよび前記第2ブレーキが係合させられることによって成立する最も大きい変速比の第1変速段、

前記第1クラッチおよび前記第1ブレーキが係合させられることによって成立する、前記第1変速段よりも変速比が小さい第2変速段、

前記第1クラッチおよび前記第2クラッチが係合させられることによって成立する、前記第2変速段よりも変速比が小さい第3変速段、

前記第1クラッチおよび前記第3クラッチ、または該第1クラッチおよび前記第4クラッチが係合させられることによって成立する、前記第3変速段よりも変速比が小さい第4変速段、

前記第3クラッチおよび前記第4クラッチが係合させられることによって成立する、前記第4変速段よりも変速比が小さい第5変速段、

前記第2クラッチおよび前記第4クラッチが係合させられることによって成立する、前記第5変速段よりも変速比が小さい第6変速段、

前記第4クラッチおよび前記第1ブレーキが係合させられることによって成立する、前記第6変速段よりも変速比が小さい第7変速段、

前記第3クラッチおよび前記第1ブレーキが係合させられることによって成立する、前記第7変速段よりも変速比が小さい第8変速段、

の8つの変速段を用いて変速が行われる

ことを特徴とする請求項12～18の何れか1項に記載の多段変速機。

【請求項21】

前記第1変速部は、第1遊星歯車装置を有するとともに、該第1遊星歯車装置の3つの回転要素の何れか1つが前記入力部材に連結されて回転駆動され、他の1つが回転不能に固定され、残りの1つが中間出力部材として前記入力部材に対して減速回転させられて伝達するように構成され、該中間出力部材を経て伝達する経路が前記第2中間出力経路で、前記入力部材の回転を変速比1.0でそのまま伝達する経路が前記第1中間出力経路であ

10

20

30

40

50



る

ことを特徴とする請求項 1 ~ 20 の何れか 1 項に記載の多段変速機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、正回転方向へ 7 段以上の変速が可能な多段変速機の改良に関するものである。

【背景技術】

【0002】

車両用の自動変速機として、複数の遊星歯車装置とクラッチおよびブレーキを用いたものが多用されている。そして、このような自動変速機として前進 7 段以上の多段変速が可能な多段変速機が提案されている。特許文献 1 に記載の自動変速機はその一例で、3 組または 4 組の遊星歯車装置を用いることにより前進 9 段 ~ 12 段の多段変速が可能とされている。

10

【0003】

【特許文献 1】特開 2002 - 206601 号公報

【特許文献 2】特開平 8 - 105496 号公報

【特許文献 3】特開 2000 - 199549 号公報

【特許文献 4】特開 2000 - 266138 号公報

【特許文献 5】特開 2001 - 82555 号公報

20

【特許文献 6】特開 2002 - 227940 号公報

【特許文献 7】特開 2002 - 295609 号公報

【特許文献 8】特許第 2956173 号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

ところで、このような多段変速機においては、(a) 全体の変速比幅が十分に広く、(b) 各変速比のステップが等比乃至はそれに近い形で並び、(c) 係合要素（クラッチやブレーキ）の数ができるだけ少なく、(d) それ等の係合要素の変速時の掴み替えが容易で、(e) 遊星歯車装置の数ができるだけ少なく、(f) コンパクトに構成する上で遊星歯車装置のギヤ比（サンギヤの歯数 / リングギヤの歯数）は 0.3 ~ 0.6 程度の範囲内が望ましいが、これらの要求を総て満たすことは難しく、必ずしも十分に満足できるものではなかった。例えば、前記特許文献 1 に記載の多段変速機は、クラッチおよびブレーキの係合要素が 7 つ必要であるとともに、変速段の切換えに際して最大 4 つの係合要素を掴み替える必要があり、複雑で高精度の変速制御が必要であるとともに変速ショックを生じる可能性がある一方、遊星歯車装置のギヤ比は 0.273 ~ 0.778 でコンパクトに構成することが難しいなどの問題があった。

30

【0005】

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、変速比ステップや全体の変速比幅などの変速比特性、変速制御性、コンパクト性などの要求を高いレベルで満足させることができる前進 7 段以上の変速が可能な多段変速機を提供することにある。

40

【課題を解決するための手段】

【0006】

第 1 発明は、多段変速機であって、(a) 入力部材の回転を予め定められた一定の変速比で伝達する第 1 中間出力経路と、その第 1 中間出力経路よりも変速比が大きく、入力部材の回転を第 1 中間出力経路よりも低回転で伝達する第 2 中間出力経路とを備えている第 1 変速部と、(b) 第 2 - 1 遊星歯車装置、第 2 - 2 遊星歯車装置、および第 2 - 3 遊星歯車装置のサンギヤ、キャリア、およびリングギヤの一部が互いに連結されることによって 5 つの回転要素が構成されるとともに、その 5 つの回転要素の回転速度を直線で表すことが

50

できる共線図上においてその5つの回転要素を一端から他端へ向かって順番に第1回転要素、第2回転要素、第3回転要素、第4回転要素、および第5回転要素とした時、第1回転要素は第1ブレーキによって選択的に回転停止させられ、第2回転要素は第2ブレーキによって選択的に回転停止させられ、第5回転要素は第1クラッチを介して前記第2中間出力経路に選択的に連結され、第1回転要素は第2クラッチを介して前記第2中間出力経路に選択的に連結され、第2回転要素は第3クラッチを介して前記第1中間出力経路に選択的に連結され、第3回転要素は第4クラッチを介して前記第1中間出力経路に選択的に連結され、第4回転要素は出力部材に連結されて回転を出力する第2変速部と、を有し、(c) 前記クラッチおよびブレーキの係合、解放状態を切り換えることにより複数の変速段が成立させられることを特徴とする。

10

## 【0007】

第2発明は、第1発明の多段変速機において、前記クラッチおよびブレーキの係合、解放状態を切り換えることにより正回転方向へ少なくとも7段の変速段が成立させられることを特徴とする。

## 【0008】

第3発明は、前進7段以上の変速が可能な多段変速機であって、(a) 入力部材の回転を予め定められた一定の変速比で伝達する第1中間出力経路と、その第1中間出力経路よりも変速比が大きく、入力部材の回転を第1中間出力経路よりも低回転で伝達する第2中間出力経路とを備えている第1変速部と、(b) 第2-1遊星歯車装置、第2-2遊星歯車装置、および第2-3遊星歯車装置のサンギヤ、キャリア、およびリングギヤの一部が互いに連結されることによって5つの回転要素が構成されるとともに、その5つの回転要素の回転速度を直線で表すことができる共線図上においてその5つの回転要素を一端から他端へ向かって順番に第1回転要素、第2回転要素、第3回転要素、第4回転要素、および第5回転要素とした時、その第1回転要素は第1ブレーキによって選択的に回転停止させられ、第2回転要素は第2ブレーキによって選択的に回転停止させられ、第5回転要素は第1クラッチを介して前記第2中間出力経路に選択的に連結され、第1回転要素は第2クラッチを介して前記第2中間出力経路に選択的に連結され、第2回転要素は第3クラッチを介して前記第1中間出力経路に選択的に連結され、第3回転要素は第4クラッチを介して前記第1中間出力経路に選択的に連結され、第4回転要素は出力部材に連結されて回転を出力する第2変速部と、を備えている一方、(c-1) 前記第1クラッチおよび前記第2ブレーキが係合させられることによって成立する最も大きい変速比の第1変速段、(c-2) 前記第1クラッチおよび前記第1ブレーキが係合させられることによって成立する、前記第1変速段よりも変速比が小さい第2変速段、(c-3) 前記第1クラッチおよび前記第2クラッチが係合させられることによって成立する、前記第2変速段よりも変速比が小さい第3変速段、(c-4) 前記第1クラッチおよび前記第3クラッチ、または該第1クラッチおよび前記第4クラッチが係合させられることによって成立する、前記第3変速段よりも変速比が小さい第4変速段、(c-5) 前記第3クラッチおよび前記第4クラッチが係合させられることによって成立する、前記第4変速段よりも変速比が小さい第5変速段、(c-6) 前記第2クラッチおよび前記第4クラッチが係合させられることによって成立する、前記第5変速段よりも変速比が小さい第6変速段、(c-7) 前記第4クラッチおよび前記第1ブレーキが係合させられることによって成立する、前記第6変速段よりも変速比が小さい第7変速段、(c-8) 前記第3クラッチおよび前記第1ブレーキが係合させられることによって成立する、前記第7変速段よりも変速比が小さい第8変速段、のうちの7つの変速段を用いて変速が行われることを特徴とする。

20

30

40

## 【0009】

第4発明は、前進7段以上の変速が可能な多段変速機であって、(a) 入力部材の回転を予め定められた一定の変速比で伝達する第1中間出力経路と、その第1中間出力経路よりも変速比が大きく、入力部材の回転を第1中間出力経路よりも低回転で伝達する第2中間出力経路とを備えている第1変速部と、(b) 第2-1遊星歯車装置、第2-2遊星歯車装置、および第2-3遊星歯車装置のサンギヤ、キャリア、およびリングギヤの一部が互い

50

に連結されることによって5つの回転要素が構成されるとともに、その5つの回転要素の回転速度を直線で表すことができる共線図上においてその5つの回転要素を一端から他端へ向かって順番に第1回転要素、第2回転要素、第3回転要素、第4回転要素、および第5回転要素とした時、その第1回転要素は第1ブレーキによって選択的に回転停止させられ、第2回転要素は第2ブレーキによって選択的に回転停止させられ、第5回転要素は第1クラッチを介して前記第2中間出力経路に選択的に連結され、第1回転要素は第2クラッチを介して前記第2中間出力経路に選択的に連結され、第2回転要素は第3クラッチを介して前記第1中間出力経路に選択的に連結され、第3回転要素は第4クラッチを介して前記第1中間出力経路に選択的に連結され、第4回転要素は出力部材に連結されて回転を出力する第2変速部と、を備えている一方、(c-1)前記第1クラッチおよび前記第2ブレーキが係合させられることによって成立する最も大きい変速比の第1変速段、(c-2)前記第1クラッチおよび前記第1ブレーキが係合させられることによって成立する、前記第1変速段よりも変速比が小さい第2変速段、(c-3)前記第1クラッチおよび前記第2クラッチが係合させられることによって成立する、前記第2変速段よりも変速比が小さい第3変速段、(c-4)前記第1クラッチおよび前記第3クラッチ、または該第1クラッチおよび前記第4クラッチが係合させられることによって成立する、前記第3変速段よりも変速比が小さい第4変速段、(c-5)前記第3クラッチおよび前記第4クラッチが係合させられることによって成立する、前記第4変速段よりも変速比が小さい第5変速段、(c-6)前記第2クラッチおよび前記第4クラッチが係合させられることによって成立する、前記第5変速段よりも変速比が小さい第6変速段、(c-7)前記第4クラッチおよび前記第1ブレーキが係合させられることによって成立する、前記第6変速段よりも変速比が小さい第7変速段、(c-8)前記第3クラッチおよび前記第1ブレーキが係合させられることによって成立する、前記第7変速段よりも変速比が小さい第8変速段、の8つの変速段を用いて変速が行われることを特徴とする。

【0010】

第5発明は、第1発明～第4発明の何れかの多段変速機において、(a)前記第2-1遊星歯車装置はダブルピニオン型で、前記第2-2遊星歯車装置はシングルピニオン型で、前記第2-3遊星歯車装置はシングルピニオン型であり、(b)前記第1回転要素は互いに連結された前記第2-1遊星歯車装置のサンギヤおよび前記第2-3遊星歯車装置のサンギヤで、前記第2回転要素は前記第2-2遊星歯車装置のリングギヤで、前記第3回転要素は互いに連結された前記第2-1遊星歯車装置のリングギヤ、前記第2-2遊星歯車装置のキャリア、および前記第2-3遊星歯車装置のキャリアで、前記第4回転要素は互いに連結された前記第2-2遊星歯車装置のサンギヤおよび前記第2-3遊星歯車装置のリングギヤで、前記第5回転要素は前記第2-1遊星歯車装置のキャリアであることを特徴とする。

【0011】

第6発明は、第1発明～第4発明の何れかの多段変速機において、(a)前記第2-1遊星歯車装置はダブルピニオン型で、前記第2-2遊星歯車装置はシングルピニオン型で、前記第2-3遊星歯車装置はシングルピニオン型であり、(b)前記第1回転要素は互いに連結された前記第2-1遊星歯車装置のキャリアおよび前記第2-3遊星歯車装置のサンギヤで、前記第2回転要素は前記第2-2遊星歯車装置のリングギヤで、前記第3回転要素は互いに連結された前記第2-1遊星歯車装置のリングギヤ、前記第2-2遊星歯車装置のキャリア、および前記第2-3遊星歯車装置のキャリアで、前記第4回転要素は互いに連結された前記第2-2遊星歯車装置のサンギヤおよび前記第2-3遊星歯車装置のリングギヤで、前記第5回転要素は前記第2-1遊星歯車装置のサンギヤであることを特徴とする。

【0012】

第7発明は、第1発明～第4発明の何れかの多段変速機において、(a)前記第2-1遊星歯車装置はシングルピニオン型で、前記第2-2遊星歯車装置はダブルピニオン型で、前記第2-3遊星歯車装置はシングルピニオン型であり、(b)前記第1回転要素は互いに

連結された前記第 2 - 1 遊星歯車装置のサンギヤおよび前記第 2 - 2 遊星歯車装置のサンギヤで、前記第 2 回転要素は前記第 2 - 3 遊星歯車装置のリングギヤで、前記第 3 回転要素は互いに連結された前記第 2 - 2 遊星歯車装置のリングギヤおよび前記第 2 - 3 遊星歯車装置のキャリアで、前記第 4 回転要素は互いに連結された前記第 2 - 1 遊星歯車装置のキャリア、前記第 2 - 2 遊星歯車装置のキャリア、および前記第 2 - 3 遊星歯車装置のサンギヤで、前記第 5 回転要素は前記第 2 - 1 遊星歯車装置のリングギヤであることを特徴とする。

【 0 0 1 3 】

第 8 発明は、第 1 発明～第 4 発明の何れかの多段変速機において、(a) 前記第 2 - 1 遊星歯車装置はシングルピニオン型で、前記第 2 - 2 遊星歯車装置はダブルピニオン型で、前記第 2 - 3 遊星歯車装置はシングルピニオン型であり、(b) 前記第 1 回転要素は互いに連結された前記第 2 - 2 遊星歯車装置のサンギヤおよび前記第 2 - 3 遊星歯車装置のサンギヤで、前記第 2 回転要素は前記第 2 - 1 遊星歯車装置のリングギヤで、前記第 3 回転要素は前記第 2 - 1 遊星歯車装置のキャリアで、前記第 4 回転要素は互いに連結された前記第 2 - 1 遊星歯車装置のサンギヤ、前記第 2 - 2 遊星歯車装置のリングギヤ、および前記第 2 - 3 遊星歯車装置のキャリアで、前記第 5 回転要素は互いに連結された前記第 2 - 2 遊星歯車装置のキャリアおよび前記第 2 - 3 遊星歯車装置のリングギヤであることを特徴とする。

【 0 0 1 4 】

第 9 発明は、第 1 発明～第 4 発明の何れかの多段変速機において、(a) 前記第 2 - 1 遊星歯車装置はダブルピニオン型で、前記第 2 - 2 遊星歯車装置はシングルピニオン型で、前記第 2 - 3 遊星歯車装置はシングルピニオン型であり、(b) 前記第 1 回転要素は互いに連結された前記第 2 - 1 遊星歯車装置のサンギヤおよび前記第 2 - 2 遊星歯車装置のサンギヤで、前記第 2 回転要素は前記第 2 - 3 遊星歯車装置のリングギヤで、前記第 3 回転要素は互いに連結された前記第 2 - 1 遊星歯車装置のリングギヤおよび前記第 2 - 3 遊星歯車装置のキャリアで、前記第 4 回転要素は互いに連結された前記第 2 - 2 遊星歯車装置のキャリアおよび前記第 2 - 3 遊星歯車装置のサンギヤで、前記第 5 回転要素は互いに連結された前記第 2 - 1 遊星歯車装置のキャリアおよび前記第 2 - 2 遊星歯車装置のリングギヤであることを特徴とする。

【 0 0 1 5 】

第 10 発明は、第 1 発明～第 4 発明の何れかの多段変速機において、(a) 前記第 2 - 1 遊星歯車装置はシングルピニオン型で、前記第 2 - 2 遊星歯車装置はシングルピニオン型で、前記第 2 - 3 遊星歯車装置はダブルピニオン型であり、(b) 前記第 1 回転要素は互いに連結された前記第 2 - 1 遊星歯車装置のサンギヤおよび前記第 2 - 3 遊星歯車装置のサンギヤで、前記第 2 回転要素は互いに連結された前記第 2 - 2 遊星歯車装置のリングギヤおよび前記第 2 - 3 遊星歯車装置のリングギヤで、前記第 3 回転要素は前記第 2 - 2 遊星歯車装置のキャリアで、前記第 4 回転要素は互いに連結された前記第 2 - 1 遊星歯車装置のキャリア、前記第 2 - 2 遊星歯車装置のサンギヤ、および前記第 2 - 3 遊星歯車装置のキャリアで、前記第 5 回転要素は前記第 2 - 1 遊星歯車装置のリングギヤであることを特徴とする。

【 0 0 1 6 】

第 11 発明は、第 1 発明～第 4 発明の何れかの多段変速機において、(a) 前記第 2 - 1 遊星歯車装置はダブルピニオン型で、前記第 2 - 2 遊星歯車装置はシングルピニオン型で、前記第 2 - 3 遊星歯車装置はシングルピニオン型であり、(b) 前記第 1 回転要素は互いに連結された前記第 2 - 1 遊星歯車装置のサンギヤおよび前記第 2 - 1 遊星歯車装置のサンギヤで、前記第 2 回転要素は互いに連結された前記第 2 - 1 遊星歯車装置のリングギヤおよび前記第 2 - 3 遊星歯車装置のリングギヤで、前記第 3 回転要素は前記第 2 - 3 遊星歯車装置のキャリアで、前記第 4 回転要素は互いに連結された前記第 2 - 2 遊星歯車装置のキャリアおよび前記第 2 - 3 遊星歯車装置のサンギヤで、前記第 5 回転要素は互いに連結された前記第 2 - 1 遊星歯車装置のキャリアおよび前記第 2 - 2 遊星歯車装置のリング

ギヤであることを特徴とする。

【 0 0 1 7 】

第 1 2 発明は、多段変速機であって、(a) 入力部材の回転を予め定められた一定の変速比で伝達する第 1 中間出力経路と、その第 1 中間出力経路よりも変速比が大きく、入力部材の回転を第 1 中間出力経路よりも低回転で伝達する第 2 中間出力経路とを備えている第 1 変速部と、(b) ダブルピニオン型の第 2 - 1 遊星歯車装置、シングルピニオン型の第 2 - 2 遊星歯車装置、およびシングルピニオン型の第 2 - 3 遊星歯車装置を有し、第 2 - 1 遊星歯車装置のサンギヤおよび第 2 - 3 遊星歯車装置のサンギヤが互いに連結されて第 1 回転要素が構成され、第 2 - 2 遊星歯車装置のリングギヤによって第 2 回転要素が構成され、第 2 - 1 遊星歯車装置のリングギヤ、第 2 - 2 遊星歯車装置のキャリア、および第 2 - 3 遊星歯車装置のキャリアが互いに連結されて第 3 回転要素が構成され、第 2 - 2 遊星歯車装置のサンギヤおよび第 2 - 3 遊星歯車装置のリングギヤが互いに連結されて第 4 回転要素が構成され、第 2 - 1 遊星歯車装置のキャリアによって第 5 回転要素が構成されているとともに、第 1 回転要素は第 1 ブレーキによって選択的に回転停止させられ、第 2 回転要素は第 2 ブレーキによって選択的に回転停止させられ、第 5 回転要素は第 1 クラッチを介して前記第 2 中間出力経路に選択的に連結され、第 1 回転要素は第 2 クラッチを介して前記第 2 中間出力経路に選択的に連結され、第 2 回転要素は第 3 クラッチを介して前記第 1 中間出力経路に選択的に連結され、第 3 回転要素は第 4 クラッチを介して前記第 1 中間出力経路に選択的に連結され、第 4 回転要素は出力部材に連結されて回転を出力する第 2 変速部と、を有し、(c) 前記クラッチおよびブレーキの係合、解放状態を切り換えることにより複数の変速段が成立させられることを特徴とする。

10

20

【 0 0 1 8 】

第 1 3 発明は、多段変速機であって、(a) 入力部材の回転を予め定められた一定の変速比で伝達する第 1 中間出力経路と、その第 1 中間出力経路よりも変速比が大きく、入力部材の回転を第 1 中間出力経路よりも低回転で伝達する第 2 中間出力経路とを備えている第 1 変速部と、(b) ダブルピニオン型の第 2 - 1 遊星歯車装置、シングルピニオン型の第 2 - 2 遊星歯車装置、およびシングルピニオン型の第 2 - 3 遊星歯車装置を有し、第 2 - 1 遊星歯車装置のキャリアおよび第 2 - 3 遊星歯車装置のサンギヤが互いに連結されて第 1 回転要素が構成され、第 2 - 2 遊星歯車装置のリングギヤによって第 2 回転要素が構成され、第 2 - 1 遊星歯車装置のリングギヤ、第 2 - 2 遊星歯車装置のキャリア、および第 2 - 3 遊星歯車装置のキャリアが互いに連結されて第 3 回転要素が構成され、第 2 - 2 遊星歯車装置のサンギヤおよび第 2 - 3 遊星歯車装置のリングギヤが互いに連結されて第 4 回転要素が構成され、第 2 - 1 遊星歯車装置のサンギヤによって第 5 回転要素が構成されているとともに、第 1 回転要素は第 1 ブレーキによって選択的に回転停止させられ、第 2 回転要素は第 2 ブレーキによって選択的に回転停止させられ、第 5 回転要素は第 1 クラッチを介して前記第 2 中間出力経路に選択的に連結され、第 1 回転要素は第 2 クラッチを介して前記第 2 中間出力経路に選択的に連結され、第 2 回転要素は第 3 クラッチを介して前記第 1 中間出力経路に選択的に連結され、第 3 回転要素は第 4 クラッチを介して前記第 1 中間出力経路に選択的に連結され、第 4 回転要素は出力部材に連結されて回転を出力する第 2 変速部と、を有し、(c) 前記クラッチおよびブレーキの係合、解放状態を切り換えることにより複数の変速段が成立させられることを特徴とする。

30

40

【 0 0 1 9 】

第 1 4 発明は、多段変速機であって、(a) 入力部材の回転を予め定められた一定の変速比で伝達する第 1 中間出力経路と、その第 1 中間出力経路よりも変速比が大きく、入力部材の回転を第 1 中間出力経路よりも低回転で伝達する第 2 中間出力経路とを備えている第 1 変速部と、(b) シングルピニオン型の第 2 - 1 遊星歯車装置、ダブルピニオン型の第 2 - 2 遊星歯車装置、およびシングルピニオン型の第 2 - 3 遊星歯車装置を有し、第 2 - 1 遊星歯車装置のサンギヤおよび第 2 - 2 遊星歯車装置のサンギヤが互いに連結されて第 1 回転要素が構成され、第 2 - 3 遊星歯車装置のリングギヤによって第 2 回転要素が構成され、第 2 - 2 遊星歯車装置のリングギヤおよび第 2 - 3 遊星歯車装置のキャリアが互いに

50

連結されて第3回転要素が構成され、第2-1遊星歯車装置のキャリア、第2-2遊星歯車装置のキャリア、および第2-3遊星歯車装置のサンギヤが互いに連結されて第4回転要素が構成され、第2-1遊星歯車装置のリングギヤによって第5回転要素が構成されているとともに、第1回転要素は第1ブレーキによって選択的に回転停止させられ、第2回転要素は第2ブレーキによって選択的に回転停止させられ、第5回転要素は第1クラッチを介して前記第2中間出力経路に選択的に連結され、第1回転要素は第2クラッチを介して前記第2中間出力経路に選択的に連結され、第2回転要素は第3クラッチを介して前記第1中間出力経路に選択的に連結され、第3回転要素は第4クラッチを介して前記第1中間出力経路に選択的に連結され、第4回転要素は出力部材に連結されて回転を出力する第2変速部と、を有し、(c)前記クラッチおよびブレーキの係合、解放状態を切り換えることにより複数の変速段が成立させられることを特徴とする。

10

## 【0020】

第15発明は、多段変速機であって、(a)入力部材の回転を予め定められた一定の変速比で伝達する第1中間出力経路と、その第1中間出力経路よりも変速比が大きく、入力部材の回転を第1中間出力経路よりも低回転で伝達する第2中間出力経路とを備えている第1変速部と、(b)シングルピニオン型の第2-1遊星歯車装置、ダブルピニオン型の第2-2遊星歯車装置、およびシングルピニオン型の第2-3遊星歯車装置を有し、第2-2遊星歯車装置のサンギヤおよび第2-3遊星歯車装置のサンギヤが互いに連結されて第1回転要素が構成され、第2-1遊星歯車装置のリングギヤによって第2回転要素が構成され、第2-1遊星歯車装置のキャリアによって第3回転要素が構成され、第2-1遊星歯車装置のサンギヤ、第2-2遊星歯車装置のリングギヤ、および第2-3遊星歯車装置のキャリアが互いに連結されて第4回転要素が構成され、第2-2遊星歯車装置のキャリアおよび第2-3遊星歯車装置のリングギヤが互いに連結されて第5回転要素が構成されているとともに、第1回転要素は第1ブレーキによって選択的に回転停止させられ、第2回転要素は第2ブレーキによって選択的に回転停止させられ、第5回転要素は第1クラッチを介して前記第2中間出力経路に選択的に連結され、第1回転要素は第2クラッチを介して前記第2中間出力経路に選択的に連結され、第2回転要素は第3クラッチを介して前記第1中間出力経路に選択的に連結され、第3回転要素は第4クラッチを介して前記第1中間出力経路に選択的に連結され、第4回転要素は出力部材に連結されて回転を出力する第2変速部と、を有し、(c)前記クラッチおよびブレーキの係合、解放状態を切り換えることにより複数の変速段が成立させられることを特徴とする。

20

30

## 【0021】

第16発明は、多段変速機であって、(a)入力部材の回転を予め定められた一定の変速比で伝達する第1中間出力経路と、その第1中間出力経路よりも変速比が大きく、入力部材の回転を第1中間出力経路よりも低回転で伝達する第2中間出力経路とを備えている第1変速部と、(b)ダブルピニオン型の第2-1遊星歯車装置、シングルピニオン型の第2-2遊星歯車装置、およびシングルピニオン型の第2-3遊星歯車装置を有し、第2-1遊星歯車装置のサンギヤおよび第2-2遊星歯車装置のサンギヤが互いに連結されて第1回転要素が構成され、第2-3遊星歯車装置のリングギヤによって第2回転要素が構成され、第2-1遊星歯車装置のリングギヤおよび第2-3遊星歯車装置のキャリアが互いに連結されて第3回転要素が構成され、第2-2遊星歯車装置のキャリアおよび第2-3遊星歯車装置のサンギヤが互いに連結されて第4回転要素が構成され、第2-1遊星歯車装置のキャリアおよび第2-2遊星歯車装置のリングギヤが互いに連結されて第5回転要素が構成されているとともに、第1回転要素は第1ブレーキによって選択的に回転停止させられ、第2回転要素は第2ブレーキによって選択的に回転停止させられ、第5回転要素は第1クラッチを介して前記第2中間出力経路に選択的に連結され、第1回転要素は第2クラッチを介して前記第2中間出力経路に選択的に連結され、第2回転要素は第3クラッチを介して前記第1中間出力経路に選択的に連結され、第3回転要素は第4クラッチを介して前記第1中間出力経路に選択的に連結され、第4回転要素は出力部材に連結されて回転を出力する第2変速部と、を有し、(c)前記クラッチおよびブレーキの係合、解放状態を

40

50

切り換えることにより複数の変速段が成立させられることを特徴とする。

【0022】

第17発明は、多段変速機であって、(a) 入力部材の回転を予め定められた一定の変速比で伝達する第1中間出力経路と、その第1中間出力経路よりも変速比が大きく、入力部材の回転を第1中間出力経路よりも低回転で伝達する第2中間出力経路とを備えている第1変速部と、(b) シングルピニオン型の第2-1遊星歯車装置、シングルピニオン型の第2-2遊星歯車装置、およびダブルピニオン型の第2-3遊星歯車装置を有し、第2-1遊星歯車装置のサンギヤおよび第2-3遊星歯車装置のサンギヤが互いに連結されて第1回転要素が構成され、第2-2遊星歯車装置のリングギヤおよび第2-3遊星歯車装置のリングギヤが互いに連結されて第2回転要素が構成され、第2-2遊星歯車装置のキャリアによって第3回転要素が構成され、第2-1遊星歯車装置のキャリア、第2-2遊星歯車装置のサンギヤ、および第2-3遊星歯車装置のキャリアが互いに連結されて第4回転要素が構成され、第2-1遊星歯車装置のリングギヤによって第5回転要素が構成されているとともに、第1回転要素は第1ブレーキによって選択的に回転停止させられ、第2回転要素は第2ブレーキによって選択的に回転停止させられ、第5回転要素は第1クラッチを介して前記第2中間出力経路に選択的に連結され、第1回転要素は第2クラッチを介して前記第2中間出力経路に選択的に連結され、第2回転要素は第3クラッチを介して前記第1中間出力経路に選択的に連結され、第3回転要素は第4クラッチを介して前記第1中間出力経路に選択的に連結され、第4回転要素は出力部材に連結されて回転を出力する第2変速部と、を有し、(c) 前記クラッチおよびブレーキの係合、解放状態を切り換えることにより複数の変速段が成立させられることを特徴とする。

10

20

【0023】

第18発明は、多段変速機であって、(a) 入力部材の回転を予め定められた一定の変速比で伝達する第1中間出力経路と、その第1中間出力経路よりも変速比が大きく、入力部材の回転を第1中間出力経路よりも低回転で伝達する第2中間出力経路とを備えている第1変速部と、(b) ダブルピニオン型の第2-1遊星歯車装置、シングルピニオン型の第2-2遊星歯車装置、およびシングルピニオン型の第2-3遊星歯車装置を有し、第2-1遊星歯車装置のサンギヤおよび第2-2遊星歯車装置のサンギヤが互いに連結されて第1回転要素が構成され、第2-1遊星歯車装置のリングギヤおよび第2-3遊星歯車装置のリングギヤが互いに連結されて第2回転要素が構成され、第2-3遊星歯車装置のキャリアによって第3回転要素が構成され、第2-2遊星歯車装置のキャリアおよび第2-3遊星歯車装置のサンギヤが互いに連結されて第4回転要素が構成され、第2-1遊星歯車装置のキャリアおよび第2-2遊星歯車装置のリングギヤが互いに連結されて第5回転要素が構成されているとともに、第1回転要素は第1ブレーキによって選択的に回転停止させられ、第2回転要素は第2ブレーキによって選択的に回転停止させられ、第5回転要素は第1クラッチを介して前記第2中間出力経路に選択的に連結され、第1回転要素は第2クラッチを介して前記第2中間出力経路に選択的に連結され、第2回転要素は第3クラッチを介して前記第1中間出力経路に選択的に連結され、第3回転要素は第4クラッチを介して前記第1中間出力経路に選択的に連結され、第4回転要素は出力部材に連結されて回転を出力する第2変速部と、を有し、(c) 前記クラッチおよびブレーキの係合、解放状態を切り換えることにより複数の変速段が成立させられることを特徴とする。

30

40

【0024】

第19発明は、第12発明～第18発明の何れかの多段変速機において、(a) 前記第1クラッチおよび前記第2ブレーキが係合させられることによって成立する最も大きい変速比の第1変速段、(b) 前記第1クラッチおよび前記第1ブレーキが係合させられることによって成立する、前記第1変速段よりも変速比が小さい第2変速段、(c) 前記第1クラッチおよび前記第2クラッチが係合させられることによって成立する、前記第2変速段よりも変速比が小さい第3変速段、(d) 前記第1クラッチおよび前記第3クラッチ、または該第1クラッチおよび前記第4クラッチが係合させられることによって成立する、前記第3変速段よりも変速比が小さい第4変速段、(e) 前記第3クラッチおよび前記第4クラッチ

50

が係合させられることによって成立する、前記第4変速段よりも変速比が小さい第5変速段、(f)前記第2クラッチおよび前記第4クラッチが係合させられることによって成立する、前記第5変速段よりも変速比が小さい第6変速段、(g)前記第4クラッチおよび前記第1ブレーキが係合させられることによって成立する、前記第6変速段よりも変速比が小さい第7変速段、(h)前記第3クラッチおよび前記第1ブレーキが係合させられることによって成立する、前記第7変速段よりも変速比が小さい第8変速段、のうちの7つまたは8つの変速段を用いて変速が行われることを特徴とする。

【0025】

第20発明は、第12発明～第18発明の何れかの多段変速機において、(a)前記第1クラッチおよび前記第2ブレーキが係合させられることによって成立する最も大きい変速比の第1変速段、(b)前記第1クラッチおよび前記第1ブレーキが係合させられることによって成立する、前記第1変速段よりも変速比が小さい第2変速段、(c)前記第1クラッチおよび前記第2クラッチが係合させられることによって成立する、前記第2変速段よりも変速比が小さい第3変速段、(d)前記第1クラッチおよび前記第3クラッチ、または該第1クラッチおよび前記第4クラッチが係合させられることによって成立する、前記第3変速段よりも変速比が小さい第4変速段、(e)前記第3クラッチおよび前記第4クラッチが係合させられることによって成立する、前記第4変速段よりも変速比が小さい第5変速段、(f)前記第2クラッチおよび前記第4クラッチが係合させられることによって成立する、前記第5変速段よりも変速比が小さい第6変速段、(g)前記第4クラッチおよび前記第1ブレーキが係合させられることによって成立する、前記第6変速段よりも変速比が小さい第7変速段、(h)前記第3クラッチおよび前記第1ブレーキが係合させられることによって成立する、前記第7変速段よりも変速比が小さい第8変速段、のうちの7つまたは8つの変速段を用いて変速が行われることを特徴とする。

【0026】

第21発明は、第1発明～第20発明の何れかの多段変速機において、前記第1変速部は、第1遊星歯車装置を有するとともに、その第1遊星歯車装置の3つの回転要素の何れか1つが前記入力部材に連結されて回転駆動され、他の1つが回転不能に固定され、残りの1つが中間出力部材として前記入力部材に対して減速回転させられて伝達するように構成され、その中間出力部材を経て伝達する経路が前記第2中間出力経路で、前記入力部材の回転を変速比1.0でそのまま伝達する経路が前記第1中間出力経路であることを特徴とする。

【発明の効果】

【0027】

本発明の多段変速機は、7段以上の多段変速が、変速比が異なる2つの中間出力経路を有する第1変速部および3組の遊星歯車装置を有する第2変速部と、4つのクラッチおよび2つのブレーキによって得られるため、軽量で且つコンパクトに構成できるとともに、2つの係合要素(クラッチまたはブレーキ)の摺り替えで変速を行うことができるため、変速制御が容易で変速ショックの発生が抑制される。

【0028】

第1回転要素～第5回転要素について具体的に定められている第5発明～第18発明では、第2変速部の3つの遊星歯車装置のギヤ比を例えば0.3～0.6程度の範囲内で適当に定めることにより、それ等の遊星歯車装置として比較的小型(小径)のものを使用しつつ、7段以上の変速段の変速比を等比に近い形で設定することができるとともに、トータルで例えば6程度の大きな変速比幅を確保できる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0029】

本発明は車両用の自動変速機に好適に適用され、例えば内燃機関等の走行用駆動源からトルクコンバータなどの流体継手を経て回転が入力され、所定の変速比で変速して出力歯車や出力軸などの出力部材から差動歯車装置を経て左右の駆動輪に伝達されるが、車両用以外の自動変速機にも適用され得る。入力部材は、例えばトルクコンバータのタービン軸

10

20

30

40

50



などである。

【0030】

自動変速機の車両に対する搭載姿勢は、自動変速機の軸線が車両の幅方向となるFF（フロントエンジン・フロントドライブ）車両などの横置き型でも、自動変速機の軸線が車両の前後方向となるFR（フロントエンジン・リアドライブ）車両などの縦置き型でも良い。

【0031】

自動変速機は、アクセル操作量や車速などの運転状態に応じて自動的に変速段を切り換えるものでも良いが、運転者のスイッチ操作（アップダウン操作など）に従って変速段を切り換えるものでも良い。本発明の多段変速機は、前進7段以上の多段変速が可能で、前進8段の多段変速機に好適に適用されるが、前進6段以下の多段変速機に適用することもできる。また、前記第2クラッチおよび前記第2ブレーキを係合させることによって逆回転方向の後進変速段を成立させることもできる。

10

【0032】

第3発明、第19発明のように7段で変速する場合には、第1変速段～第8変速段の中の何れか1つを省略すれば良く、例えば第8変速段を省略して第1変速段～第7変速段を用いたり、第1変速段を省略して第2変速段～第8変速段を用いたり、第7変速段を省略して第1変速段～第6変速段+第8変速段を用いたりするなど、種々の態様が可能である。

【0033】

第1クラッチ～第4クラッチ、第1ブレーキ、第2ブレーキとしては、油圧シリンダによって摩擦係合させられる多板式や単板式、ベルト式などの油圧式摩擦係合装置が好適に用いられるが、電磁式等の他の形式の係合装置を採用することもできる。変速制御を容易にするため、それ等のブレーキやクラッチと並列に一方向クラッチを設けることもできる。例えば第2ブレーキと並列に一方向クラッチを設ければ、第1クラッチを係合させるだけで第1変速段が成立させられ、更に第1ブレーキを係合させるだけで第2変速段へ切り換えることができる。エンジンプレーキが必要無い場合には、第2ブレーキに代えて一方向クラッチを設けるだけでも良い。回転を停止する点で一方向クラッチはブレーキと同様の機能が得られるのである。この他、第1ブレーキと並列に、直列に接続されたブレーキおよび一方向クラッチを設けるなど、種々の態様が可能である。

20

30

【0034】

第21発明では、第1変速部が第1遊星歯車装置を有して構成され、第1変速部の第2中間出力経路の変速比（＝第1変速部の入力回転速度／出力回転速度）が1.0より大きくて入力部材の回転を減速して伝達する一方、第1中間出力経路は入力部材の回転をそのまま伝達する（変速比＝1.0）が、他の発明の実施に際しては、第1中間出力経路の変速比は必ずしも1.0である必要はなく、例えば第1中間出力経路の変速比が1.0より小さくて入力部材の回転を増速して伝達する一方、第2中間出力経路の変速比が1.0で入力部材の回転をそのまま伝達するようにしても良いなど、種々の態様が可能である。第1遊星歯車装置は、例えば第2変速部と同軸上に配設される。

【0035】

第21発明の第1遊星歯車装置としては、3つの回転要素としてサンギヤ、キャリア、およびリングギヤを有するダブルピニオン型、或いはシングルピニオン型の遊星歯車装置が好適に用いられ、それ等のサンギヤ、キャリア、およびリングギヤの何れか1つが入力部材に連結されて回転駆動され、他の1つが回転不能に固定され、残りの1つが中間出力部材として前記入力部材に対して減速回転させられて出力するように構成される。

40

【0036】

シングルピニオン型の遊星歯車装置を用いる場合には、キャリアに配設されるピニオンギヤとして、大径部および小径部を有する段付きのもの（複合遊星歯車装置）を採用することも可能である。その場合は、3つの回転要素がピニオンギヤの大径部、小径部の一方および他方に噛み合わされるサンギヤおよびリングギヤとキャリアにて構成される場合の

50

他、ピニオンギヤの大径部、小径部にそれぞれ噛み合わされる一対の小径サンギヤおよび大径サンギヤとキャリアにて構成したり、ピニオンギヤの大径部、小径部にそれぞれ噛み合わされる一対の大径リングギヤおよび小径リングギヤとキャリアにて構成したりすることもできる。

【0037】

また、第21発明では、第1変速部が第1遊星歯車装置を有して構成されているが、平行軸式の変速機を用いて第1変速部を構成することもできるなど種々の態様が可能である。平行軸式の第1変速部としては、例えば(a)前記入力部材から回転が入力される第1軸線と、その第1軸線と平行で前記第2変速部が配設された第2軸線とに跨がって配設されているとともに、(b)前記入力部材から前記第1軸線側へ入力された回転を予め定められた第1変速比(=第1軸線側の回転速度/第2軸線側の回転速度)で前記第2軸線側へ伝達する第1動力伝達機構と、(c)前記入力部材から前記第1軸線側へ入力された回転を前記第1変速比よりも大きい第2変速比で前記第2軸線側へ伝達する第2動力伝達機構と、を有して構成され、その場合は、(d)第1動力伝達機構を経て伝達する経路が前記第1中間出力経路に相当し、第2動力伝達機構を経て伝達する経路が前記第2中間出力経路に相当する。

10

【0038】

上記第1軸線側から第2軸線側へ動力伝達する第1動力伝達機構、第2動力伝達機構は、例えばカウンタギヤ対を用いて構成されるが、プーリおよびベルト、或いはスプロケットおよびチェーンなどの他の伝達機構を採用することもできる。

20

【0039】

第1動力伝達機構は、例えば第1変速比=1.0で、第1軸線側の回転をそのまま第2軸線側へ伝達するように構成され、第2動力伝達機構の第2変速比はそれよりも大きく、第1軸線側の回転を減速して第2軸線側へ伝達するように構成される。第1動力伝達機構の第1変速比は1.0以外であっても良く、例えば1.0より小さくて第1軸線側の回転を増速して第2軸線側へ伝達するように構成することも可能で、第2動力伝達機構は、その第1変速比よりも大きな第2変速比、例えば1.0等で第2軸線側へ伝達するように構成される。

【0040】

第2変速部は、例えば第5発明~第18発明のように構成されるが、他の連結形態を採用することもできる。

30

【0041】

第2変速部の第2-1遊星歯車装置~第2-3遊星歯車装置の位置関係は特に限定されず、例えば第2-1遊星歯車装置、第2-2遊星歯車装置、第2-3遊星歯車装置の順番で軸方向に並べて配置することもできるが、軸方向の中央に第2-1遊星歯車装置や第2-3遊星歯車装置を配置することもできるなど、種々の態様が可能である。クラッチやブレーキについても、例えば一端部に集中して配置したり、遊星歯車装置の両側に分けて配置したりするなど、種々の態様が可能である。

【実施例】

【0042】

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。

40

図1の(a)は、第1発明、第2発明、第4発明、第5発明、第12発明、第20発明、第21発明の一実施例である多段変速機としての車両用自動変速機10の骨子図で、(b)は複数の変速段を成立させる際の係合要素および変速比を説明する作動表である。この車両用自動変速機10はFF車両などの横置きとしてもFR車両などの縦置きとしても用いられるもので、ダブルピニオン型の第1遊星歯車装置12を主体として構成されている第1変速部14と、ダブルピニオン型の第2遊星歯車装置16、シングルピニオン型の第3遊星歯車装置18、およびシングルピニオン型の第4遊星歯車装置20を主体として構成されている第2変速部22とを有し、入力軸24の回転を変速して出力歯車26から出力する。入力軸24は入力部材に相当するもので、トルクコンバータ28のタービン軸であ

50

り、走行用駆動源としての内燃機関のクランク軸 30 からトルクコンバータ 28 を介して回転が入力される一方、出力歯車 26 は出力部材に相当するもので、差動歯車装置などを介して左右の駆動輪を回転駆動する。上記第 2 遊星歯車装置 16 は第 2 - 1 遊星歯車装置に相当し、第 3 遊星歯車装置 18 は第 2 - 2 遊星歯車装置に相当し、第 4 遊星歯車装置 20 は第 2 - 3 遊星歯車装置に相当する。なお、この車両用自動変速機 10 は中心線に対して略対称的に構成されており、図 1 (a) では中心線の下半分が省略されている。以下の各実施例についても同様である。

#### 【 0 0 4 3 】

上記第 1 変速部 14 を構成している第 1 遊星歯車装置 12 のキャリア CA 1 は入力軸 24 に連結されて回転駆動され、サンギヤ S 1 は回転不能にケース 32 に一体的に固定され、リングギヤ R 1 は中間出力部材として入力軸 24 に対して減速回転させられて第 2 変速部 22 へ出力する。本実施例では、入力軸 24 の回転をキャリア CA 1 からそのまま第 2 変速部 22 へ出力する経路が、予め定められた一定の変速比で出力する第 1 中間出力経路 PA 1 で、入力軸 24 からキャリア CA 1、そのキャリア CA 1 に配設されたピニオンギヤ、および中間出力部材としてのリングギヤ R 1 を経て第 2 変速部 22 へ出力する経路が、第 1 中間出力経路 PA 1 よりも大きい変速比で入力軸 24 の回転を減速して出力する第 2 中間出力経路 PA 2 である。

#### 【 0 0 4 4 】

また、第 2 変速部 22 を構成している第 2 遊星歯車装置 16、第 3 遊星歯車装置 18、および第 4 遊星歯車装置 20 は、一部が互いに連結されることによって 5 つの回転要素 RM 1 ~ RM 5 が構成されており、具体的には、第 2 遊星歯車装置 16 のサンギヤ S 2 および第 4 遊星歯車装置 20 のサンギヤ S 4 が互いに連結されて第 1 回転要素 RM 1 が構成され、第 3 遊星歯車装置 18 のリングギヤ R 3 によって第 2 回転要素 RM 2 が構成され、第 2 遊星歯車装置 16 のリングギヤ R 2、第 3 遊星歯車装置 18 のキャリア CA 3、および第 4 遊星歯車装置 20 のキャリア CA 4 が互いに連結されて第 3 回転要素 RM 3 が構成され、第 3 遊星歯車装置 18 のサンギヤ S 3 および第 4 遊星歯車装置 20 のリングギヤ R 4 が互いに連結されて第 4 回転要素 RM 4 が構成され、第 2 遊星歯車装置 16 のキャリア CA 2 によって第 5 回転要素 RM 5 が構成されている。

#### 【 0 0 4 5 】

そして、第 1 回転要素 RM 1 (サンギヤ S 2、S 4) は第 1 ブレーキ B 1 によってケース 32 に選択的に連結されて回転停止させられ、第 2 回転要素 RM 2 (リングギヤ R 3) は第 2 ブレーキ B 2 によってケース 32 に選択的に連結されて回転停止させられ、第 5 回転要素 RM 5 (キャリア CA 2) は第 1 クラッチ C 1 を介して中間出力部材である前記第 1 遊星歯車装置 12 のリングギヤ R 1 すなわち第 2 中間出力経路 PA 2 に選択的に連結され、第 1 回転要素 RM 1 (サンギヤ S 2、S 4) は第 2 クラッチ C 2 を介して同じくリングギヤ R 1 すなわち第 2 中間出力経路 PA 2 に選択的に連結され、第 2 回転要素 RM 2 (リングギヤ R 3) は第 3 クラッチ C 3 を介して入力軸 24 すなわち第 1 中間出力経路 PA 1 に選択的に連結され、第 3 回転要素 RM 3 (リングギヤ R 2 およびキャリア CA 3、CA 4) は第 4 クラッチ C 4 を介して入力軸 24 すなわち第 1 中間出力経路 PA 1 に選択的に連結され、第 4 回転要素 RM 4 (サンギヤ S 3 およびリングギヤ R 4) は前記出力歯車 26 に一体的に連結されて回転を出力するようになっている。第 1 ブレーキ B 1、第 2 ブレーキ B 2、第 1 クラッチ C 1 ~ 第 4 クラッチ C 4 は、何れも油圧シリンダによって摩擦係合させられる多板式の油圧式摩擦係合装置である。

#### 【 0 0 4 6 】

図 2 は、上記第 1 変速部 14 および第 2 変速部 22 の各回転要素の回転速度を直線で表すことができる共線図であり、下の横線が回転速度「0」で、上の横線が回転速度「1.0」すなわち入力軸 24 と同じ回転速度である。また、第 1 変速部 14 の各縦線は、左側から順番にサンギヤ S 1、リングギヤ R 1、キャリア CA 1 を表しており、それ等の間隔は第 1 遊星歯車装置 12 のギヤ比 (= サンギヤの歯数 / リングギヤの歯数) 1 に応じて定められる。図は、ギヤ比  $1 = 0.445$  の場合である。第 2 変速部 22 の 5 本の縦線

10

20

30

40

50

は、左側から順番に第1回転要素RM1(サンギヤS2、S4)、第2回転要素RM2(リングギヤR3)、第3回転要素RM3(リングギヤR2およびキャリアCA3、CA4)、第4回転要素RM4(サンギヤS3およびリングギヤR4)、第5回転要素RM5(キャリアCA2)を表しており、それ等の間隔は第2遊星歯車装置16のギヤ比 $i_2$ 、第3遊星歯車装置18のギヤ比 $i_3$ 、および第4遊星歯車装置20のギヤ比 $i_4$ に応じて定められる。図は、ギヤ比 $i_2 = 0.504$ 、 $i_3 = 0.329$ 、 $i_4 = 0.449$ の場合である。なお、第2変速部22の丸付き数字「1」～「5」はそれぞれ第1回転要素RM1～第5回転要素RM5を表している。以下の各実施例も同様である。

【0047】

そして、この共線図から明らかなように、第1クラッチC1および第2ブレーキB2が係合させられて、第5回転要素RM5が第1変速部14を介して減速回転させられるとともに第2回転要素RM2が回転停止させられると、出力歯車26に連結された第4回転要素RM4は「1st」で示す回転速度で回転させられ、最も大きい変速比(=入力軸24の回転速度/出力歯車26の回転速度)の第1変速段「1st」が成立させられる。第1クラッチC1および第1ブレーキB1が係合させられて、第5回転要素RM5が第1変速部14を介して減速回転させられるとともに第1回転要素RM1が回転停止させられると、第4回転要素RM4は「2nd」で示す回転速度で回転させられ、第1変速段「1st」よりも変速比が小さい第2変速段「2nd」が成立させられる。第1クラッチC1および第2クラッチC2が係合させられて、第2変速部22が第1変速部14を介して一体的に減速回転させられると、第4回転要素RM4は「3rd」で示す回転速度すなわち第1変速部14のリングギヤR1と同じ回転速度で回転させられ、第2変速段「2nd」よりも変速比が小さい第3変速段「3rd」が成立させられる。第1クラッチC1および第3クラッチC3が係合させられて、第5回転要素RM5が第1変速部14を介して減速回転させられるとともに第2回転要素RM2が入力軸24と一体回転させられると、第4回転要素RM4は「4th」で示す回転速度で回転させられ、第3変速段「3rd」よりも変速比が小さい第4変速段「4th」が成立させられる。第3クラッチC3および第4クラッチC4が係合させられて、第2変速部22が入力軸24と一体回転させられると、第4回転要素RM4は「5th」で示す回転速度すなわち入力軸24と同じ回転速度で回転させられ、第4変速段「4th」よりも変速比が小さい第5変速段「5th」が成立させられる。この第5変速段「5th」の変速比は1である。第2クラッチC2および第4クラッチC4が係合させられて、第1回転要素RM1が第1変速部14を介して減速回転させられるとともに第3回転要素RM3が入力軸24と一体回転させられると、第4回転要素RM4は「6th」で示す回転速度で回転させられ、第5変速段「5th」よりも変速比が小さい第6変速段「6th」が成立させられる。第4クラッチC4および第1ブレーキB1が係合させられて、第3回転要素RM3が入力軸24と一体回転させられるとともに第1回転要素RM1が回転停止させられると、第4回転要素RM4は「7th」で示す回転速度で回転させられ、第6変速段「6th」よりも変速比が小さい第7変速段「7th」が成立させられる。第3クラッチC3および第1ブレーキB1が係合させられて、第2回転要素RM2が入力軸24と一体回転させられるとともに第1回転要素RM1が回転停止させられると、第4回転要素RM4は「8th」で示す回転速度で回転させられ、第7変速段「7th」よりも変速比が小さい第8変速段「8th」が成立させられる。

【0048】

また、第2クラッチC2および第2ブレーキB2が係合させられると、第1回転要素RM1が第1変速部14を介して減速回転させられるとともに第2回転要素RM2が回転停止させられることにより、第4回転要素RM4は「Rev」で示す回転速度で逆回転させられ、後進変速段「Rev」が成立させられる。

【0049】

図1の(b)の作動表は、上記各変速段とクラッチC1～C4、ブレーキB1、B2の作動状態との関係をまとめたもので、「 $\bullet$ 」は係合を表しており、空欄は解放である。各変速段の変速比は、第1遊星歯車装置12、第2遊星歯車装置16、第3遊星歯車装置18

10

20

30

40

50

、第4遊星歯車装置20の各ギヤ比 1 ~ 4によって適宜定められ、例えば 1 = 0 . 4 4 5、 2 = 0 . 5 0 4、 3 = 0 . 3 2 9、 4 = 0 . 4 4 9とすれば、図1(b)に示す変速比が得られ、ギヤ比ステップ(各変速段間の変速比の比)の値が略適切であるとともにトータルの変速比幅(= 3 . 5 1 8 / 0 . 5 8 8)も5 . 9 8 0程度と大きく、後進変速段「Rev」の変速比も適当で、全体として適切な変速比特性が得られる。

【0050】

このように本実施例の車両用自動変速機10によれば、前進8段の多段変速が計4組の遊星歯車装置12、16、18、20と4つのクラッチC1~C4および2つのブレーキB1、B2によって得られるため、軽量で且つコンパクトに構成され、車両への搭載性が向上する。しかも、図1(b)から明らかなように、クラッチC1~C4およびブレーキB1、B2の何れか2つを掴み替えるだけで各変速段の変速を行うことができるため、変速制御が容易で変速ショックの発生が抑制される。

10

【0051】

また、4つの遊星歯車装置12、16、18、20のギヤ比 1 ~ 4を0 . 3 ~ 0 . 6の範囲内として、それ等の遊星歯車装置12、16、18、20を比較的小型(小径)に維持しつつ、図1(b)に示すように第1変速段「1st」~第8変速段「8th」の変速比を等比に近い形で設定することができるとともに、トータルで6程度の大きな変速比幅を確保でき、且つ後進変速段「Rev」の変速比も大きく、全体として適切な変速比特性が得られる。

【0052】

20

次に、本発明の他の実施例を説明する。なお、以下の実施例において前記実施例と実質的に共通する部分には同一の符号を付して詳しい説明を省略する。

【0053】

前記図1および図2の実施例では、第1クラッチC1および第3クラッチC3が係合させられることにより第4変速段「4th」が成立させられるようになっていたが、図3および図4に示すように第1クラッチC1および第4クラッチC4を係合させ、第5回転要素RM5を第1変速部14を介して減速回転させるとともに第3回転要素RM3を入力軸24と一体回転させることにより第4変速段「4th」を成立させることもできる。この場合も前記実施例と同様の作用効果が得られる。

【0054】

30

図5および図6は第1発明、第2発明、第4発明、第6発明、第13発明、第20発明、第21発明の一実施例であり、図5は前記図1に相当する図で、図6は前記図2に相当する図である。この車両用自動変速機40は前記図1および図2の車両用自動変速機10に比較して、第2変速部42の構成が相違している。すなわち、第2遊星歯車装置16のキャリアCA2および第4遊星歯車装置20のサンギヤS4が互いに連結されて第1回転要素RM1が構成され、第3遊星歯車装置18のリングギヤR3によって第2回転要素RM2が構成され、第2遊星歯車装置16のリングギヤR2、第3遊星歯車装置18のキャリアCA3、および第4遊星歯車装置20のキャリアCA4が互いに連結されて第3回転要素RM3が構成され、第3遊星歯車装置18のサンギヤS3および第4遊星歯車装置20のリングギヤR4が互いに連結されて第4回転要素RM4が構成され、第2遊星歯車装置16のサンギヤS2によって第5回転要素RM5が構成されている。なお、クラッチC1~C4、ブレーキB1、B2による各回転要素RM1~RM5と入力軸24すなわち第1中間出力経路PA1、第1遊星歯車装置12のリングギヤR1すなわち第2中間出力経路PA2、ケース32との連結関係、および第4回転要素RM4が出力歯車26と連結されている点は、前記図1、図2の実施例と同じである。

40

【0055】

この場合も、図5(b)に示すように前記図1(b)と同じ作動表に従って第1変速段「1st」~第8変速段「8th」の前進8段および後進変速段「Rev」が成立させられる。また、各変速段の変速比は、第1遊星歯車装置12、第2遊星歯車装置16、第3遊星歯車装置18、第4遊星歯車装置20の各ギヤ比 1 ~ 4によって適宜定められ、例え

50

ば  $1 = 0.445$ 、 $2 = 0.496$ 、 $3 = 0.329$ 、 $4 = 0.449$ とすれば、図6のように前記図2と同じ共線図になって、図5(b)に示すように前記図1(b)と同じ変速比が得られ、図1、図2の実施例と同様の作用効果が得られる。

【0056】

一方、上記図5および図6の実施例では、第1クラッチC1および第3クラッチC3が係合させられることにより第4変速段「4th」が成立させられるようになっていたが、図7および図8に示すように第1クラッチC1および第4クラッチC4を係合させ、第5回転要素RM5を第1変速部14を介して減速回転させるとともに第3回転要素RM3を入力軸24と一体回転させることにより第4変速段「4th」を成立させることもできる。この場合も、第4変速段「4th」の変速比が僅かに異なるだけで、図5、図6の実施例と同様の作用効果が得られる。

10

【0057】

図9および図10は第1発明、第2発明、第4発明、第7発明、第14発明、第20発明、第21発明の一実施例であり、図9は前記図1に相当する図で、図10は前記図2に相当する図である。この車両用自動変速機50は前記図1および図2の車両用自動変速機10と比較して、第2変速部52の構成が相違している。すなわち、この第2変速部52は、シングルピニオン型の第2遊星歯車装置54、ダブルピニオン型の第3遊星歯車装置56、およびシングルピニオン型の第4遊星歯車装置58を主体として構成されているとともに、第2遊星歯車装置54のサンギヤS2および第3遊星歯車装置56のサンギヤS3が互いに連結されて第1回転要素RM1が構成され、第4遊星歯車装置58のリングギヤR4によって第2回転要素RM2が構成され、第3遊星歯車装置56のリングギヤR3および第4遊星歯車装置58のキャリアCA4が互いに連結されて第3回転要素RM3が構成され、第2遊星歯車装置54のキャリアCA2、第3遊星歯車装置56のキャリアCA3、および第4遊星歯車装置58のサンギヤS4が互いに連結されて第4回転要素RM4が構成され、第2遊星歯車装置54のリングギヤR2によって第5回転要素RM5が構成されている。また、この第2変速部52は、ラビニヨ型のように部分的に部材が共用されており、第2遊星歯車装置54、第3遊星歯車装置56のキャリアCA2およびCA3が共通の部材にて構成されているとともに、サンギヤS2およびS3が共通の部材にて構成されており、第2遊星歯車装置54のピニオンギヤが第3遊星歯車装置56の第1ピニオンギヤを兼ねている。なお、クラッチC1～C4、ブレーキB1、B2による各回転要素RM1～RM5と入力軸24すなわち第1中間出力経路PA1、第1遊星歯車装置12のリングギヤR1すなわち第2中間出力経路PA2、ケース32との連結関係、および第4回転要素RM4が出力歯車26と連結されている点は、前記図1、図2の実施例と同じである。上記第2遊星歯車装置54は第2-1遊星歯車装置に相当し、第3遊星歯車装置56は第2-2遊星歯車装置に相当し、第4遊星歯車装置58は第2-3遊星歯車装置に相当する。

20

30

【0058】

この場合も、図9(b)に示すように前記図1(b)と同じ作動表に従って第1変速段「1st」～第8変速段「8th」の前進8段および後進変速段「Rev」が成立させられる。また、各変速段の変速比は、第1遊星歯車装置12、第2遊星歯車装置54、第3遊星歯車装置56、第4遊星歯車装置58の各ギヤ比1～4によって適宜定められ、例えば  $1 = 0.445$ 、 $2 = 0.392$ 、 $3 = 0.310$ 、 $4 = 0.329$ とすれば、図10のように前記図2と同じ共線図になって、図9(b)に示すように前記図1(b)と同じ変速比が得られ、図1、図2の実施例と同様の作用効果が得られる。加えて、本実施例では、第2変速部52がラビニヨ型のように部分的に部材が共用されているため、部品点数や軸長が一層低減される利点がある。

40

【0059】

一方、上記図9および図10の実施例では、第1クラッチC1および第3クラッチC3が係合させられることにより第4変速段「4th」が成立させられるようになっていたが、図11および図12に示すように第1クラッチC1および第4クラッチC4を係合させ

50

、第5回転要素RM5を第1変速部14を介して減速回転させるとともに第3回転要素RM3を入力軸24と一体回転させることにより第4変速段「4th」を成立させることもできる。この場合も、第4変速段「4th」の変速比が僅かに異なるだけで、図9、図10の実施例と同様の作用効果が得られる。

【0060】

図13および図14は第1発明、第2発明、第4発明、第8発明、第15発明、第20発明、第21発明の一実施例であり、図13は前記図1に相当する図で、図14は前記図2に相当する図である。この車両用自動変速機60は前記図9および図10の車両用自動変速機50に比較して、第2変速部62の構成が相違している。すなわち、第3遊星歯車装置56のサンギヤS3および第4遊星歯車装置58のサンギヤS4が互いに連結されて第1回転要素RM1が構成され、第2遊星歯車装置54のリングギヤR2によって第2回転要素RM2が構成され、第2遊星歯車装置54のキャリアCA2によって第3回転要素RM3が構成され、第2遊星歯車装置54のサンギヤS2、第3遊星歯車装置56のリングギヤR3、および第4遊星歯車装置58のキャリアCA4が互いに連結されて第4回転要素RM4が構成され、第3遊星歯車装置56のキャリアCA3および第4遊星歯車装置58のリングギヤR4が互いに連結されて第5回転要素RM5が構成されている。なお、クラッチC1～C4、ブレーキB1、B2による各回転要素RM1～RM5と入力軸24すなわち第1中間出力経路PA1、第1遊星歯車装置12のリングギヤR1すなわち第2中間出力経路PA2、ケース32との連結関係、および第4回転要素RM4が出力歯車26と連結されている点は、前記図1、図2の実施例と同じである。

【0061】

この場合も、図13(b)に示すように前記図1(b)と同じ作動表に従って第1変速段「1st」～第8変速段「8th」の前進8段および後進変速段「Rev」が成立させられる。また、各変速段の変速比は、第1遊星歯車装置12、第2遊星歯車装置54、第3遊星歯車装置56、第4遊星歯車装置58の各ギヤ比 1～4によって適宜定められ、例えば  $1 = 0.445$ 、 $2 = 0.329$ 、 $3 = 0.282$ 、 $4 = 0.392$ とすれば、図14のように前記図2と同じ共線図になって、図13(b)に示すように前記図1(b)と同じ変速比が得られ、図1、図2の実施例と同様の作用効果が得られる。

【0062】

一方、上記図13および図14の実施例では、第1クラッチC1および第3クラッチC3が係合させられることにより第4変速段「4th」が成立させられるようになっていたが、図15および図16に示すように第1クラッチC1および第4クラッチC4を係合させ、第5回転要素RM5を第1変速部14を介して減速回転させるとともに第3回転要素RM3を入力軸24と一体回転させることにより第4変速段「4th」を成立させることもできる。この場合も、第4変速段「4th」の変速比が僅かに異なるだけで、図13、図14の実施例と同様の作用効果が得られる。

【0063】

図17および図18は第1発明、第2発明、第4発明、第9発明、第16発明、第20発明、第21発明の一実施例であり、図17は前記図1に相当する図で、図18は前記図2に相当する図である。この車両用自動変速機70は前記図1および図2の車両用自動変速機10に比較して、第2変速部72の構成が相違している。すなわち、第2遊星歯車装置16のサンギヤS2および第3遊星歯車装置18のサンギヤS3が互いに連結されて第1回転要素RM1が構成され、第4遊星歯車装置20のリングギヤR4によって第2回転要素RM2が構成され、第2遊星歯車装置16のリングギヤR2および第4遊星歯車装置20のキャリアCA4が互いに連結されて第3回転要素RM3が構成され、第3遊星歯車装置18のキャリアCA3および第4遊星歯車装置20のサンギヤS4が互いに連結されて第4回転要素RM4が構成され、第2遊星歯車装置16のキャリアCA2および第3遊星歯車装置18のリングギヤR3が互いに連結されて第5回転要素RM5が構成されている。なお、クラッチC1～C4、ブレーキB1、B2による各回転要素RM1～RM5と入力軸24すなわち第1中間出力経路PA1、第1遊星歯車装置12のリングギヤR1す

なわち第2中間出力経路PA2、ケース32との連結関係、および第4回転要素RM4が出力歯車26と連結されている点は、前記図1、図2の実施例と同じである。

【0064】

この場合も、図17(b)に示すように前記図1(b)と同じ作動表に従って第1変速段「1st」～第8変速段「8th」の前進8段および後進変速段「Rev」が成立させられる。また、各変速段の変速比は、第1遊星歯車装置12、第2遊星歯車装置16、第3遊星歯車装置18、第4遊星歯車装置20の各ギヤ比 $1 \sim 4$ によって適宜定められ、例えば $1 = 0.445$ 、 $2 = 0.504$ 、 $3 = 0.392$ 、 $4 = 0.329$ とすれば、図18のように前記図2と同じ共線図になって、図17(b)に示すように前記図1(b)と同じ変速比が得られ、図1、図2の実施例と同様の作用効果が得られる。

10

【0065】

一方、上記図17および図18の実施例では、第1クラッチC1および第3クラッチC3が係合させられることにより第4変速段「4th」が成立させられるようになっていたが、図19および図20に示すように第1クラッチC1および第4クラッチC4を係合させ、第5回転要素RM5を第1変速部14を介して減速回転させるとともに第3回転要素RM3を入力軸24と一体回転させることにより第4変速段「4th」を成立させることもできる。この場合も、第4変速段「4th」の変速比が僅かに異なるだけで、図17、図18の実施例と同様の作用効果が得られる。

【0066】

図21および図22は第1発明、第2発明、第4発明、第10発明、第17発明、第20発明、第21発明の一実施例であり、図21は前記図1に相当する図で、図22は前記図2に相当する図である。この車両用自動変速機80は前記図1および図2の車両用自動変速機10に比較して、第2変速部82の構成が相違している。すなわち、この第2変速部82は、シングルピニオン型の第2遊星歯車装置84、シングルピニオン型の第3遊星歯車装置86、およびダブルピニオン型の第4遊星歯車装置88を主体として構成されているとともに、第2遊星歯車装置84のサンギヤS2および第4遊星歯車装置88のサンギヤS4が互いに連結されて第1回転要素RM1が構成され、第3遊星歯車装置86のリングギヤR3および第4遊星歯車装置88のリングギヤR4が互いに連結されて第2回転要素RM2が構成され、第3遊星歯車装置86のキャリアCA3によって第3回転要素RM3が構成され、第2遊星歯車装置84のキャリアCA2、第3遊星歯車装置86のサンギヤS3、および第4遊星歯車装置88のキャリアCA4が互いに連結されて第4回転要素RM4が構成され、第2遊星歯車装置84のリングギヤR2によって第5回転要素RM5が構成されている。なお、クラッチC1～C4、ブレーキB1、B2による各回転要素RM1～RM5と入力軸24すなわち第1中間出力経路PA1、第1遊星歯車装置12のリングギヤR1すなわち第2中間出力経路PA2、ケース32との連結関係、および第4回転要素RM4が出力歯車26と連結されている点は、前記図1、図2の実施例と同じである。上記第2遊星歯車装置84は第2-1遊星歯車装置に相当し、第3遊星歯車装置86は第2-2遊星歯車装置に相当し、第4遊星歯車装置88は第2-3遊星歯車装置に相当する。

20

30

【0067】

この場合も、図21(b)に示すように前記図1(b)と同じ作動表に従って第1変速段「1st」～第8変速段「8th」の前進8段および後進変速段「Rev」が成立させられる。また、各変速段の変速比は、第1遊星歯車装置12、第2遊星歯車装置84、第3遊星歯車装置86、第4遊星歯車装置88の各ギヤ比 $1 \sim 4$ によって適宜定められ、例えば $1 = 0.445$ 、 $2 = 0.392$ 、 $3 = 0.329$ 、 $4 = 0.412$ とすれば、図22のように前記図2と同じ共線図になって、図21(b)に示すように前記図1(b)と同じ変速比が得られ、図1、図2の実施例と同様の作用効果が得られる。

40

【0068】

一方、上記図21および図22の実施例では、第1クラッチC1および第3クラッチC3が係合させられることにより第4変速段「4th」が成立させられるようになっていた

50



が、図 2 3 および図 2 4 に示すように第 1 クラッチ C 1 および第 4 クラッチ C 4 を係合させ、第 5 回転要素 R M 5 を第 1 変速部 1 4 を介して減速回転させるとともに第 3 回転要素 R M 3 を入力軸 2 4 と一体回転させることにより第 4 変速段「4 t h」を成立させることもできる。この場合も、第 4 変速段「4 t h」の変速比が僅かに異なるだけで、図 2 1、図 2 2 の実施例と同様の作用効果が得られる。

【 0 0 6 9 】

図 2 5 ~ 図 2 7 は第 1 発明、第 2 発明、第 4 発明、第 5 発明、第 1 2 発明、第 2 0 発明の一実施例である。図 2 5 は、F F 車両など車両に対して横置きに搭載する場合に好適に用いられる車両用駆動装置 1 1 0 の骨子図で、本発明の一実施例である多段変速機としての車両用自動変速機 1 1 2 を備えており、図 2 6 はその車両用自動変速機 1 1 2 の複数の変速段を成立させる際の係合要素および変速比を説明する作動表である。車両用自動変速機 1 1 2 は、互いに平行な第 1 軸線 L 1 および第 2 軸線 L 2 に跨がって配設されており、第 1 軸線 L 1 上には入力軸 1 1 4 が設けられ、燃料の燃焼によって動力を発生する内燃機関等のエンジン 1 1 6 から流体継手としてのトルクコンバータ 1 1 8 を経て動力が入力されるようになっている。入力軸 1 1 4 は入力部材に相当するもので、トルクコンバータ 1 1 8 のタービン軸である。

【 0 0 7 0 】

上記第 1 軸線 L 1 および第 2 軸線 L 2 に跨がって第 1 変速部 1 2 0 が設けられているとともに、第 2 軸線 L 2 上に第 2 変速部 1 2 2 が配設されている。第 1 変速部 1 2 0 は、第 1 動力伝達機構 1 2 4 および第 2 動力伝達機構 1 2 6 にて構成されており、それぞれ互いに噛み合わされた 2 組のカウンタギヤ対 1 2 4 a および 1 2 4 b、1 2 6 a および 1 2 6 b を備えている。第 1 軸線 L 1 側のカウンタギヤ 1 2 4 a、1 2 6 a は、何れもスプライン嵌合などにより入力軸 1 1 4 に相対回転不能に配設されている一方、第 2 軸線 L 2 側のカウンタギヤ 1 2 4 b、1 2 6 b は軸心まわりに相対回転可能に配設されており、それぞれ第 1 変速比  $1$ 、第 2 変速比  $2$  でカウンタギヤ 1 2 4 a、1 2 6 a からカウンタギヤ 1 2 4 b、1 2 6 b へ回転が伝達される。第 1 変速比  $1$  ( $=$ カウンタギヤ 1 2 4 b の歯数 / カウンタギヤ 1 2 4 a の歯数) は第 2 変速比  $2$  ( $=$ カウンタギヤ 1 2 6 b の歯数 / カウンタギヤ 1 2 6 a の歯数) よりも小さく、本実施例では第 1 変速比  $1 = 1.0$ 、第 2 変速比  $2 = 1.802$  で、第 1 動力伝達機構 1 2 4 は入力軸 1 1 4 の回転を逆回転ではあるが同じ回転速度で第 2 軸線 L 2 側へ伝達する一方、第 2 動力伝達機構 1 2 6 は入力軸 1 1 4 の回転を  $1/2$  に減速して第 2 軸線 L 2 側へ伝達する。第 1 変速部 1 2 0 のうち第 1 動力伝達機構 1 2 4 を経て伝達する経路が第 1 中間出力経路に相当し、第 2 動力伝達機構 1 2 6 を経て伝達する経路が第 2 中間出力経路に相当する。

【 0 0 7 1 】

一方、第 2 軸線 L 2 上に配設された第 2 変速部 1 2 2 は、ダブルピニオン型の第 1 遊星歯車装置 1 2 8、シングルピニオン型の第 2 遊星歯車装置 1 3 0、およびシングルピニオン型の第 3 遊星歯車装置 1 3 2 を主体として構成されている。この第 2 変速部 1 2 2 は実質的に前記図 1、図 2 の第 2 変速部 2 2 と同じ構成で、第 1 遊星歯車装置 1 2 8 のサンギヤ S 1 および第 3 遊星歯車装置 1 3 2 のサンギヤ S 3 が互いに連結されて第 1 回転要素 R M 1 が構成され、第 2 遊星歯車装置 1 3 0 のリングギヤ R 2 によって第 2 回転要素 R M 2 が構成され、第 1 遊星歯車装置 1 2 8 のリングギヤ R 1、第 2 遊星歯車装置 1 3 0 のキャリア C A 2、および第 3 遊星歯車装置 1 3 2 のキャリア C A 3 が互いに連結されて第 3 回転要素 R M 3 が構成され、第 2 遊星歯車装置 1 3 0 のサンギヤ S 2 および第 3 遊星歯車装置 1 3 2 のリングギヤ R 3 が互いに連結されて第 4 回転要素 R M 4 が構成され、第 1 遊星歯車装置 1 2 8 のキャリア C A 1 によって第 5 回転要素 R M 5 が構成されている。上記第 1 遊星歯車装置 1 2 8 は第 2 - 1 遊星歯車装置に相当し、第 2 遊星歯車装置 1 3 0 は第 2 - 2 遊星歯車装置に相当し、第 3 遊星歯車装置 1 3 2 は第 2 - 3 遊星歯車装置に相当する。

【 0 0 7 2 】

そして、第 1 回転要素 R M 1 (サンギヤ S 1、S 3) は第 1 ブレーキ B 1 によってケー

ス 1 3 4 に選択的に連結されて回転停止させられ、第 2 回転要素 R M 2 (リングギヤ R 2) は第 2 ブレーキ B 2 によってケース 1 3 4 に選択的に連結されて回転停止させられ、第 5 回転要素 R M 5 (キャリア C A 1) は第 1 クラッチ C 1 を介して第 2 中間出力経路である前記第 2 動力伝達機構 1 2 6 のカウンタギヤ 1 2 6 b に選択的に連結され、第 1 回転要素 R M 1 (サンギヤ S 1、S 3) は第 2 クラッチ C 2 を介して同じくカウンタギヤ 1 2 6 b に選択的に連結され、第 2 回転要素 R M 2 (リングギヤ R 2) は第 3 クラッチ C 3 を介して第 1 中間出力経路である前記第 1 動力伝達機構 1 2 4 のカウンタギヤ 1 2 4 b に選択的に連結され、第 3 回転要素 R M 3 (リングギヤ R 1 およびキャリア C A 2、C A 3) は第 4 クラッチ C 4 を介して同じくカウンタギヤ 1 2 4 b に選択的に連結され、第 4 回転要素 R M 4 (サンギヤ S 2 およびリングギヤ R 3) は出力歯車 1 3 6 に一体的に連結されて回転を出力するようになっている。出力歯車 1 3 6 は出力部材に相当するもので、第 1 軸線 L 1 および第 2 軸線 L 2 と平行な第 3 軸線 L 3 上に配設された差動歯車装置 1 3 8 のリングギヤ 1 4 0 と噛み合わされて回転を伝達し、一対の車軸 1 4 2、1 4 4 を介して左右の駆動輪に分配される。なお、図 2 5 は第 1 軸線 L 1、第 2 軸線 L 2、および第 3 軸線 L 3 が同一の平面内に位置するように展開して示した図で、実際には第 1 軸線 L 1 ~ 第 3 軸線 L 3 が側面視において三角形を形成するように配置される。

10

#### 【 0 0 7 3 】

図 2 7 は、上記第 2 変速部 1 2 2 の各回転要素 R M 1 ~ R M 5 の回転速度を直線で表すことができる共線図であり、下の横線が回転速度「0」で、上の横線が  $1/1$  すなわち本実施例では「1.0」で、逆回転ではあるが入力軸 1 1 4 と同じ回転速度である。また、5本の縦線は、左側から順番に第 1 回転要素 R M 1 (サンギヤ S 1、S 3)、第 2 回転要素 R M 2 (リングギヤ R 2)、第 3 回転要素 R M 3 (リングギヤ R 1 およびキャリア C A 2、C A 3)、第 4 回転要素 R M 4 (サンギヤ S 2 およびリングギヤ R 3)、第 5 回転要素 R M 5 (キャリア C A 1) を表しており、それ等の間隔は第 1 遊星歯車装置 1 2 8 のギヤ比  $\gamma_1$ 、第 2 遊星歯車装置 1 3 0 のギヤ比  $\gamma_2$ 、および第 3 遊星歯車装置 1 3 2 のギヤ比  $\gamma_3$  に応じて定められる。図は、 $\gamma_1 = 0.504$ 、 $\gamma_2 = 0.329$ 、 $\gamma_3 = 0.449$  の場合で、 $\gamma_1 = 1.0$ 、 $\gamma_2 = 1.802$  であれば図 2 と同じ共線図になる。

20

#### 【 0 0 7 4 】

したがって、本実施例においても図 2 6 に示すように前記図 1 (b) と同じ作動表に従ってクラッチ C 1 ~ C 4 およびブレーキ B 1、B 2 の係合、解放状態が切り換えられることにより、第 1 変速段「1st」~第 8 変速段「8th」の前進 8 段および後進変速段「Rev」が成立させられる。また、各変速段の変速比は、第 1 変速部 1 2 0 の第 1 変速比  $\gamma_1$ 、第 2 変速比  $\gamma_2$ 、および第 1 遊星歯車装置 1 2 8、第 2 遊星歯車装置 1 3 0、第 3 遊星歯車装置 1 3 2 の各ギヤ比  $\gamma_1 \sim \gamma_3$  によって適宜定められ、例えば  $\gamma_1 = 1.0$ 、 $\gamma_2 = 1.802$ 、 $\gamma_3 = 0.504$ 、 $\gamma_1 = 0.504$ 、 $\gamma_2 = 0.329$ 、 $\gamma_3 = 0.449$  とすれば、図 1 (b) と同じ変速比が得られ、図 1、図 2 の実施例と同様の作用効果が得られる。

30

#### 【 0 0 7 5 】

また、本実施例では、第 1 軸線 L 1 上にエンジン 1 1 6、トルクコンバータ 1 1 8、第 1 変速部 1 2 0 のカウンタギヤ 1 2 4 a、1 2 6 a が配設される一方、第 2 軸線 L 2 上に第 1 変速部 1 2 0 のカウンタギヤ 1 2 4 b、1 2 6 b、および 3 組の遊星歯車装置 1 2 8、1 3 0、1 3 2 を有する第 2 変速部 1 2 2 が配設されているため、それ等を同一の軸線上に配設する場合に比較して軸方向寸法を短縮でき、第 1 軸線 L 1、第 2 軸線 L 2 の軸方向が車両の幅方向となるように F F 車両に対して横置きにコンパクトに搭載することができる。

40

#### 【 0 0 7 6 】

一方、上記図 2 6 および図 2 7 では、第 1 クラッチ C 1 および第 3 クラッチ C 3 が係合させられることにより第 4 変速段「4th」が成立させられるようになっていたが、図 2 8 および図 2 9 に示すように第 1 クラッチ C 1 および第 4 クラッチ C 4 を係合させ、第 5 回転要素 R M 5 を第 2 動力伝達機構 1 2 6 を介して回転速度  $1/2$  で回転させるととも

50

に第3回転要素RM3を第1動力伝達機構124を介して回転速度 $1/1$ で回転させることにより第4変速段「4th」を成立させることもできる。この場合も、第4変速段「4th」の変速比が僅かに異なるだけで、図26、図27の場合と同様の作用効果が得られる。

【0077】

図30～図32は第1発明、第2発明、第4発明、第6発明、第13発明、第20発明の一実施例であり、図30は前記図25に相当する図で、図31は前記図26に相当する図で、図32は前記図27に相当する図である。この車両用自動変速機150は、前記図25～図27の実施例の車両用自動変速機112に比較して第2変速部152の構成が相違している。すなわち、前記図5および図6の実施例の第2変速部42と実質的に同じ構成で、第1遊星歯車装置128のキャリアCA1および第3遊星歯車装置132のサンギヤS3が互いに連結されて第1回転要素RM1が構成され、第2遊星歯車装置130のリングギヤR2によって第2回転要素RM2が構成され、第1遊星歯車装置128のリングギヤR1、第2遊星歯車装置130のキャリアCA2、および第3遊星歯車装置132のキャリアCA3が互いに連結されて第3回転要素RM3が構成され、第2遊星歯車装置130のサンギヤS2および第3遊星歯車装置132のリングギヤR3が互いに連結されて第4回転要素RM4が構成され、第1遊星歯車装置128のサンギヤS1によって第5回転要素RM5が構成されている。なお、クラッチC1～C4、ブレーキB1、B2による各回転要素RM1～RM5と第1中間出力経路である第1動力伝達機構124のカウンタギヤ124b、第2中間出力経路である第2動力伝達機構126のカウンタギヤ126b、ケース134との連結関係、および第4回転要素RM4が出力歯車136と連結されている点は、前記図25～図27の実施例と同じである。

【0078】

この場合も、図31に示すように前記図26と同じ作動表に従って第1変速段「1st」～第8変速段「8th」の前進8段および後進変速段「Rev」が成立させられる。また、各変速段の変速比は、第1変速部120の第1変速比 $1$ 、第2変速比 $2$ 、および第1遊星歯車装置128、第2遊星歯車装置130、第3遊星歯車装置132の各ギヤ比 $1$ ～ $3$ によって適宜定められ、例えば $1 = 1.0$ 、 $2 = 1.802$ 、 $1 = 0.496$ 、 $2 = 0.329$ 、 $3 = 0.449$ とすれば、図32のように前記図27と同じ共線図になって、図31に示すように前記図26と同じ変速比が得られ、図25～図27の実施例と同様の作用効果が得られる。

【0079】

一方、上記図31および図32では、第1クラッチC1および第3クラッチC3が係合させられることにより第4変速段「4th」が成立させられるようになっていたが、図33および図34に示すように第1クラッチC1および第4クラッチC4を係合させ、第5回転要素RM5を第2動力伝達機構126を介して回転速度 $1/2$ で回転させるとともに第3回転要素RM3を第1動力伝達機構124を介して回転速度 $1/1$ で回転させることにより第4変速段「4th」を成立させることもできる。この場合も、第4変速段「4th」の変速比が僅かに異なるだけで、図31、図32の場合と同様の作用効果が得られる。

【0080】

図35～図37は第1発明、第2発明、第4発明、第7発明、第14発明、第20発明の一実施例であり、図35は前記図25に相当する図で、図36は前記図26に相当する図で、図37は前記図27に相当する図である。この車両用自動変速機160は、前記図25～図27の実施例の車両用自動変速機112に比較して第2変速部162の構成が相違している。すなわち、前記図9および図10の実施例の第2変速部52と実質的に同じ構成で、シングルピニオン型の第1遊星歯車装置164、ダブルピニオン型の第2遊星歯車装置166、およびシングルピニオン型の第3遊星歯車装置168を主体として構成されているとともに、第1遊星歯車装置164のサンギヤS1および第2遊星歯車装置166のサンギヤS2が互いに連結されて第1回転要素RM1が構成され、第3遊星歯車装置

168のリングギヤR3によって第2回転要素RM2が構成され、第2遊星歯車装置166のリングギヤR2および第3遊星歯車装置168のキャリアCA3が互いに連結されて第3回転要素RM3が構成され、第1遊星歯車装置164のキャリアCA1、第2遊星歯車装置166のキャリアCA2、および第3遊星歯車装置168のサンギヤS3が互いに連結されて第4回転要素RM4が構成され、第1遊星歯車装置164のリングギヤR1によって第5回転要素RM5が構成されている。また、ラビニヨ型のように部分的に部材が共用されており、第1遊星歯車装置164、第2遊星歯車装置166のキャリアCA1およびCA2が共通の部材にて構成されているとともに、サンギヤS1およびS2が共通の部材にて構成されており、第1遊星歯車装置164のピニオンギヤが第2遊星歯車装置166の第1ピニオンギヤを兼ねている。なお、クラッチC1~C4、ブレーキB1、B2による各回転要素RM1~RM5と第1中間出力経路である第1動力伝達機構124のカウンタギヤ124b、第2中間出力経路である第2動力伝達機構126のカウンタギヤ126b、ケース134との連結関係、および第4回転要素RM4が出力歯車136と連結されている点は、前記図25~図27の実施例と同じである。上記第1遊星歯車装置164は第2-1遊星歯車装置に相当し、第2遊星歯車装置166は第2-2遊星歯車装置に相当し、第3遊星歯車装置168は第2-3遊星歯車装置に相当する。

10

## 【0081】

この場合も、図36に示すように前記図26と同じ作動表に従って第1変速段「1st」~第8変速段「8th」の前進8段および後進変速段「Rev」が成立させられる。また、各変速段の変速比は、第1変速部120の第1変速比 $\gamma_1$ 、第2変速比 $\gamma_2$ 、および第1遊星歯車装置164、第2遊星歯車装置166、第3遊星歯車装置168の各ギヤ比 $\gamma_1$ ~ $\gamma_3$ によって適宜定められ、例えば $\gamma_1 = 1.0$ 、 $\gamma_2 = 1.802$ 、 $\gamma_3 = 0.392$ 、 $\gamma_1 = 0.310$ 、 $\gamma_2 = 0.329$ とすれば、図37のように前記図27と同じ共線図になって、図36に示すように前記図26と同じ変速比が得られ、図25~図27の実施例と同様の作用効果が得られる。

20

## 【0082】

一方、上記図36および図37では、第1クラッチC1および第3クラッチC3が係合させられることにより第4変速段「4th」が成立させられるようになっていたが、図38および図39に示すように第1クラッチC1および第4クラッチC4を係合させ、第5回転要素RM5を第2動力伝達機構126を介して回転速度 $1/2$ で回転させるとともに第3回転要素RM3を第1動力伝達機構124を介して回転速度 $1/1$ で回転させることにより第4変速段「4th」を成立させることもできる。この場合も、第4変速段「4th」の変速比が僅かに異なるだけで、図36、図37の場合と同様の作用効果が得られる。

30

## 【0083】

図40~図42は第1発明、第2発明、第4発明、第8発明、第15発明、第20発明の一実施例であり、図40は前記図25に相当する図で、図41は前記図26に相当する図で、図42は前記図27に相当する図である。この車両用自動変速機170は、前記図35~図37の実施例の車両用自動変速機160に比較して第2変速部172の構成が相違している。すなわち、前記図13および図14の実施例の第2変速部62と実質的に同じ構成で、第2遊星歯車装置166のサンギヤS2および第3遊星歯車装置168のサンギヤS3が互いに連結されて第1回転要素RM1が構成され、第1遊星歯車装置164のリングギヤR1によって第2回転要素RM2が構成され、第1遊星歯車装置164のキャリアCA1によって第3回転要素RM3が構成され、第1遊星歯車装置164のサンギヤS1、第2遊星歯車装置166のリングギヤR2、および第3遊星歯車装置168のキャリアCA3が互いに連結されて第4回転要素RM4が構成され、第2遊星歯車装置166のキャリアCA2および第3遊星歯車装置168のリングギヤR3が互いに連結されて第5回転要素RM5が構成されている。なお、クラッチC1~C4、ブレーキB1、B2による各回転要素RM1~RM5と第1中間出力経路である第1動力伝達機構124のカウンタギヤ124b、第2中間出力経路である第2動力伝達機構126のカウンタギヤ12

40

50

6 b、ケース134との連結関係、および第4回転要素RM4が出力歯車136と連結されている点は、前記図25～図27の実施例と同じである。

【0084】

この場合も、図41に示すように前記図26と同じ作動表に従って第1変速段「1st」～第8変速段「8th」の前進8段および後進変速段「Rev」が成立させられる。また、各変速段の変速比は、第1変速部120の第1変速比 $\gamma_1$ 、第2変速比 $\gamma_2$ 、および第1遊星歯車装置164、第2遊星歯車装置166、第3遊星歯車装置168の各ギヤ比 $\gamma_1$ ～ $\gamma_3$ によって適宜定められ、例えば $\gamma_1 = 1.0$ 、 $\gamma_2 = 1.802$ 、 $\gamma_3 = 0.329$ 、 $\gamma_1 = 0.282$ 、 $\gamma_2 = 0.392$ とすれば、図42のように前記図27と同じ共線図になって、図41に示すように前記図26と同じ変速比が得られ、図25～図27の実施例と同様の作用効果が得られる。

10

【0085】

一方、上記図41および図42では、第1クラッチC1および第3クラッチC3が係合させられることにより第4変速段「4th」が成立させられるようになっていたが、図43および図44に示すように第1クラッチC1および第4クラッチC4を係合させ、第5回転要素RM5を第2動力伝達機構126を介して回転速度 $1/2$ で回転させるとともに第3回転要素RM3を第1動力伝達機構124を介して回転速度 $1/1$ で回転させることにより第4変速段「4th」を成立させることもできる。この場合も、第4変速段「4th」の変速比が僅かに異なるだけで、図41、図42の場合と同様の作用効果が得られる。

20

【0086】

図45～図47は第1発明、第2発明、第4発明、第9発明、第16発明、第20発明の一実施例であり、図45は前記図25に相当する図で、図46は前記図26に相当する図で、図47は前記図27に相当する図である。この車両用自動変速機180は、前記図25～図27の実施例の車両用自動変速機112と比較して第2変速部182の構成が相違している。すなわち、前記図17および図18の実施例の第2変速部72と実質的に同じ構成で、第1遊星歯車装置128のサンギヤS1および第2遊星歯車装置130のサンギヤS2が互いに連結されて第1回転要素RM1が構成され、第3遊星歯車装置132のリングギヤR3によって第2回転要素RM2が構成され、第1遊星歯車装置128のリングギヤR1および第3遊星歯車装置132のキャリアCA3が互いに連結されて第3回転要素RM3が構成され、第2遊星歯車装置130のキャリアCA2および第3遊星歯車装置132のサンギヤS3が互いに連結されて第4回転要素RM4が構成され、第1遊星歯車装置128のキャリアCA1および第2遊星歯車装置130のリングギヤR2が互いに連結されて第5回転要素RM5が構成されている。なお、クラッチC1～C4、ブレーキB1、B2による各回転要素RM1～RM5と第1中間出力経路である第1動力伝達機構124のカウンタギヤ124b、第2中間出力経路である第2動力伝達機構126のカウンタギヤ126b、ケース134との連結関係、および第4回転要素RM4が出力歯車136と連結されている点は、前記図25～図27の実施例と同じである。

30

【0087】

この場合も、図46に示すように前記図26と同じ作動表に従って第1変速段「1st」～第8変速段「8th」の前進8段および後進変速段「Rev」が成立させられる。また、各変速段の変速比は、第1変速部120の第1変速比 $\gamma_1$ 、第2変速比 $\gamma_2$ 、および第1遊星歯車装置128、第2遊星歯車装置130、第3遊星歯車装置132の各ギヤ比 $\gamma_1$ ～ $\gamma_3$ によって適宜定められ、例えば $\gamma_1 = 1.0$ 、 $\gamma_2 = 1.802$ 、 $\gamma_3 = 0.504$ 、 $\gamma_1 = 0.392$ 、 $\gamma_2 = 0.329$ とすれば、図47のように前記図27と同じ共線図になって、図46に示すように前記図26と同じ変速比が得られ、図25～図27の実施例と同様の作用効果が得られる。

40

【0088】

一方、上記図46および図47では、第1クラッチC1および第3クラッチC3が係合させられることにより第4変速段「4th」が成立させられるようになっていたが、図4

50

8 および図 49 に示すように第 1 クラッチ C 1 および第 4 クラッチ C 4 を係合させ、第 5 回転要素 R M 5 を第 2 動力伝達機構 1 2 6 を介して回転速度  $1/2$  で回転させるとともに第 3 回転要素 R M 3 を第 1 動力伝達機構 1 2 4 を介して回転速度  $1/1$  で回転させることにより第 4 変速段「4 t h」を成立させることもできる。この場合も、第 4 変速段「4 t h」の変速比が僅かに異なるだけで、図 46、図 47 の場合と同様の作用効果が得られる。

【0089】

図 50 ~ 図 52 は第 1 発明、第 2 発明、第 4 発明、第 10 発明、第 17 発明、第 20 発明の一実施例であり、図 50 は前記図 25 に相当する図で、図 51 は前記図 26 に相当する図で、図 52 は前記図 27 に相当する図である。この車両用自動変速機 190 は、前記図 25 ~ 図 27 の実施例の車両用自動変速機 112 に比較して第 2 変速部 192 の構成が相違している。すなわち、前記図 21 および図 22 の実施例の第 2 変速部 82 と実質的に同じ構成で、シングルピニオン型の第 1 遊星歯車装置 194、シングルピニオン型の第 2 遊星歯車装置 196、およびダブルピニオン型の第 3 遊星歯車装置 198 を主体として構成されているとともに、第 1 遊星歯車装置 194 のサンギヤ S 1 および第 3 遊星歯車装置 198 のサンギヤ S 3 が互いに連結されて第 1 回転要素 R M 1 が構成され、第 2 遊星歯車装置 196 のリングギヤ R 2 および第 3 遊星歯車装置 198 のリングギヤ R 3 が互いに連結されて第 2 回転要素 R M 2 が構成され、第 2 遊星歯車装置 196 のキャリア C A 2 によって第 3 回転要素 R M 3 が構成され、第 1 遊星歯車装置 194 のキャリア C A 1、第 2 遊星歯車装置 196 のサンギヤ S 2、および第 3 遊星歯車装置 198 のキャリア C A 3 が互いに連結されて第 4 回転要素 R M 4 が構成され、第 1 遊星歯車装置 194 のリングギヤ R 1 によって第 5 回転要素 R M 5 が構成されている。なお、クラッチ C 1 ~ C 4、ブレーキ B 1、B 2 による各回転要素 R M 1 ~ R M 5 と第 1 中間出力経路である第 1 動力伝達機構 124 のカウンタギヤ 124 b、第 2 中間出力経路である第 2 動力伝達機構 126 のカウンタギヤ 126 b、ケース 134 との連結関係、および第 4 回転要素 R M 4 が出力歯車 136 と連結されている点は、前記図 25 ~ 図 27 の実施例と同じである。

【0090】

この場合も、図 51 に示すように前記図 26 と同じ作動表に従って第 1 変速段「1 s t」~ 第 8 変速段「8 t h」の前進 8 段および後進変速段「R e v」が成立させられる。また、各変速段の変速比は、第 1 変速部 120 の第 1 変速比  $1$ 、第 2 変速比  $2$ 、および第 1 遊星歯車装置 194、第 2 遊星歯車装置 196、第 3 遊星歯車装置 198 の各ギヤ比  $1 \sim 3$  によって適宜定められ、例えば  $1 = 1.0$ 、 $2 = 1.802$ 、 $1 = 0.392$ 、 $2 = 0.329$ 、 $3 = 0.412$  とすれば、図 52 のように前記図 27 と同じ共線図になって、図 51 に示すように前記図 26 と同じ変速比が得られ、図 25 ~ 図 27 の実施例と同様の作用効果が得られる。

【0091】

一方、上記図 51 および図 52 では、第 1 クラッチ C 1 および第 3 クラッチ C 3 が係合させられることにより第 4 変速段「4 t h」が成立させられるようになっていたが、図 53 および図 54 に示すように第 1 クラッチ C 1 および第 4 クラッチ C 4 を係合させ、第 5 回転要素 R M 5 を第 2 動力伝達機構 126 を介して回転速度  $1/2$  で回転させるとともに第 3 回転要素 R M 3 を第 1 動力伝達機構 124 を介して回転速度  $1/1$  で回転させることにより第 4 変速段「4 t h」を成立させることもできる。この場合も、第 4 変速段「4 t h」の変速比が僅かに異なるだけで、図 51、図 52 の場合と同様の作用効果が得られる。

【0092】

図 55 ~ 図 57 は第 1 発明、第 2 発明、第 4 発明、第 11 発明、第 18 発明、第 20 発明の一実施例であり、図 55 は前記図 25 に相当する図で、図 56 は前記図 26 に相当する図で、図 57 は前記図 27 に相当する図である。この車両用自動変速機 200 は、前記図 25 ~ 図 27 の実施例の車両用自動変速機 112 に比較して第 2 変速部 202 の構成が相違している。すなわち、第 1 遊星歯車装置 128 のサンギヤ S 1 および第 2 遊星歯車装

10

20

30

40

50

置 1 3 0 のサンギヤ S 2 が互いに連結されて第 1 回転要素 R M 1 が構成され、第 1 遊星歯車装置 1 2 8 のリングギヤ R 1 および第 3 遊星歯車装置 1 3 2 のリングギヤ R 3 が互いに連結されて第 2 回転要素 R M 2 が構成され、第 3 遊星歯車装置 1 3 2 のキャリア C A 3 によって第 3 回転要素 R M 3 が構成され、第 2 遊星歯車装置 1 3 0 のキャリア C A 2 および第 3 遊星歯車装置 1 3 2 のサンギヤ S 3 が互いに連結されて第 4 回転要素 R M 4 が構成され、第 1 遊星歯車装置 1 2 8 のキャリア C A 1 および第 2 遊星歯車装置 1 3 0 のリングギヤ R 2 が互いに連結されて第 5 回転要素 R M 5 が構成されている。なお、クラッチ C 1 ~ C 4、ブレーキ B 1、B 2 による各回転要素 R M 1 ~ R M 5 と第 1 中間出力経路である第 1 動力伝達機構 1 2 4 のカウンタギヤ 1 2 4 b、第 2 中間出力経路である第 2 動力伝達機構 1 2 6 のカウンタギヤ 1 2 6 b、ケース 1 3 4 との連結関係、および第 4 回転要素 R M 4 が出力歯車 1 3 6 と連結されている点は、前記図 2 5 ~ 図 2 7 の実施例と同じである。但し、この実施例では第 1 動力伝達機構 1 2 4 と第 2 動力伝達機構 1 2 6 とが軸方向に離間して配設され、それ等の間に第 2 変速部 2 0 2 が配設されている。

10

### 【 0 0 9 3 】

この場合も、図 5 6 に示すように前記図 2 6 と同じ作動表に従って第 1 変速段「1 s t」~ 第 8 変速段「8 t h」の前進 8 段および後進変速段「R e v」が成立させられる。また、各変速段の変速比は、第 1 変速部 1 2 0 の第 1 変速比  $\gamma_1$ 、第 2 変速比  $\gamma_2$ 、および第 1 遊星歯車装置 1 2 8、第 2 遊星歯車装置 1 3 0、第 3 遊星歯車装置 1 3 2 の各ギヤ比  $\gamma_1 \sim \gamma_3$  によって適宜定められ、例えば  $\gamma_1 = 1.0$ 、 $\gamma_2 = 1.802$ 、 $\gamma_3 = 0.577$ 、 $\gamma_1 = 0.392$ 、 $\gamma_2 = 0.329$  とすれば、図 5 7 のように前記図 2 7 と同じ共線図になって、図 5 6 に示すように前記図 2 6 と同じ変速比が得られ、図 2 5 ~ 図 2 7 の実施例と同様の作用効果が得られる。

20

### 【 0 0 9 4 】

一方、上記図 5 6 および図 5 7 では、第 1 クラッチ C 1 および第 3 クラッチ C 3 が係合させられることにより第 4 変速段「4 t h」が成立させられるようになっていたが、図 5 8 および図 5 9 に示すように第 1 クラッチ C 1 および第 4 クラッチ C 4 を係合させ、第 5 回転要素 R M 5 を第 2 動力伝達機構 1 2 6 を介して回転速度  $1/2$  で回転させるとともに第 3 回転要素 R M 3 を第 1 動力伝達機構 1 2 4 を介して回転速度  $1/1$  で回転させることにより第 4 変速段「4 t h」を成立させることもできる。この場合も、第 4 変速段「4 t h」の変速比が僅かに異なるだけで、図 5 6、図 5 7 の場合と同様の作用効果が得られる。

30

### 【 0 0 9 5 】

図 6 0 の車両用自動変速機 2 1 0 は、前記図 3 5 の車両用自動変速機 1 6 0 において差動歯車装置 1 3 8 を第 2 軸線 L 2 上に配置した場合で、第 2 変速部 1 6 2 を挟んで第 1 変速部 1 2 0 と反対側すなわちエンジン 1 1 6 と同じ側に、その第 2 変速部 1 6 2 に隣接して配設されている。そして、第 2 変速部 1 6 2 の第 4 回転要素 R M 4 (キャリア C A 1、C A 2 およびサンギヤ S 3) は、差動歯車装置 1 3 8 のデファレンシャルケース 2 0 4 に連結されているとともに、一方の車軸 1 4 4 は第 2 変速部 1 6 2 の中心部を挿通させられるとともに、更に第 1 動力伝達機構 1 2 4 および第 2 動力伝達機構 1 2 6 のそれぞれのカウンタギヤ 1 2 4 b、1 2 6 b の中心部を挿通させられて反対側へ突き出している。デファレンシャルケース 2 0 4 は出力部材に相当する。

40

### 【 0 0 9 6 】

このようにすれば、第 2 軸線 L 2 の軸方向寸法が大きくなるものの、車両用自動変速機 2 1 0 を含む車両用駆動装置全体を 2 軸で構成できるため、一層コンパクトに構成されて車両に対する搭載性が更に向上する。

### 【 0 0 9 7 】

なお、図 6 0 では図 3 5 の実施例を 2 軸で構成した場合について説明したが、図 2 5、図 3 0、図 4 0、図 4 5、図 5 0、図 5 5 の各実施例においても、同様に差動歯車装置 1 3 8 を第 2 軸線 L 2 上に配置して 2 軸で構成することが可能である。

### 【 0 0 9 8 】

50

また、前記実施例では何れも前進 8 段変速の場合について説明したが、例えば第 1 変速段「1 s t」～第 7 変速段「7 t h」、第 2 変速段「2 n d」～第 8 変速段「8 t h」、或いは第 1 変速段「1 s t」～第 6 変速段「6 t h」+ 第 8 変速段「8 t h」などの前進 7 段で変速を行うことも可能である。

【0099】

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、これ等はい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】

【0100】

【図 1】本発明の一実施例である車両用自動変速機を説明する図で、(a) は骨子図、(b) は各変速段を成立させるための係合要素を説明する作動表である。

【図 2】図 1 の実施例の共線図である。

【図 3】図 1 の実施例に比較して第 4 変速段の係合要素が異なる場合を説明する図で、図 1 (b) に相当する作動表である。

【図 4】図 3 の実施例の共線図である。

【図 5】本発明の更に別の実施例を説明する図で、図 1 の実施例に比較して第 2 変速部が異なる場合であり、図 1 に相当する図である。

【図 6】図 5 の実施例の共線図である。

【図 7】図 5 の実施例に比較して第 4 変速段の係合要素が異なる場合を説明する図で、図 5 (b) に相当する作動表である。

【図 8】図 7 の実施例の共線図である。

【図 9】本発明の更に別の実施例を説明する図で、図 1 の実施例に比較して第 2 変速部が異なる場合であり、図 1 に相当する図である。

【図 10】図 9 の実施例の共線図である。

【図 11】図 9 の実施例に比較して第 4 変速段の係合要素が異なる場合を説明する図で、図 9 (b) に相当する作動表である。

【図 12】図 11 の実施例の共線図である。

【図 13】本発明の更に別の実施例を説明する図で、図 1 の実施例に比較して第 2 変速部が異なる場合であり、図 1 に相当する図である。

【図 14】図 13 の実施例の共線図である。

【図 15】図 13 の実施例に比較して第 4 変速段の係合要素が異なる場合を説明する図で、図 13 (b) に相当する作動表である。

【図 16】図 15 の実施例の共線図である。

【図 17】本発明の更に別の実施例を説明する図で、図 1 の実施例に比較して第 2 変速部が異なる場合であり、図 1 に相当する図である。

【図 18】図 17 の実施例の共線図である。

【図 19】図 17 の実施例に比較して第 4 変速段の係合要素が異なる場合を説明する図で、図 17 (b) に相当する作動表である。

【図 20】図 19 の実施例の共線図である。

【図 21】本発明の更に別の実施例を説明する図で、図 1 の実施例に比較して第 2 変速部が異なる場合であり、図 1 に相当する図である。

【図 22】図 21 の実施例の共線図である。

【図 23】図 21 の実施例に比較して第 4 変速段の係合要素が異なる場合を説明する図で、図 21 (b) に相当する作動表である。

【図 24】図 23 の実施例の共線図である。

【図 25】本発明の更に別の実施例を説明する図で、図 1 の実施例に比較して第 1 変速部が平行な 2 軸に跨がって配設されたカウンタギヤタイプの場合であり、エンジン等を含む車両用駆動装置全体の骨子図である。

【図 26】図 25 の実施例の作動表である。

10

20

30

40

50



【図 27】図 25 の実施例の共線図である。

【図 28】図 26 に比較して第 4 変速段の係合要素が異なる場合を説明する作動表である。

【図 29】図 28 の実施例の共線図である。

【図 30】本発明の更に別の実施例を説明する図で、図 25 の実施例に比較して第 2 変速部が異なる場合であり、図 25 に相当する骨子図である。

【図 31】図 30 の実施例の作動表である。

【図 32】図 30 の実施例の共線図である。

【図 33】図 31 に比較して第 4 変速段の係合要素が異なる場合を説明する作動表である。

10

【図 34】図 33 の実施例の共線図である。

【図 35】本発明の更に別の実施例を説明する図で、図 25 の実施例に比較して第 2 変速部が異なる場合であり、図 25 に相当する骨子図である。

【図 36】図 35 の実施例の作動表である。

【図 37】図 35 の実施例の共線図である。

【図 38】図 36 に比較して第 4 変速段の係合要素が異なる場合を説明する作動表である。

【図 39】図 38 の実施例の共線図である。

【図 40】本発明の更に別の実施例を説明する図で、図 25 の実施例に比較して第 2 変速部が異なる場合であり、図 25 に相当する骨子図である。

20

【図 41】図 40 の実施例の作動表である。

【図 42】図 40 の実施例の共線図である。

【図 43】図 41 に比較して第 4 変速段の係合要素が異なる場合を説明する作動表である。

【図 44】図 43 の実施例の共線図である。

【図 45】本発明の更に別の実施例を説明する図で、図 25 の実施例に比較して第 2 変速部が異なる場合であり、図 25 に相当する骨子図である。

【図 46】図 45 の実施例の作動表である。

【図 47】図 45 の実施例の共線図である。

【図 48】図 46 に比較して第 4 変速段の係合要素が異なる場合を説明する作動表である。

30

【図 49】図 48 の実施例の共線図である。

【図 50】本発明の更に別の実施例を説明する図で、図 25 の実施例に比較して第 2 変速部が異なる場合であり、図 25 に相当する骨子図である。

【図 51】図 50 の実施例の作動表である。

【図 52】図 50 の実施例の共線図である。

【図 53】図 51 に比較して第 4 変速段の係合要素が異なる場合を説明する作動表である。

【図 54】図 53 の実施例の共線図である。

【図 55】本発明の更に別の実施例を説明する図で、図 25 の実施例に比較して第 2 変速部が異なる場合であり、図 25 に相当する骨子図である。

40

【図 56】図 55 の実施例の作動表である。

【図 57】図 55 の実施例の共線図である。

【図 58】図 56 に比較して第 4 変速段の係合要素が異なる場合を説明する作動表である。

【図 59】図 58 の実施例の共線図である。

【図 60】本発明の更に別の実施例を説明する図で、図 35 の実施例に比較して駆動装置全体を 2 軸で構成した場合であり、図 35 に相当する骨子図である。

【符号の説明】

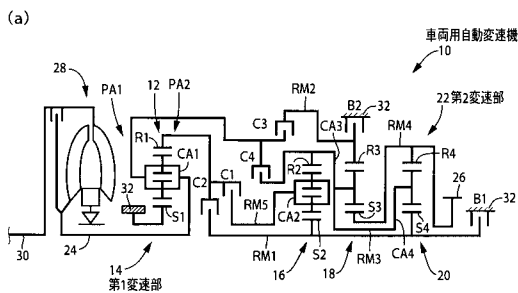
【0101】

50

10、40、50、60、70、80、112、150、160、170、180、190、200、210：車両用自動変速機（多段変速機） 12：第1遊星歯車装置  
 14、120：第1変速部 16、54、84：第2遊星歯車装置（第2-1遊星歯車装置）  
 18、56、86：第3遊星歯車装置（第2-2遊星歯車装置） 20、58、88：第4遊星歯車装置（第2-3遊星歯車装置） 22、42、52、62、72、82、122、152、162、172、182、192、202：第2変速部  
 24、114：入力軸（入力部材） 26、136：出力歯車（出力部材） 124：第1動力伝達機構（第1中間出力経路） 126：第2動力伝達機構（第2中間出力経路）  
 128、164、194：第1遊星歯車装置（第2-1遊星歯車装置） 130、166、196：第2遊星歯車装置（第2-2遊星歯車装置） 132、168、198：第3遊星歯車装置（第2-3遊星歯車装置） 204：デファレンシャルケース（出力部材）  
 PA1：第1中間出力経路 PA2：第2中間出力経路 RM1：第1回転要素 RM2：第2回転要素 RM3：第3回転要素 RM4：第4回転要素 RM5：第5回転要素  
 C1：第1クラッチ C2：第2クラッチ C3：第3クラッチ C4：第4クラッチ B1：第1ブレーキ B2：第2ブレーキ

10

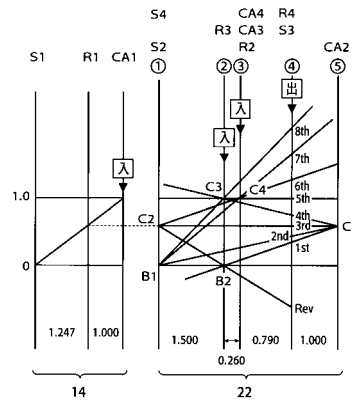
【図1】



(b)

	C1	C2	C3	C4	B1	B2	変速比	ステップ
1st	○					○	3.518	
2nd	○				○		2.508	1.402
3rd	○	○					1.802	1.392
4th	○		○				1.295	1.391
5th			○	○			1.000	1.295
6th		○		○			0.834	1.200
7th				○	○		0.690	1.208
8th			○		○		0.588	1.173
Rev		○				○	2.574	トータル 5.980

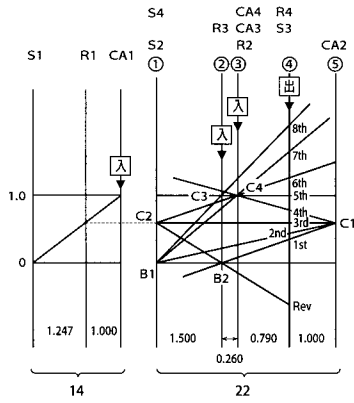
【図2】



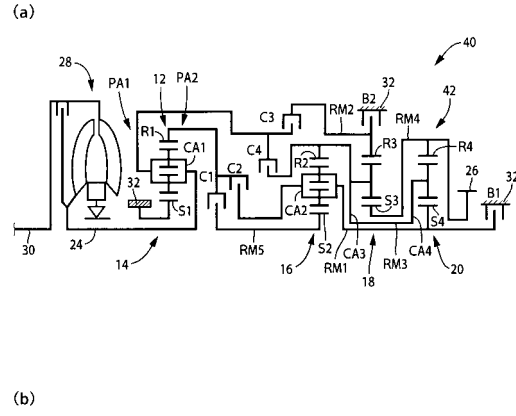
【図3】

	C1	C2	C3	C4	B1	B2	変速比	ステップ
1st	○					○	3.518	
2nd	○				○		2.508	1.402
3rd	○	○					1.802	1.392
4th	○			○			1.244	1.448
5th			○	○			1.000	1.244
6th		○		○			0.834	1.200
7th				○	○		0.690	1.208
8th			○		○		0.588	1.173
Rev		○				○	2.574	トータル 5.980

【図4】

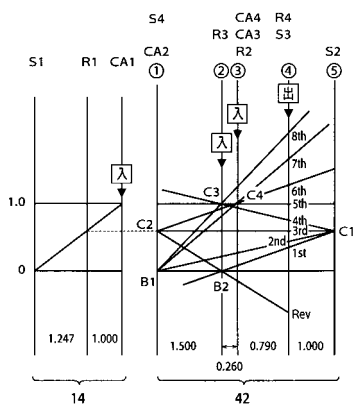


【図5】

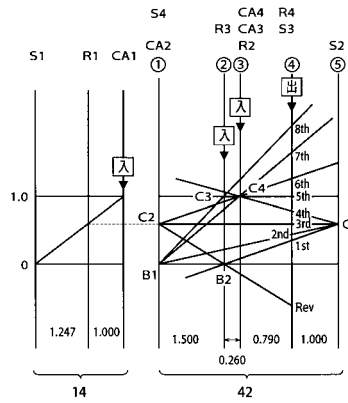


	C1	C2	C3	C4	B1	B2	変速比	ステップ
1st	○					○	3.518	1.402
2nd	○				○		2.508	1.392
3rd	○	○					1.802	1.391
4th	○		○				1.295	1.295
5th			○	○			1.000	1.200
6th		○					0.834	1.208
7th				○	○		0.690	1.173
8th			○		○		0.588	トータル
Rev		○				○	2.574	5.980

【図6】



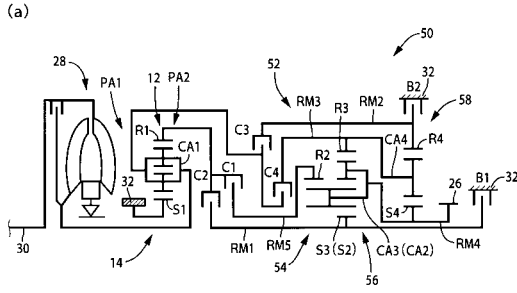
【図8】



【図7】

	C1	C2	C3	C4	B1	B2	変速比	ステップ
1st	○					○	3.518	1.402
2nd	○				○		2.508	1.392
3rd	○	○					1.802	1.448
4th	○			○			1.244	1.244
5th			○	○			1.000	1.200
6th		○					0.834	1.208
7th				○	○		0.690	1.173
8th			○		○		0.588	トータル
Rev		○				○	2.574	5.980

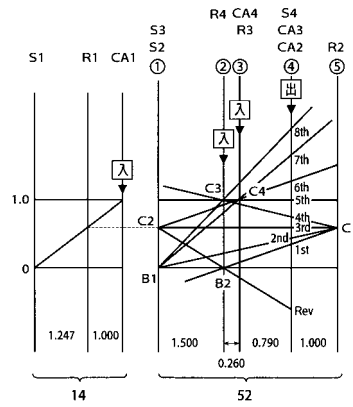
【図 9】



(b)

	C1	C2	C3	C4	B1	B2	変速比	ステップ
1st	○					○	3.518	1.402
2nd	○				○		2.508	
3rd	○	○					1.802	1.392
4th	○		○				1.295	1.391
5th			○	○			1.000	1.295
6th		○		○			0.834	1.200
7th				○	○		0.690	1.208
8th			○		○		0.588	1.173
Rev		○				○	2.574	5.980

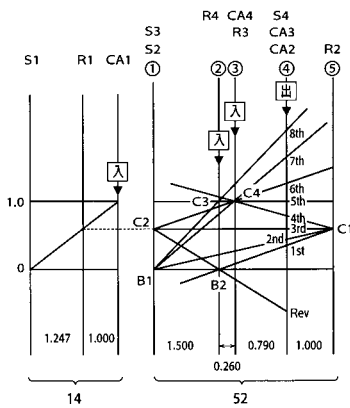
【図 10】



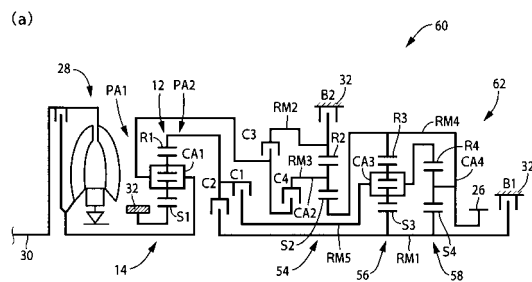
【図 11】

	C1	C2	C3	C4	B1	B2	変速比	ステップ
1st	○					○	3.518	1.402
2nd	○				○		2.508	
3rd	○	○					1.802	1.392
4th	○			○			1.244	1.448
5th			○	○			1.000	1.244
6th		○		○			0.834	1.200
7th				○	○		0.690	1.208
8th			○		○		0.588	1.173
Rev		○				○	2.574	5.980

【図 12】



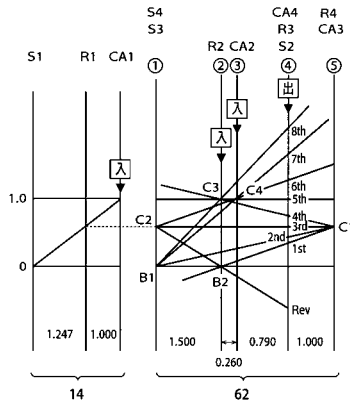
【図 13】



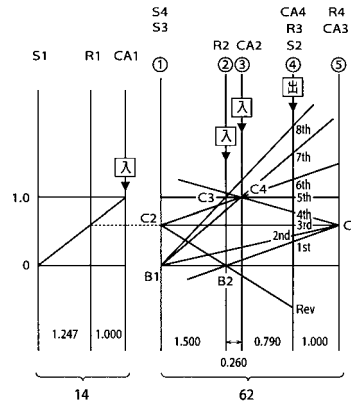
(b)

	C1	C2	C3	C4	B1	B2	変速比	ステップ
1st	○					○	3.518	1.402
2nd	○				○		2.508	
3rd	○	○					1.802	1.392
4th	○		○				1.295	1.391
5th			○	○			1.000	1.295
6th		○		○			0.834	1.200
7th				○	○		0.690	1.208
8th			○		○		0.588	1.173
Rev		○				○	2.574	5.980

【図14】



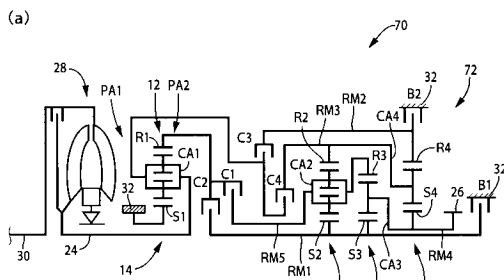
【図16】



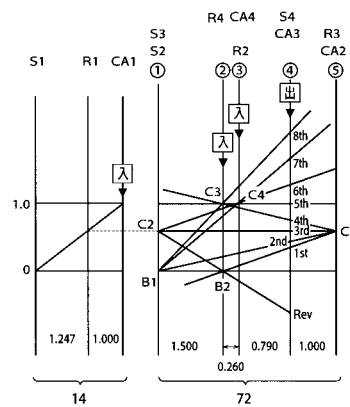
【図15】

	C1	C2	C3	C4	B1	B2	変速比	ステップ
1st	○					○	3.518	1.402
2nd	○				○		2.508	1.392
3rd	○	○					1.802	1.448
4th	○			○			1.244	1.244
5th			○	○			1.000	1.200
6th		○					0.834	1.208
7th				○	○		0.690	1.173
8th			○		○		0.588	5.980
Rev	○					○	2.574	

【図17】



【図18】



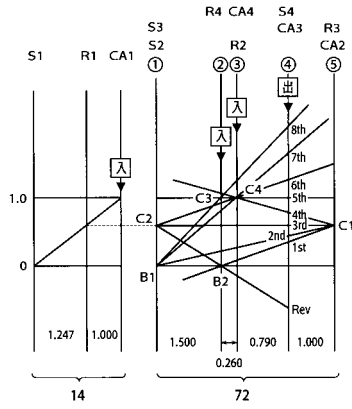
(b)

	C1	C2	C3	C4	B1	B2	変速比	ステップ
1st	○					○	3.518	1.402
2nd	○				○		2.508	1.392
3rd	○	○					1.802	1.391
4th	○			○			1.295	1.244
5th			○	○			1.000	1.200
6th		○					0.834	1.208
7th				○	○		0.690	1.173
8th			○		○		0.588	5.980
Rev	○					○	2.574	

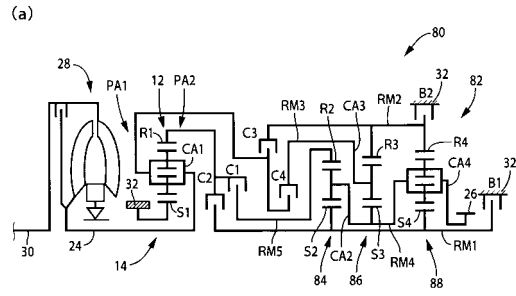
【図19】

	C1	C2	C3	C4	B1	B2	変速比	ステップ
1st	○					○	3.518	1.402
2nd	○				○		2.508	1.392
3rd	○	○					1.802	1.448
4th	○			○			1.244	1.244
5th			○	○			1.000	1.200
6th		○					0.834	1.208
7th				○	○		0.690	1.173
8th			○		○		0.588	5.980
Rev	○					○	2.574	

【図20】



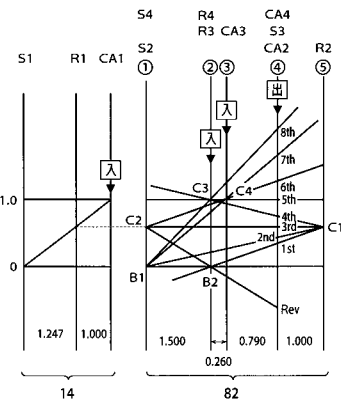
【図21】



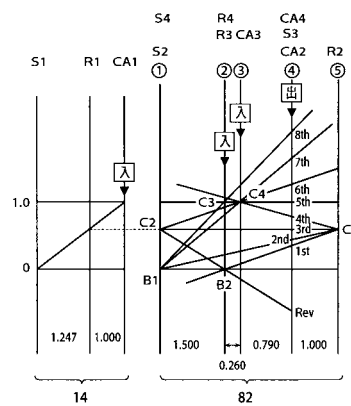
(b)

	C1	C2	C3	C4	B1	B2	変速比	ステップ
1st	○					○	3.518	1.402
2nd	○				○		2.508	1.392
3rd	○	○					1.802	1.391
4th	○		○				1.295	1.295
5th			○	○			1.000	1.200
6th		○		○			0.834	1.208
7th				○	○		0.690	1.173
8th			○		○		0.588	トータル 5.980
Rev		○				○	2.574	

【図22】



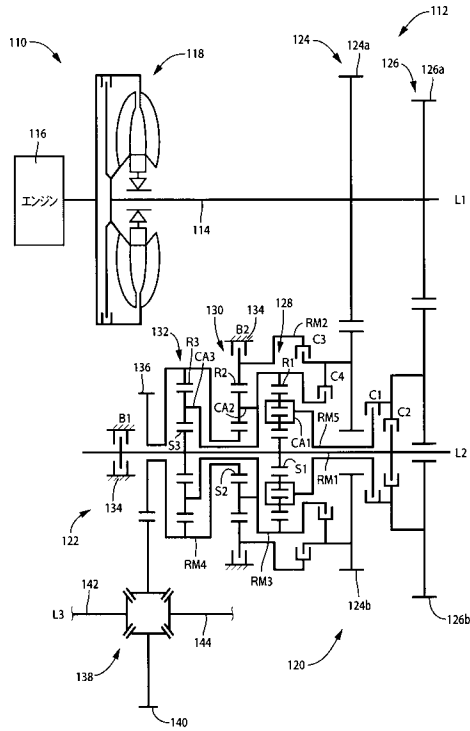
【図24】



【図23】

	C1	C2	C3	C4	B1	B2	変速比	ステップ
1st	○					○	3.518	1.402
2nd	○				○		2.508	1.392
3rd	○	○					1.802	1.448
4th	○			○			1.244	1.244
5th			○	○			1.000	1.200
6th		○		○			0.834	1.208
7th				○	○		0.690	1.173
8th			○		○		0.588	トータル 5.980
Rev		○				○	2.574	

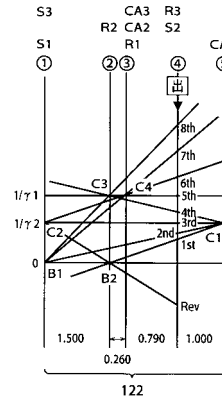
【図25】



【図26】

	C1	C2	C3	C4	B1	B2	変速比	ステップ
1st	○					○	3.518	1.402
2nd	○				○		2.508	1.392
3rd	○	○					1.802	1.391
4th	○		○				1.295	1.295
5th			○				1.000	1.200
6th		○		○			0.834	1.208
7th				○	○		0.690	1.173
8th			○		○		0.588	トータル 5.980
Rev		○				○	2.574	

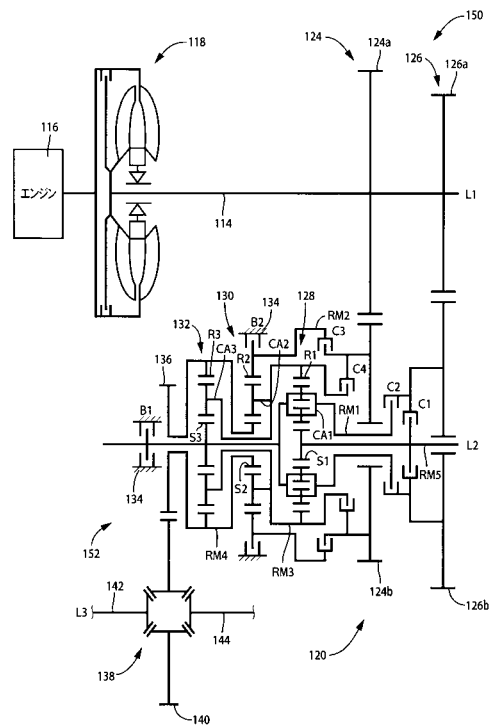
【図27】



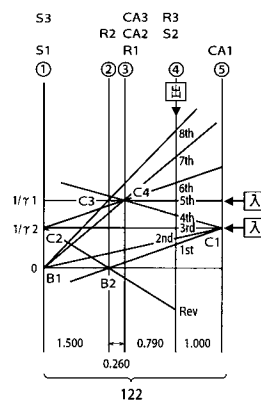
【図28】

	C1	C2	C3	C4	B1	B2	変速比	ステップ
1st	○					○	3.518	1.402
2nd	○				○		2.508	1.392
3rd	○	○					1.802	1.448
4th	○			○			1.244	1.244
5th			○				1.000	1.200
6th		○		○			0.834	1.208
7th				○	○		0.690	1.173
8th			○		○		0.588	トータル 5.980
Rev		○				○	2.574	

【図30】



【図29】



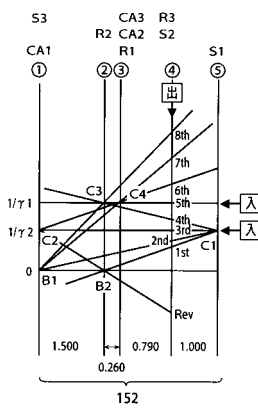
【図 3 1】

	C1	C2	C3	C4	B1	B2	変速比	ステップ
1st	○					○	3.518	1.402
2nd	○				○		2.508	1.392
3rd	○	○					1.802	1.391
4th	○		○				1.295	1.295
5th			○	○			1.000	1.200
6th		○		○			0.834	1.208
7th				○	○		0.690	1.173
8th			○		○		0.588	1.173
Rev		○				○	2.574	5.980

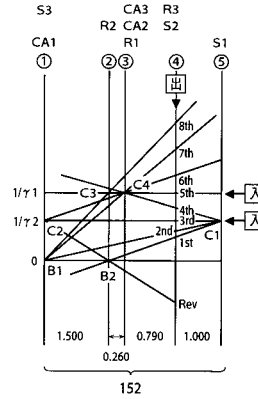
【図 3 3】

	C1	C2	C3	C4	B1	B2	変速比	ステップ
1st	○					○	3.518	1.402
2nd	○				○		2.508	1.392
3rd	○	○					1.802	1.448
4th	○			○			1.244	1.244
5th			○	○			1.000	1.200
6th		○		○			0.834	1.208
7th				○	○		0.690	1.173
8th			○		○		0.588	1.173
Rev		○				○	2.574	5.980

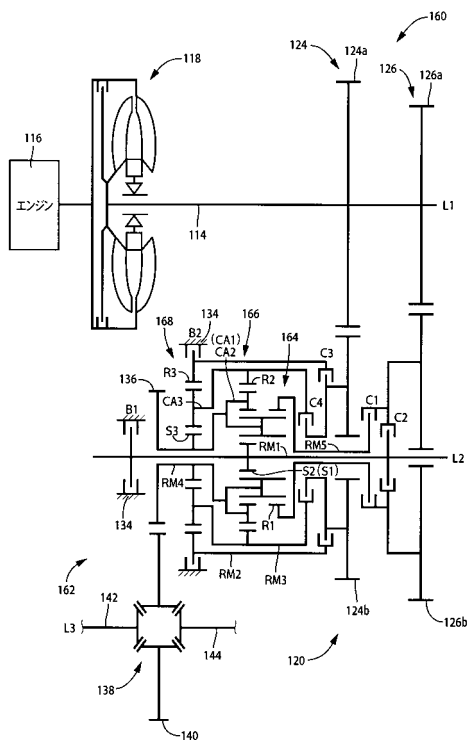
【図 3 2】



【図 3 4】



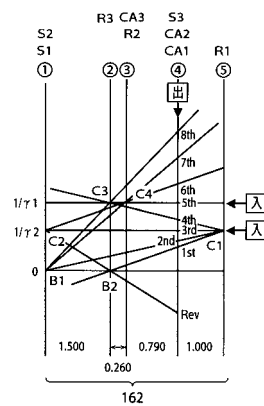
【図 3 5】



【図 3 6】

	C1	C2	C3	C4	B1	B2	変速比	ステップ
1st	○					○	3.518	1.402
2nd	○				○		2.508	1.392
3rd	○	○					1.802	1.391
4th	○		○				1.295	1.295
5th			○	○			1.000	1.200
6th		○		○			0.834	1.208
7th				○	○		0.690	1.173
8th			○		○		0.588	1.173
Rev		○				○	2.574	5.980

【図 3 7】

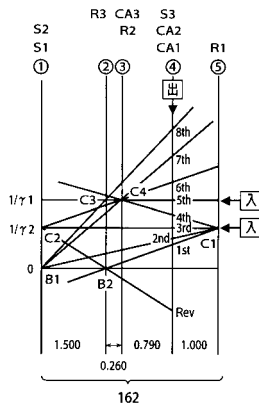




【図38】

	C1	C2	C3	C4	B1	B2	変速比	ステップ
1st	○					○	3.518	1.402
2nd	○				○		2.508	
3rd	○	○					1.802	1.392
4th	○						1.244	1.448
5th			○	○			1.000	1.244
6th		○		○			0.834	1.200
7th				○	○		0.690	1.208
8th			○		○		0.588	1.173
Rev		○				○	2.574	トータル 5.980

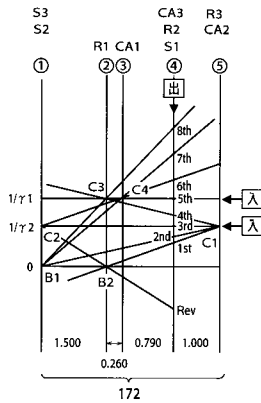
【図39】



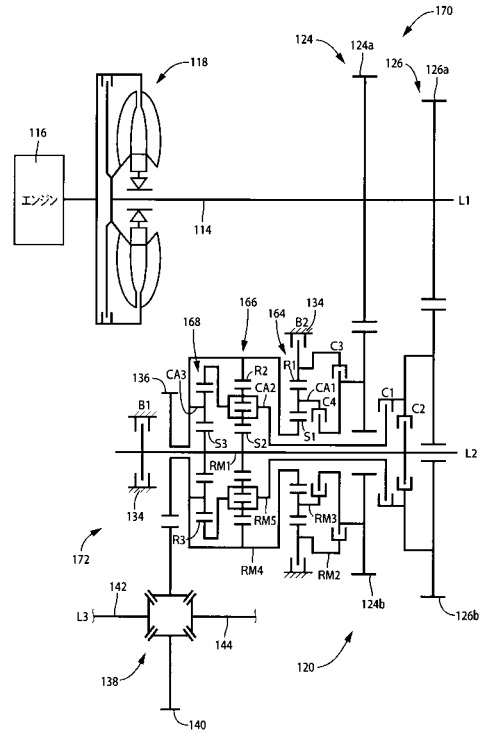
【図41】

	C1	C2	C3	C4	B1	B2	変速比	ステップ
1st	○					○	3.518	1.402
2nd	○				○		2.508	
3rd	○	○					1.802	1.392
4th	○		○				1.295	1.391
5th			○	○			1.000	1.295
6th		○		○			0.834	1.200
7th				○	○		0.690	1.208
8th			○		○		0.588	1.173
Rev		○				○	2.574	トータル 5.980

【図42】



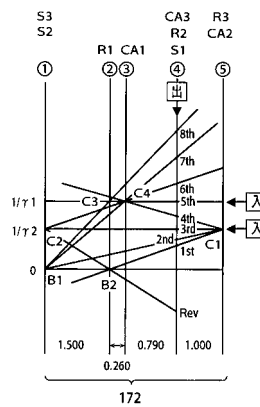
【図40】



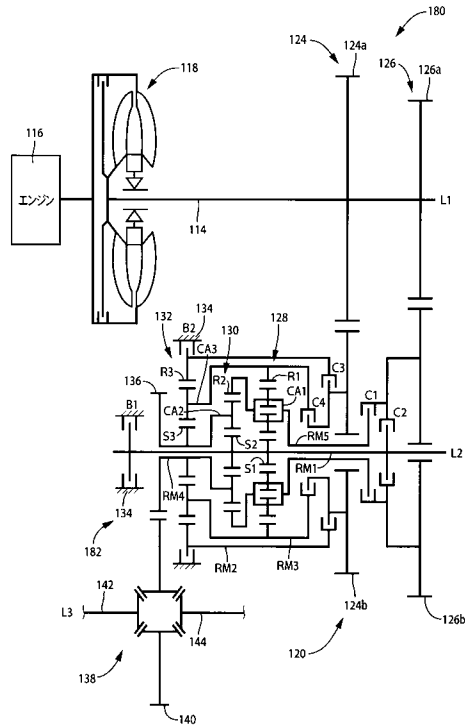
【図43】

	C1	C2	C3	C4	B1	B2	変速比	ステップ
1st	○					○	3.518	1.402
2nd	○				○		2.508	
3rd	○	○					1.802	1.392
4th	○						1.244	1.448
5th			○	○			1.000	1.244
6th		○		○			0.834	1.200
7th				○	○		0.690	1.208
8th			○		○		0.588	1.173
Rev		○				○	2.574	トータル 5.980

【図44】



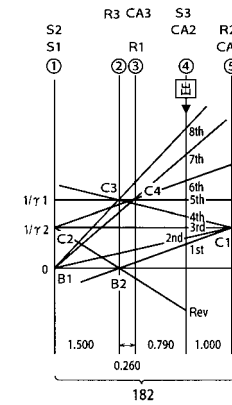
【図45】



【図46】

	C1	C2	C3	C4	B1	B2	変速比	ステップ
1st	○					○	3.518	1.402
2nd	○				○		2.508	1.392
3rd	○	○					1.802	1.391
4th	○		○				1.295	1.295
5th			○	○			1.000	1.200
6th		○					0.834	1.208
7th			○	○	○		0.690	1.173
8th			○		○		0.588	トータル
Rev		○				○	2.574	5.980

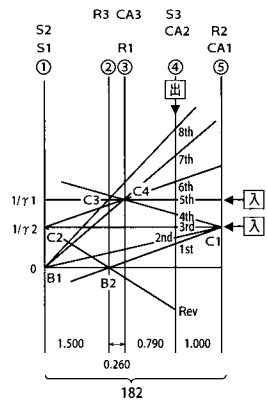
【図47】



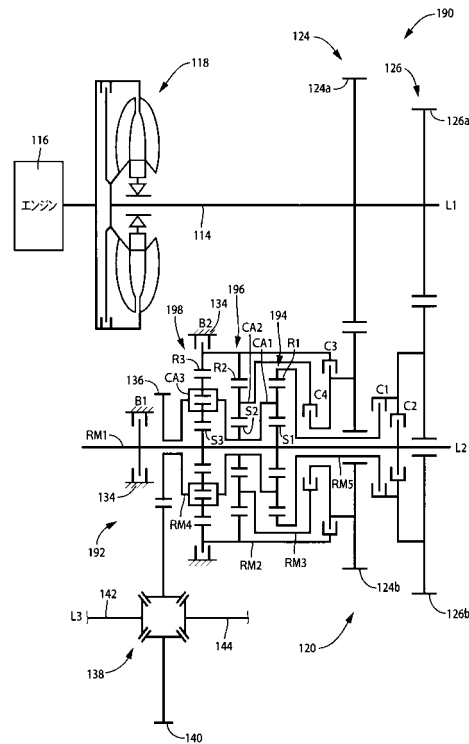
【図48】

	C1	C2	C3	C4	B1	B2	変速比	ステップ
1st	○					○	3.518	1.402
2nd	○				○		2.508	1.392
3rd	○	○					1.802	1.448
4th	○			○			1.244	1.244
5th			○	○			1.000	1.200
6th		○		○			0.834	1.208
7th			○	○	○		0.690	1.173
8th			○		○		0.588	トータル
Rev		○				○	2.574	5.980

【図49】



【図50】



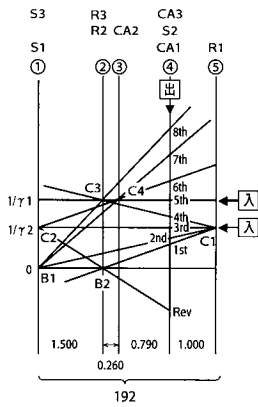
【図51】

	C1	C2	C3	C4	B1	B2	変速比	ステップ
1st	○					○	3.518	1.402
2nd	○				○		2.508	
3rd	○	○					1.802	1.392
4th	○		○				1.295	1.391
5th			○	○			1.000	1.295
6th		○		○			0.834	1.200
7th				○	○		0.690	1.208
8th			○		○		0.588	1.173
Rev		○				○	2.574	トータル 5.980

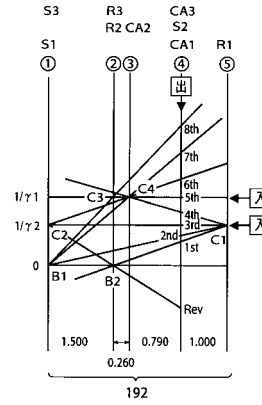
【図53】

	C1	C2	C3	C4	B1	B2	変速比	ステップ
1st	○					○	3.518	1.402
2nd	○				○		2.508	
3rd	○	○					1.802	1.392
4th	○		○				1.244	1.448
5th			○	○			1.000	1.244
6th		○		○			0.834	1.200
7th				○	○		0.690	1.208
8th			○		○		0.588	1.173
Rev		○				○	2.574	トータル 5.980

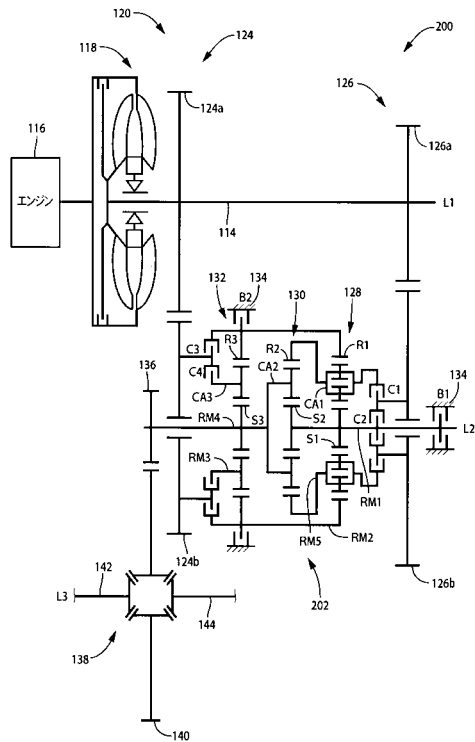
【図52】



【図54】



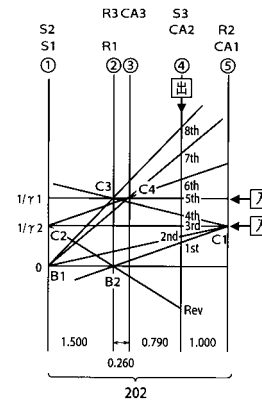
【図55】



【図56】

	C1	C2	C3	C4	B1	B2	変速比	ステップ
1st	○					○	3.518	1.402
2nd	○				○		2.508	
3rd	○	○					1.802	1.392
4th	○		○				1.295	1.391
5th			○	○			1.000	1.295
6th		○		○			0.834	1.200
7th				○	○		0.690	1.208
8th			○		○		0.588	1.173
Rev		○				○	2.574	トータル 5.980

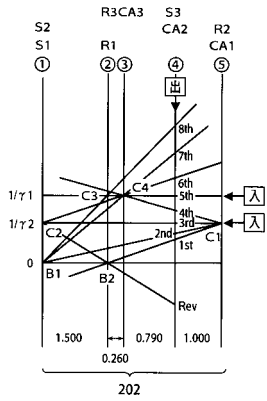
【図57】



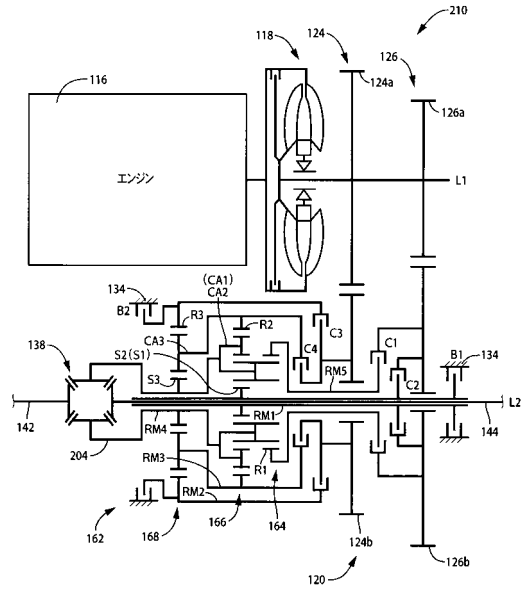
【図58】

	C1	C2	C3	C4	B1	B2	変速比	ステップ
1st	○					○	3.518	
2nd	○				○		2.508	1.402
3rd	○	○					1.802	1.392
4th	○			○			1.244	1.448
5th			○	○			1.000	1.244
6th		○		○			0.834	1.200
7th				○	○		0.690	1.208
8th			○		○		0.588	1.173
Rev		○				○	2.574	トータル 5.980

【図59】



【図60】



---

フロントページの続き

- (72)発明者 本多 敦  
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 安倍 晶治  
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 太田 博文  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

審査官 鈴木 充

- (56)参考文献 特開平3-74666(JP,A)  
特開2003-130152(JP,A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)  
F16H 3/00-3/78