

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5815988号
(P5815988)

(45) 発行日 平成27年11月17日(2015.11.17)

(24) 登録日 平成27年10月2日(2015.10.2)

(51) Int.Cl. F I
F 1 6 H 3/091 (2006.01) F 1 6 H 3/091
F 1 6 H 63/36 (2006.01) F 1 6 H 63/36
F 1 6 H 63/08 (2006.01) F 1 6 H 63/08

請求項の数 4 (全 17 頁)

(21) 出願番号	特願2011-116491 (P2011-116491)	(73) 特許権者	592058315 アイシン・エーアイ株式会社 愛知県西尾市小島町城山1番地
(22) 出願日	平成23年5月25日(2011.5.25)	(74) 代理人	110000213 特許業務法人プロスペック特許事務所
(65) 公開番号	特開2012-246935 (P2012-246935A)	(72) 発明者	大須賀 慎也 愛知県西尾市小島町城山1番地 アイシン ・エーアイ株式会社内
(43) 公開日	平成24年12月13日(2012.12.13)	(72) 発明者	栴井 勇樹 愛知県西尾市小島町城山1番地 アイシン ・エーアイ株式会社内
審査請求日	平成26年3月18日(2014.3.18)	(72) 発明者	丹波 俊夫 愛知県西尾市小島町城山1番地 アイシン ・エーアイ株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 手動変速機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

動力源として内燃機関(E/G)と電動機(M/G)とを備えた車両に適用される、トルクコンバータを備えない手動変速機(M/T)であって、

前記内燃機関から動力が入力される入力軸(Ai)と、

前記電動機から動力が入力されるとともに前記車両の駆動輪へ動力を出力する出力軸(Ao)と、

運転者により操作されるシフト操作部材(SL)をシフトパターン上において複数の変速段(EV、2速~5速)に対応するそれぞれのシフト完了位置に移動することによってそれぞれの変速段を確立する変速機変速機構(M1)と、

を備えた手動変速機であって、

前記複数の変速段のうち低速走行用の変速段(EV)が確立されている場合には、前記変速機の出力軸(Ao)と前記電動機の出力軸(Am)との間で動力伝達系統が確立されるとともに前記変速機の出力軸の回転速度に対する前記電動機の出力軸の回転速度の割合である電動機減速比が第1減速比に設定される第1状態を実現し、

前記複数の変速段のうち前記低速走行用の変速段より高速側の中速走行用の変速段(2速~4速)が確立されている場合には、前記変速機の出力軸と前記電動機の出力軸との間で動力伝達系統が確立されるとともに前記電動機減速比が前記第1減速比より小さい第2減速比に設定される第2状態を実現し、

前記複数の変速段のうち前記中速走行用の変速段より高速側の高速走行用の変速段(5

速)が確立されている場合には、前記変速機の出力軸と前記電動機の出力軸との間で動力伝達系統が確立されない第3状態を実現する、接続切替機構(M2)を備えた、手動変速機。

【請求項2】

請求項1に記載の手動変速機において、

前記変速機変速機構は、

前記低速走行用の変速段として、前記内燃機関及び前記電動機の駆動力のうち前記電動機の駆動力のみを利用して走行するための変速段であって前記変速機の入力軸(Ai)と前記変速機の出力軸(Ao)との間で動力伝達系統が確立されない1つの電動機走行用変速段(EV)を有し、

10

前記中速走行用の変速段として、前記内燃機関及び前記電動機の両方の駆動力を利用し得る状態で走行するための変速段であって前記変速機の入力軸(Ai)と前記変速機の出力軸(Ao)との間で動力伝達系統が確立される1つ又は複数のハイブリッド走行用変速段(2速~4速)を有し、

前記高速走行用の変速段として、前記内燃機関及び前記電動機の駆動力のうち前記内燃機関の駆動力のみを利用して走行するための変速段であって前記変速機の入力軸(Ai)と前記変速機の出力軸(Ao)との間で動力伝達系統が確立され且つ前記変速機の出力軸の回転速度に対する前記変速機の入力軸の回転速度の割合である変速機減速比が前記中速走行用の変速段と比べて小さい1つの内燃機関走行用変速段(5速)を有するように構成された、手動変速機。

20

【請求項3】

請求項2に記載の手動変速機において、

前記変速機変速機構は、

それぞれが前記変速機の入力軸又は出力軸に相対回転不能に設けられた複数の固定ギヤであってそれぞれが前記1つの電動機走行用変速段(EV)以外の残りの複数の走行用変速段(2速~5速)のそれぞれに対応する複数の固定ギヤ(G2i、G3i、G4i、G5i)と、

それぞれが前記変速機の入力軸又は前記変速機の出力軸に相対回転可能に設けられた複数の遊転ギヤであってそれぞれが前記残りの複数の走行用変速段のそれぞれに対応するとともに対応する走行用変速段の前記固定ギヤと常時歯合する複数の遊転ギヤ(G2o、G3o、G4o、G5o)と、

30

それぞれが前記変速機の入力軸及び出力軸のうち対応する軸に相対回転不能且つ軸方向に相対移動可能に設けられた複数のスリーブであってそれぞれが前記複数の遊転ギヤのうち対応する遊転ギヤを前記対応する軸に対して相対回転不能に固定するために前記対応する遊転ギヤと係合可能な複数のスリーブ(S1、S2、S3)と、

それぞれが前記複数のスリーブのそれぞれと連結され且つ軸方向に移動可能な複数のフォークシャフト(FS1、FS2、FS3)と、

前記シフト操作部材の前記シフトパターン上における前記車両の左右方向の操作であるセレクト操作によって軸方向に移動し又は軸周りに回転し且つ前記シフト操作部材の前記シフトパターン上における前記車両の前後方向の操作であるシフト操作によって軸周りに

40

を備え、

前記シフト操作部材の前記セレクト操作によって前記複数のフォークシャフトのうちから対応するフォークシャフトが選択され、前記シフト操作部材の前記シフト操作によって前記シフトアンドセレクトシャフトの側面から突出する第1インナレバー(IL1)が前記選択されたフォークシャフトをその軸方向に押圧・移動することによって対応する変速段が達成されるように構成され、

前記接続切替機構は、

前記第1インナレバー(IL1)、及び前記シフトアンドセレクトシャフトの側面から突出する第2インナレバー(IL2)によって軸方向に押圧・移動される切替シャフトで

50

あって、その軸方向位置が第 1 位置にあるときに前記第 2 状態が実現され、その軸方向位置が第 2 位置にあるときに前記第 1 状態が実現され、その軸方向位置が第 3 位置にあるときに前記第 3 状態が実現される切替シャフト (F S m) を備え、

前記シフト操作部材が、前記シフトパターン上において前記低速走行用の変速段のシフト完了位置とは異なり且つ前記変速機の入力軸と出力軸との間で動力伝達系統が確立されないニュートラル位置、及び、前記中速走行用の変速段のシフト完了位置にあるときには、前記切替シャフトの軸方向位置が前記第 1 位置に維持され、

前記シフト操作によって前記シフト操作部材が前記ニュートラル位置から前記低速走行用の変速段のシフト完了位置に移動することによって、前記第 1 インナレバー (I L 1) の押圧により前記切替シャフトの軸方向位置が前記第 1 位置から前記第 2 位置に移動し、

前記シフト操作によって前記シフト操作部材が前記ニュートラル位置から前記高速走行用の変速段のシフト完了位置に移動することによって、前記第 2 インナレバー (I L 2) の押圧により前記切替シャフトの軸方向位置が前記第 1 位置から前記第 3 位置に移動するように構成された、手動変速機。

【請求項 4】

請求項 3 に記載の手動変速機において、

前記接続切替機構は、

前記複数のフォークシャフトのうちの 1 つである、前記中速走行用の変速段のうち前記変速機減速比が最も大きい特定変速段 (2 速) に対応するとともに前記切替シャフトと平行に配置された特定フォークシャフト (F S 1)、及び、前記切替シャフト (F S m) のそれぞれに対して軸方向に相対移動可能に挿入された移動部材であって、前記シフト操作によって前記シフト操作部材が前記ニュートラル位置から前記低速走行用の変速段のシフト完了位置に移動することによって前記第 1 インナレバー (I L 1) により軸方向の一方側に押圧・移動され、前記シフト操作によって前記シフト操作部材が前記ニュートラル位置から前記特定変速段のシフト完了位置に移動することによって前記第 1 インナレバー (I L 1) により軸方向の他方側に押圧・移動され、前記シフト操作によって前記シフト操作部材が前記ニュートラル位置から前記高速走行用の変速段のシフト完了位置に移動することによって前記第 2 インナレバー (I L 2) により軸方向の前記一方側に押圧・移動される移動部材 (H 1) と、

前記シフト操作部材が前記ニュートラル位置と前記低速走行用の変速段のシフト完了位置との間で移動する際、並びに、前記シフト操作部材が前記ニュートラル位置と前記高速走行用の変速段のシフト完了位置との間で移動する際には、前記移動部材を前記切替シャフトと一体に連結し、前記シフト操作部材が前記ニュートラル位置と前記特定変速段のシフト完了位置との間で移動する際には前記移動部材を前記特定フォークシャフトと一体に連結する連結機構 (S R、P、G 1、G m) と、

を備えた、手動変速機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、動力源として内燃機関と電動機とを備えた車両に適用される手動変速機に関し、特に、内燃機関の出力軸と手動変速機の入力軸との間に摩擦クラッチが介装された車両に適用されるものに係わる。

【背景技術】

【0002】

従来より、動力源としてエンジンと電動機とを備えた所謂ハイブリッド車両が広く知られている (例えば、特許文献 1 を参照) 。ハイブリッド車両では、電動機の出力軸が、内燃機関の出力軸、変速機の入力軸、及び変速機の出力軸の何れかに接続される構成が採用され得る。以下、内燃機関の出力軸の駆動トルクを「内燃機関駆動トルク」と呼び、電動機の出力軸の駆動トルクを「電動機駆動トルク」と呼ぶ。

【0003】

10

20

30

40

50

近年、手動変速機と摩擦クラッチとを備えたハイブリッド車両（以下、「HV-MT車」と呼ぶ）に適用される動力伝達制御装置が開発されてきている。ここにいう「手動変速機」とは、運転者により操作されるシフトレバーのシフト位置に応じて変速段が選択されるトルクコンバータを備えない変速機（所謂、マニュアルトランスミッション、MT）である。また、ここにいう「摩擦クラッチ」とは、内燃機関の出力軸と手動変速機の入力軸との間に介装されて、運転者により操作されるクラッチペダルの操作量に応じて摩擦プレートの接合状態が変化するクラッチである。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

10

【特許文献1】特開2000-224710号公報

【発明の概要】

【0005】

以下、「（クラッチを介して）内燃機関から動力が入力される入力軸」と「電動機から動力が入力される出力軸」とを備えた、HV-MT車用の手動変速機を想定する。この手動変速機では、入力軸・出力軸間での動力伝達系統の確立の有無にかかわらず、電動機駆動トルクを手動変速機の出力軸（従って、駆動輪）に任意に伝達することができる。

【0006】

ところで、この手動変速機では、低速走行時（即ち、低速走行用の変速段が選択されているとき）において、変速機の出力軸の回転速度に対する電動機の出力軸の回転速度の割合（電動機減速比）を大きくしたい、という要求があった。これにより、電動機駆動トルクが増幅されて手動変速機の出力軸（従って、駆動輪）に伝達されるため、電動機を小型化することができる。

20

【0007】

また、高速走行時（即ち、高速走行用の変速段が選択されているとき）において、電動機の出力軸と手動変速機の出力軸との間の動力伝達系統を分断したい、という要求もあった。これにより、電動機の出力軸が高速で回転することに起因する電動機の発熱を抑制することができる。これらの要求が達成され得る手動変速機の到来が望まれていたところである。

【0008】

30

本発明の目的は、電動機駆動トルクが出力軸に伝達されるHV-MT車用の手動変速機であって、電動機を小型化でき、且つ電動機の高速回転に起因する電動機の発熱を抑制できるものを提供することにある。

【0009】

本発明に係る手動変速機は、前記内燃機関から動力が入力される入力軸と、前記電動機から動力が入力されるとともに前記車両の駆動輪へ動力を出力する出力軸と、変速機変速機構と、を備える。

【0010】

変速機変速機構は、シフト操作部材をシフトパターン上において複数の変速段に対応するそれぞれのシフト完了位置に移動することによってそれぞれの変速段（ニュートラルとは異なる）を達成する。各変速段では、入力・出力軸間で動力伝達系統が確立されてもされなくてもよい。入力・出力軸間で動力伝達系統が確立されない（ニュートラルとは異なる）変速段としては、例えば、EV走行（電動機駆動トルクのみを利用した走行）用の変速段が挙げられる。入力・出力軸間で動力伝達系統が確立される変速段では、入力・出力軸間で「変速機減速比」が対応する変速段に対応するそれぞれの値に設定される動力伝達系統が確立される。

40

【0011】

変速機変速機構は、前記低速走行用の変速段として、前記変速機の入力軸と前記変速機の出力軸との間で動力伝達系統が確立されない1つのEV走行用変速段を有し、前記中速走行用の変速段として、前記変速機の入力軸と前記変速機の出力軸との間で動力伝達系統

50

が確立される1つ又は複数のハイブリッド(HV)走行(内燃機関及び電動機の両方の駆動力を利用した走行)用変速段を有し、前記高速走行用の変速段として、前記変速機の入力軸と前記変速機の出力軸との間で動力伝達系統が確立され且つ「変速機減速比」が前記中速走行用の変速段と比べて小さい1つのHV走行用変速段を有するように構成され得る。

【0012】

本発明に係る手動変速機の特徴は、接続切替機構を備えたことにある。接続切替機構では、前記複数の変速段のうち低速走行用の変速段が確立されている場合には、前記変速機の出力軸と前記電動機の出力軸との間で動力伝達系統が確立されるとともに「電動機減速比」が第1減速比に設定される。前記複数の変速段のうち前記低速走行用の変速段より高速側の中速走行用の変速段が確立されている場合には、前記変速機の出力軸と前記電動機の出力軸との間で動力伝達系統が確立されるとともに「電動機減速比」が前記第1減速比より小さい第2減速比に設定される。前記複数の変速段のうち前記中速走行用の変速段より高速側の高速走行用の変速段が確立されている場合には、前記変速機の出力軸と前記電動機の出力軸との間で動力伝達系統が確立されない。

10

【0013】

上記構成によれば、低速走行時(即ち、低速走行用の変速段が選択されているとき)において「電動機減速比」を大きい値に設定することができるので、電動機を小型化できる。加えて、高速走行時(即ち、高速走行用の変速段が選択されているとき)において電動機の出力軸と手動変速機の出力軸との間の動力伝達系統が分断されるので、電動機の高

20

【図面の簡単な説明】

【0014】

【図1】本発明の実施形態に係るHV-MT車用の手動変速機を含む動力伝達制御装置のN位置が選択された状態における概略構成図である。

【図2】N位置が選択された状態におけるS&Sシャフト及び複数のフォークシャフトの位置関係を示した、軸方向と垂直方向からみた模式図である。

【図3】N位置、3速位置、及び4速位置が選択された状態におけるS&Sシャフト及び複数のフォークシャフトの位置関係を示した、軸方向からみた模式図である。

【図4】シフトパターンと、第1～第3領域との関係を説明するための図である。

30

【図5】EV位置が選択された状態における図1に対応する図である。

【図6】EV位置が選択された状態における図2に対応する図である。

【図7】EV位置、及び2速位置が選択された状態における図3に対応する図である。

【図8】2速位置が選択された状態における図1に対応する図である。

【図9】2速位置が選択された状態における図2に対応する図である。

【図10】3速位置が選択された状態における図1に対応する図である。

【図11】3速位置が選択された状態における図2に対応する図である。

【図12】4速位置が選択された状態における図1に対応する図である。

【図13】4速位置が選択された状態における図2に対応する図である。

【図14】5速位置が選択された状態における図1に対応する図である。

40

【図15】5速位置が選択された状態における図2に対応する図である。

【図16】5速位置が選択された状態における図3に対応する図である。

【発明を実施するための形態】

【0015】

以下、本発明の実施形態に係る手動変速機M/Tを備えた車両の動力伝達制御装置の一例(以下、「本装置」と呼ぶ)について図面を参照しながら説明する。図1に示すように、本装置は、「動力源としてエンジンE/GとモータジェネレータM/Gとを備え、且つ、トルクコンバータを備えない手動変速機M/Tと、摩擦クラッチC/Tとを備えた車両」、即ち、上記「HV-MT車」に適用される。この「HV-MT車」は、前輪駆動車であっても、後輪駆動車であっても、4輪駆動車であってもよい。

50

【 0 0 1 6 】

(全体構成)

先ず、本装置の全体構成について説明する。エンジン E / G は、周知の内燃機関であり、例えば、ガソリンを燃料として使用するガソリンエンジン、軽油を燃料として使用するディーゼルエンジンである。

【 0 0 1 7 】

手動変速機 M / T は、運転者により操作されるシフトレバー S L のシフト位置に応じて変速段が選択されるトルクコンバータを備えない変速機（所謂、マニュアルトランスミッション）である。M / T は、E / G の出力軸 A e から動力が入力される入力軸 A i と、車両の駆動輪へ動力を出力する出力軸 A o と、M / G から動力が入力される M G 軸 A m と、
10

【 0 0 1 8 】

摩擦クラッチ C / T は、E / G の出力軸 A e と M / T の入力軸 A i との間に介装されている。C / T は、運転者により操作されるクラッチペダル C P の操作量（踏み込み量）に応じて摩擦プレートの接合状態（より具体的には、A e と一体回転するフライホイールに対する、A i と一体回転する摩擦プレートの軸方向位置）が変化する周知のクラッチである。

【 0 0 1 9 】

C / T の接合状態（摩擦プレートの軸方向位置）は、クラッチペダル C P と C / T （摩擦プレート）とを機械的に連結するリンク機構等を利用して C P の操作量に応じて機械的に調整されてもよいし、C P の操作量を検出するセンサ（後述するセンサ P 1 ）の検出結果に基づいて作動するアクチュエータの駆動力を利用して電氣的に（所謂バイ・ワイヤ方式で）調整されてもよい。
20

【 0 0 2 0 】

モータジェネレータ M / G は、周知の構成（例えば、交流同期モータ）の 1 つを有していて、例えば、ロータ（図示せず）が M G 軸 A m と一体回転するようになっている。以下、E / G の出力軸 A e の駆動トルクを「E G トルク」と呼び、M G 軸 A m （M / G の出力軸のトルク）の駆動トルクを「M G トルク」と呼ぶ。
30

【 0 0 2 1 】

また、本装置は、クラッチペダル C P の操作量（踏み込み量、クラッチストローク等）を検出するクラッチ操作量センサ P 1 と、ブレーキペダル B P の操作量（踏力、操作の有無等）を検出するブレーキ操作量センサ P 2 と、アクセルペダル A P の操作量（アクセル開度）を検出するアクセル操作量センサ P 3 と、シフトレバー S L の位置を検出するシフト位置センサ P 4 と、を備えている。

【 0 0 2 2 】

更に、本装置は、電子制御ユニット E C U を備えている。E C U は、上述のセンサ P 1 ~ P 4 、並びにその他のセンサ等からの情報等に基づいて、E / G の燃料噴射量（スロットル弁の開度）を制御することで E G トルクを制御するとともに、インバータ（図示せず）を制御することで M G トルクを制御する。
40

【 0 0 2 3 】

(M / T の構成)

以下、図 1 ~ 図 4 を参照しながら、M / T の構成について説明する。図 1 、及び図 4 に示すシフトレバー S L のシフトパターンから理解できるように、本例では、選択される変速段（シフト完了位置）として、前進用の 5 つの変速段（E V 、2 速 ~ 5 速）、及び後進用の 1 つの変速段（R ）が設けられている。以下、後進用の変速段（R ）についての説明は省略する。

【 0 0 2 4 】

図 4 に示すように、シフトパターンにおいて、車両の左右方向のシフトレバー S L の操
50

作を「セレクト操作」と呼び、車両の前後方向のシフトレバー S L の操作を「シフト操作」と呼ぶ。図 4 に示すように、シフトパターン上において、「EV - 2 セレクト位置」、「N 位置」（又は「3 - 4 セレクト位置」）、「5 速セレクト位置」、及び「R セレクト位置」を定義する。また、セレクト操作によって S L が移動可能となる範囲（「R セレクト位置」、「EV - 2 セレクト位置」、「N 位置」、及び「5 速セレクト位置」を含む、車両左右方向に延びる範囲）を「ニュートラル範囲」と呼ぶ。

【0025】

以下、説明の便宜上、MG 軸 A m が（入力 A i を介することなく）出力軸 A o と動力伝達可能に接続される状態を「OUT 接続状態」と呼ぶ。また、「出力軸 A o の回転速度に対する入力軸 A i の回転速度の割合」を「MT 減速比」と呼び、「出力軸 A o の回転速度に対する MG 軸 A m の回転速度の割合」を「MG 減速比」と呼ぶ。

10

【0026】

M / T は、スリーブ S 1、S 2、S 3、及び S m を備える。S 1、S 2、及び S 3 はそれぞれ、出力軸 A o と一体回転する対応するハブに相対回転不能且つ軸方向に相対移動可能に嵌合された、「2 速」切り替え用のスリーブ、「3 速 - 4 速」切り替え用のスリーブ、及び「5 速」切り替え用のスリーブである。S m は、MG 軸 A m と一体回転するギヤに相対回転不能且つ軸方向に相対移動可能に嵌合された、MG 軸 A m の接続状態の切り替え用のスリーブである。

【0027】

図 2 から理解できるように、スリーブ S 1、S 2、S 3、及び S m はそれぞれ、互いに平行に配置された、フォークシャフト F S 1、F S 2、F S 3、及び切替シャフト F S m と一体に連結されている。F S 1、F S 2、F S 3、及び F S m（従って、S 1、S 2、S 3、及び S m）はそれぞれ、シフトレバー S L の操作と連動する S & S シャフトに設けられた第 1 インナレバー I L 1 又は第 2 インナレバー I L 2（特に図 3 を参照）のシフト操作時における図 2 の上下方向（図 1 では左右方向）の移動に連動して、シフト操作時にて図 2 の上下方向（図 1 では左右方向）に駆動される。（詳細は後述）。

20

【0028】

なお、図 2 及び図 3 では、S & S シャフトとして、セレクト操作によって軸中心に回動し且つシフト操作によって軸方向に平行移動する「セレクト回転型」が示されているが、セレクト操作によって軸方向に平行移動し且つシフト操作によって軸中心に回動する「シフト回転型」が使用されてもよい。

30

【0029】

（MG 軸の接続状態の切り替え、並びに、変速段の切り替え）

以下、図 1 ~ 図 16 を参照しながら、MG 軸の接続状態の切り替え、並びに、変速段の切り替えについて説明する。図 4 に示すように、シフトパターン上において、「第 1 領域」、「第 2 領域」、及び「第 3 領域」を定義する。MG 軸 A m の接続状態の切り替え（即ち、スリーブ S m の軸方向位置の変更）は、シフト操作中において第 1 ~ 第 3 領域のうちで S L の位置が属する領域が変更されることに基づいて行われる。換言すれば、MG 軸 A m の接続状態の切り替え（即ち、S m の軸方向位置の変更）は、変速段の切り替えに連動して行われる。

40

【0030】

< N 位置 >

図 1 ~ 図 3 は、S L が N 位置にある状態を示す。この状態では、F S 1、F S 2、及び F S 3（従って、S 1、S 2、及び S 3）が共に「中立位置」にあり、F S m（従って、S m）が「第 1 位置」にある。F S m は、図示しない係止部材によって「第 1 位置」から図 2 の下方への移動が規制され、F S 1 は、図示しない係止部材によって「中立位置」から図 2 の上方への移動が規制されている。

【0031】

図 2 に示すように、互いに平行に配置されたフォークシャフト F S 1 及び切替シャフト F S m が、EV - 2 速用ヘッド H 1（前記「移動部材」に対応する）に形成された対応す

50

る貫通孔に軸方向（図2の上下方向）に相対移動可能にそれぞれ挿入されている。ヘッドH1は、FSmに固定されたスナップリングSRによって、FSmに対する図2の上方への相対移動が規制されるとともに、FS1に固定されたスナップリングSRによって、FS1に対する図2の下方への相対移動が規制される。

【0032】

ヘッドH1の内部には、ピンPが図2の左右方向に移動可能に挿入されている。ピンPは、図2に示す状態において、FS1の側面に形成された溝G1と、FSmの側面に形成された溝Gmとに選択的に係合可能となっている。

【0033】

図1に示すように、この状態では、S1、S2、及びS3はそれぞれ、対応する何れの遊転ギヤとも係合していない。即ち、SLが「N位置」（より正確には、ニュートラル位置）にある状態では、入力・出力軸Ai、Ao間で動力伝達系統が確立されない。

10

【0034】

他方、図1に示すように、Smが「第1位置」にあるとき、Smは出力軸Aoと一体回転するハブHmと係合する。この結果、MG軸Amと出力軸Aoとの間で、「MG減速比=1」の動力伝達系統が確立される。以上、SLがN位置にあるとき、より正確には、SLがニュートラル範囲（図4の第1領域）にあるとき、入力・出力軸Ai、Ao間で動力伝達系統が確立されず、且つ、「MG減速比=1」の「OUT接続状態」が達成される。

【0035】

<EV位置>

20

図5～図7は、SLが、N位置から（EV-2セレクト位置を経由して）EVシフト完了位置に移動した状態を示す。SLが「EV-2セレクト位置」から「EVシフト完了位置」に移動しようとする、S&Sシャフトの第1インナレバーIL1に押圧されることによってヘッドH1が「EV」方向（図6では上方向）に駆動される（図6において、黒で示したIL1を参照）。この結果、FSmに固定されたスナップリングSRの作用によってFSmがH1と一体で図6の上方向に移動しようとする。一方、上述のように、FS1は「中立位置」から図6の上方への移動が規制されている。この結果、ピンPと溝Gmとの図中の上下方向の位置がなおも合致し続ける一方で、ピンPと溝G1との図中の上下方向の位置が合致しなくなる。このため、ピンPは、図6の右方向に移動して溝Gmのみと係合し、FSmはH1と一体に連結される（FS1はH1と相対移動可能に維持される）。

30

【0036】

このように、FSmがH1と一体に連結されることによって、SLが「EV-2セレクト位置」から「EVシフト完了位置」へ移動すると（従って、H1が図6の上方向へ移動すると）、図6に示すように、FSm（従って、Sm）が「第1位置」より図6の上方向の位置に移動する。以下、FSm及びSmについて、この位置を「第2位置」と呼ぶ。FS1、FS2、及びFS3（従って、S1、S2、及びS3）は共に「中立位置」に維持される。

【0037】

図5に示すように、この状態では、S1、S2、及びS3はそれぞれ、対応する何れの遊転ギヤとも係合していない。即ち、SLが「EVシフト完了位置」にある状態では、「N位置」（より正確には、ニュートラル位置）にある状態と同様、入力・出力軸Ai、Ao間で動力伝達系統が確立されない。

40

【0038】

他方、図5に示すように、Smが「第2位置」にあるとき、Smは、出力軸Aoに設けられた遊転ギヤGmiと係合する。遊転ギヤGmiは、入力軸Aiに設けられた遊転ギヤGm1、Gm2を介して、出力軸Aoに設けられた固定ギヤGmoと動力伝達可能に常時接続されている。ここで、（Gmiの歯数）<（Gm1の歯数）、並びに、（Gm2の歯数）<（Gmoの歯数）という関係が成立している。この結果、MG軸Amと出力軸Aoとの間で、「MG減速比>1」の動力伝達系統が確立される。

50

【 0 0 3 9 】

以上、S LがE Vシフト完了位置（図4の第2領域）にあるとき、入力・出力軸A i , A o間で動力伝達系統が確立されず、且つ、「M G減速比 > 1」の「O U T接続状態」が達成される。従って、摩擦クラッチC / Tを接合状態に維持し、且つ、E / Gを停止状態（E / Gの出力軸A eの回転が停止した状態）に維持しながら、M Gトルクのみを利用して車両が走行する状態（即ち、「E V走行」）を実現することができる（図5の太線を参照）。

【 0 0 4 0 】

E V走行は、主として車両発進時に活用される。即ち、シフトパターン上において、「E V位置」は、実質的には「1速位置」（前記「低速走行用の変速段」に対応）に相当する。なお、ニュートラル位置とE Vシフト完了位置との識別は、例えば、シフト位置センサP 4の出力結果、S & Sシャフトの位置を検出するセンサの出力結果等に基づいて達成される。

10

【 0 0 4 1 】

F S mがH 1と一体に連結された状態は、S Lが「E V - 2セレクト位置」から「E Vシフト完了位置」へ移動するときのみならず、その後においてS Lが「E Vシフト完了位置」から「E V - 2セレクト位置」へ戻るときまで維持される。従って、S Lが「E Vシフト完了位置」から「E V - 2セレクト位置」へ戻ることによって、F S m（従って、S m）は、「第2位置」（図6を参照）から「第1位置」（図2を参照）へと戻る。

【 0 0 4 2 】

なお、以上説明した「S LがE V - 2セレクト位置とE Vシフト完了位置との間で移動する際のF S m（従って、S m）の動作」は、S LがRセレクト位置とRシフト完了位置との間で移動する際にも同様になされる（図6における微細なドットで示したI L 1、並びに、図7における破線で示したI L 1, I L 2を参照）。従って、S LがRシフト完了位置（図4の第2領域）にあるとき、M Gを逆向きに回転させることによって「E V走行」による後進を実現することができる。E Vシフト完了位置とRシフト完了位置との識別も、例えば、シフト位置センサP 4の出力結果、S & Sシャフトの位置を検出するセンサの出力結果等に基づいて達成される。

20

【 0 0 4 3 】

< 2速位置 >

図8及び図9（及び図7）は、S Lが、N位置から（E V - 2セレクト位置を經由して）2速シフト完了位置に移動した状態を示す。S Lが「E V - 2セレクト位置」から「2速シフト完了位置」に移動しようとする、S & Sシャフトの第1インナレバーI L 1に押圧されることによってヘッドH 1が「2速」方向（図9では下方向）に駆動される（図9において、黒で示したI L 1を参照）。この結果、F S 1に固定されたスナッピングS Rの作用によってF S 1がH 1と一体で図9の下方向に移動しようとする。一方、上述のように、F S mは「中立位置」から図9の下方向への移動が規制されている。この結果、ピンPと溝G mとの図中の上下方向の位置が合致しなくなる。このため、ピンPは、図9の左方向に移動して溝G 1のみと係合し、F S 1はH 1と一体に連結される（F S mはH 1と相対移動可能に維持される）。

30

40

【 0 0 4 4 】

このように、F S 1がH 1と一体に連結されることによって、S Lが「E V - 2セレクト位置」から「2速シフト完了位置」へ移動すると（従って、H 1が図9の下方向へ移動すると）、図9に示すように、F S 1（従って、S 1）が「中立位置」より「2速位置」へ移動する。F S m（従って、S m）は「第1位置」に維持され、F S 2、及びF S 3（従って、S 2、及びS 3）は共に「中立位置」に維持される。

【 0 0 4 5 】

図8に示すように、この状態では、S 1が、出力軸A oに設けられた遊転ギヤG 2 oと係合する。遊転ギヤG 2 oは、入力軸A iに設けられた固定ギヤG 2 iと常時噛合している。この結果、入力軸A iと出力軸A oとの間で、「G 2 i及びG 2 o」を介してE Gト

50

ルクについての「2速」に対応する動力伝達系統が確立される。即ち、MT減速比は $(G_{2o}の歯数 / G_{2i}の歯数)$ (=「2速」となる。

【0046】

加えて、 S_m が「第1位置」に維持されることによって、<N位置>の場合と同様、「MG減速比=1」の「OUT接続状態」が実現される。従って、MGトルクとEGトルクの両方を利用して車両が走行する状態(即ち、「HV走行」)を実現することができる(図8の太線を参照)。

【0047】

FS1がH1と一体に連結された状態は、SLが「EV-2セレクト位置」から「2速シフト完了位置」へ移動するときのみならず、その後においてSLが「2速シフト完了位置」から「EV-2セレクト位置」へ戻るときまで維持される。従って、SLが「2速シフト完了位置」から「EV-2セレクト位置」へ戻ることによって、FS1(従って、S1)は、「2速位置」(図9を参照)から「中立位置」(図2を参照)へと戻る。

【0048】

<3速位置>

図10及び図11(及び図3)は、SLが、N位置から3速シフト完了位置に移動した状態を示す。SLが「N位置」から「3速シフト完了位置」に移動しようとする、S&Sシャフトの第1インナレバーIL1に押圧されることによって、FS2と一体の3速-4速用ヘッドH2が「3速」方向(図11では上方向)に駆動される(図11において、黒で示したIL1を参照)。この結果、FS2(従って、S2)が「中立位置」より「3速位置」へ移動する。FSm(従って、Sm)は「第1位置」に維持され、FS1、及びFS3(従って、S1、及びS3)は共に「中立位置」に維持される。

【0049】

図10に示すように、この状態では、S1が、出力軸Aoに設けられた遊転ギヤG3oと係合する。遊転ギヤG3oは、入力軸Aiに設けられた固定ギヤG3iと常時噛合している。この結果、入力軸Aiと出力軸Aoとの間で、「G3i及びG3o」を介してEGトルクについての「3速」に対応する動力伝達系統が確立される。即ち、MT減速比は $(G_{3o}の歯数 / G_{3i}の歯数)$ (=「3速」となる。

【0050】

加えて、 S_m が「第1位置」に維持されることによって「MG減速比=1」の「OUT接続状態」が実現される。従って、MGトルクとEGトルクの両方を利用して車両が走行する状態(即ち、「HV走行」)を実現することができる(図10の太線を参照)。

【0051】

<4速位置>

図12及び図13(及び図3)は、SLが、N位置から4速シフト完了位置に移動した状態を示す。この場合の作動は、<3速位置>の場合と同様であるのでその詳細な説明を省略する。この状態では、入力軸Aiと出力軸Aoとの間で、「G4i及びG4o」を介してEGトルクについての「4速」に対応する動力伝達系統が確立される。即ち、MT減速比は $(G_{4o}の歯数 / G_{4i}の歯数)$ (=「4速」となる。加えて、「MG減速比=1」の「OUT接続状態」が実現される。従って、MGトルクとEGトルクの両方を利用して車両が走行する状態(即ち、「HV走行」)を実現することができる(図12の太線を参照)。

【0052】

<5速位置>

図14~図16は、SLが、N位置から5速シフト完了位置に移動した状態を示す。SLが「5速セレクト位置」から「5速シフト完了位置」に移動しようとする、S&Sシャフトの第1インナレバーIL1に押圧されることによって、FS3と一体の5速用ヘッドH3が「5速」方向(図15では上方向)に駆動される(図15において、黒で示したIL1を参照)。この結果、FS3(従って、S3)が「中立位置」より「5速位置」へ移動する。

10

20

30

40

50

【 0 0 5 3 】

加えて、図 1 6 に示すように、S L が「5 速セレクト位置」にある状態では、S & S シャフトの第 2 インナレバー I L 2 がヘッド H 1 と係合するようになる。従って、第 2 インナレバー I L 2 に押圧されることによって、ヘッド H 1 も「E V」方向（図 1 5 では上方方向）に駆動される（図 1 5 において、黒で示した I L 2 を参照）。この結果、F S m が H 1 と一体に連結されることによって、図 1 5 に示すように、F S m（従って、S m）も「第 1 位置」より図 1 5 の上方方向の位置に移動する。以下、F S m 及び S m について、この位置を「第 3 位置」と呼ぶ。

【 0 0 5 4 】

図 4 から理解できるように、シフトパターン上において、5 速セレクト位置と 5 速シフト完了位置との間の距離は、E V - 2 セレクト位置と E V シフト完了位置との間の距離よりも短い。このことに起因して、この「第 3 位置」は、「第 1 位置」と「第 2 位置」との中間に位置する。なお、F S 1、及び F S 2（従って、S 1、及び S 2）は共に「中立位置」に維持される。

【 0 0 5 5 】

図 1 4 に示すように、この状態では、S 3 が、出力軸 A o に設けられた遊転ギヤ G 5 o と係合する。この結果、入力軸 A i と出力軸 A o との間で、「G 5 i 及び G 5 o」を介して E G トルクについての「5 速」に対応する動力伝達系統が確立される。即ち、M T 減速比は（G 5 o の歯数 / G 5 i の歯数）（＝「5 速」）となる。

【 0 0 5 6 】

他方、図 1 4 に示すように、S m が「第 3 位置」にあるとき、S m は、ハブ H m 及び遊転ギヤ G m i の何れにも係合しない。即ち、M G 軸 A m と出力軸 A o との間で動力伝達系統が確立されない。以上、S L が 5 速シフト完了位置（図 4 の第 3 領域）にあるとき、M / G を停止状態（M G 軸 A m の回転が停止した状態）に維持しながら、E G トルクのみを利用して車両が走行する状態（即ち、「E G 走行」）を実現することができる（図 1 4 の太線を参照）。

【 0 0 5 7 】

以上、S L が「E V シフト完了位置」にある場合（即ち、「低速走行用の変速段」が確立されている場合）、入力・出力軸 A i , A o 間で動力伝達系統が確立されず、且つ、「M G 減速比 > 1」の「O U T 接続状態」が達成される。従って、大きな M G 減速比を利用した E V 走行が可能となる。また、S L が「2 速～4 速シフト完了位置」の何れかにある場合（即ち、「中速走行用の変速段」が確立されている場合）、入力・出力軸 A i , A o 間で動力伝達系統が確立され、且つ、「M G 減速比 = 1」の「O U T 接続状態」が達成される。従って、H V 走行が可能となる。また、S L が「5 速シフト完了位置」にある場合（即ち、「高速走行用の変速段」が確立されている場合）、入力・出力軸 A i , A o 間で動力伝達系統が確立され、且つ、M G 軸 A m と出力軸 A o との間で動力伝達系統が確立されない。従って、E G 走行が可能となる。

【 0 0 5 8 】

なお、シフトレバー S L が「2 速～5 速のシフト完了位置」の何れかにある場合、入力軸 A i と出力軸 A o との間で、「G N i 及び G N o」を介して、「N 速」に対応する動力伝達系統が確立される（N : 2 ~ 5）。このとき、M T 減速比は（G N o の歯数 / G N i の歯数）（＝「N 速」）となる（N : 2 ~ 5）。「2 速」から「5 速」に向けて、M T 減速比は次第に小さくなっていく。

【 0 0 5 9 】

以上、M / T は、M T 減速比を「2 速」～「5 速」の 4 段階に選択的に設定可能な M T 変速機構 M 1 を備えている。M T 変速機構 M 1 は、固定ギヤ G N i、遊転ギヤ G N o、スリーブ S 1 ~ S 3、及びフォークシャフト F S 1 ~ F S 3 等から構成される（N : 2 ~ 5）。また、M / T は、M G 軸 A m と出力軸 A o との接続状態を、「M G 減速比 > 1」の接続状態、「M G 減速比 = 1」の接続状態、及び、非接続状態の 3 つの状態に選択的に実現可能な M G 接続切替機構 M 2 を備えている。M G 接続切替機構 M 2 は、スリーブ S m、切

10

20

30

40

50

替シャフトF S m、ハブH m、ギヤG m i、G m 1、G m 2、G m o等から構成される。

【0060】

(E/Gの制御)

本装置によるE/Gの制御は、大略的に以下のようなされる。車両が停止しているとき、或いは、「N」又は「EV」が選択されているとき、E/Gが停止状態(燃料噴射がなされない状態)に維持される。E/Gの停止状態において、HV走行用の変速段(「2速」~「5速」の何れか)が選択されたことに基づいて、E/Gが始動される(燃料噴射が開始される)。E/Gの稼働中(燃料噴射がなされている間)では、アクセル開度等に基づいてEGトルクが制御される。E/Gの稼働中において、「N」又は「EV」が選択されたこと、或いは、車両が停止したに基づいて、E/Gが再び停止状態に維持される。

10

【0061】

(M/Gの制御)

本装置によるM/Gの制御は、大略的に以下のようなされる。車両が停止しているとき、或いは、「N」又は「5速」が選択されているとき、M/Gが停止状態(MGトルク=0)に維持される。M/Gの停止状態において、「EV」が選択されたことに基づいて、MGトルクを利用した通常発進制御が開始される。通常発進制御では、MGトルクがアクセル開度及びクラッチストロークに基づいて制御される。通常発進制御でのMGトルクは、「手動変速機と摩擦クラッチとを備え且つ動力源として内燃機関のみを搭載した通常車両」が「1速」で発進する際における「アクセル開度及びクラッチストローク」と「クラッチを介して手動変速機の入力軸へ伝達される内燃機関のトルク」との関係の規定する予め作製されたマップ等を利用して決定される。通常発進制御の終了後は、「EV」の選択時、或いは、「2速」~「4速」(複数のHV走行用変速段)の選択時において、アクセル開度等に基づいてMGトルクが制御される。そして、車両が停止したに基づいて、M/Gが再び停止状態に維持される。

20

【0062】

(作用・効果)

上記のように、本発明の実施形態に係る手動変速機M/Tでは、低速走行時(即ち、低速走行用の変速段(EV)が選択されているとき)、MG減速比が大きい値に設定される。従って、MGトルクが十分に増幅されて出力軸A o(従って、駆動輪)に伝達されるため、M/Gを小型化することができる。

30

【0063】

加えて、高速走行時(即ち、高速走行用の変速段(5速)が選択されているとき)、MG軸A mと出力軸A oとの間の動力伝達系統が分断される。従って、MG軸A mの高速回転に起因するM/Gの発熱が抑制され得る。即ち、M/Gを小型化でき、且つM/Gの高速回転に起因する発熱を抑制することができる。

【0064】

本発明は上記実施形態に限定されることはなく、本発明の範囲内において種々の変形例を採用することができる。例えば、上記実施形態では、スリーブS 1、S 2、S 3(及び対応するそれぞれの遊転ギヤ)が共に出力軸A oに設けられているが、共に入力軸A iに設けられていてもよい。また、スリーブS 1、S 2、S 3のうちの一部(及び対応する遊転ギヤ)が出力軸A oに、残り(及び対応する遊転ギヤ)が入力軸A iに設けられていてもよい。

40

【0065】

また、上記実施形態では、複数の変速段のうちで「入力・出力軸間で動力伝達系統が確立されない(ニュートラルとは異なる)変速段」(EV)が含まれているが、複数の変速段の全てを「入力・出力軸間で動力伝達系統が確立される変速段」としてもよい。この場合、「EV」が「1速」に変更されて、1~5速の全てにおいてHV走行が可能となる。

【0066】

また、上記実施形態では、前記「電動機減速比」の「第1減速比」及び「第2減速比」

50

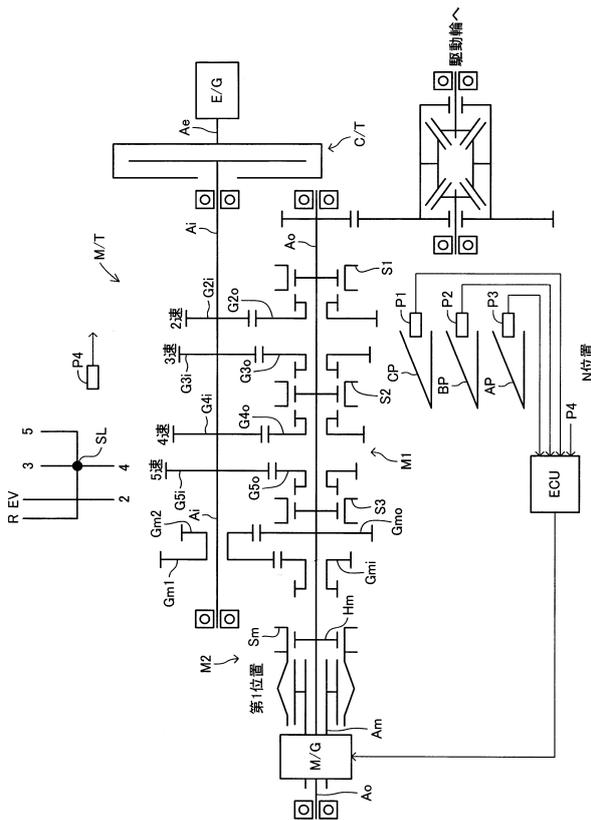
(第1減速比 > 第2減速比)として、「第1減速比 > 1」、「第2減速比 = 1」が採用されているが、「第1減速比 = A」、「第2減速比 = B」(A > B > 1、A > 1 > B、1 > A > B)が採用されてもよい。

【符号の説明】

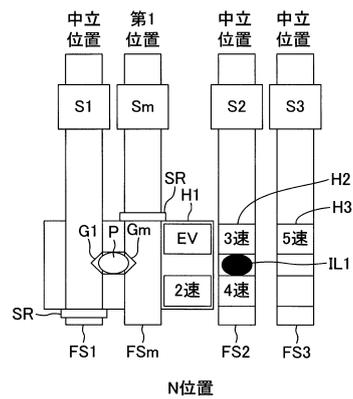
【0067】

M/T...変速機、E/G...エンジン、C/T...クラッチ、M/G...モータジェネレータ、Ae...エンジンの出力軸、Ai...変速機の入力軸、Ao...変速機の出力軸、Am...MG軸、CP...クラッチペダル、AP...アクセルペダル、BP...ブレーキペダル、P1...クラッチ操作量センサ、P3...アクセル操作量センサ、P4...シフト位置センサ、ECU...電子制御ユニット

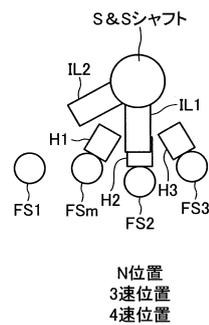
【図1】



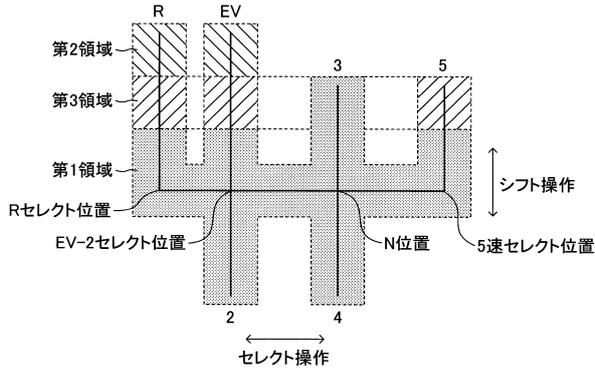
【図2】



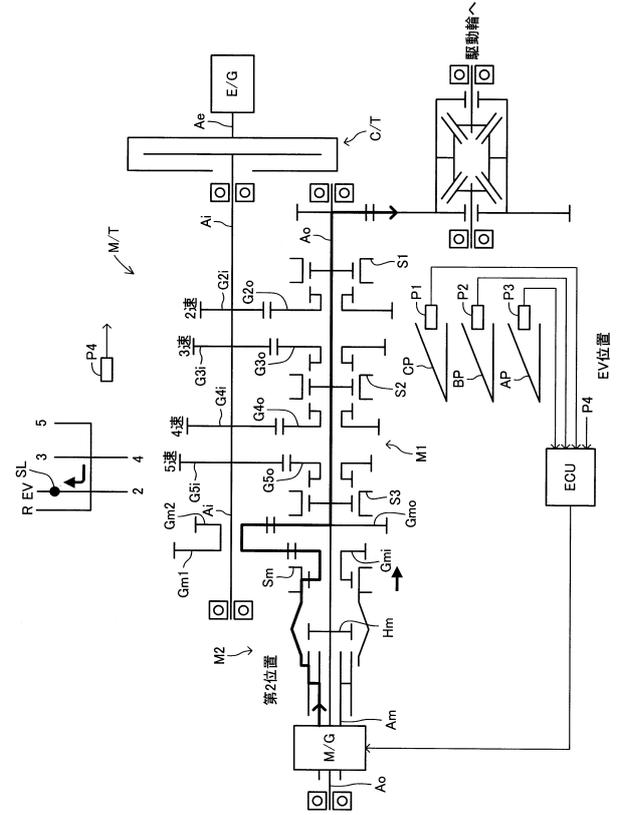
【図3】



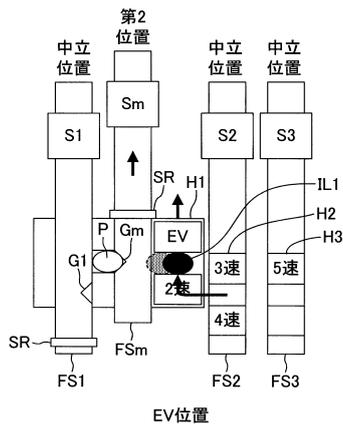
【図4】



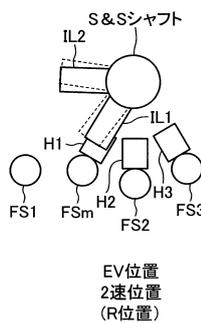
【図5】



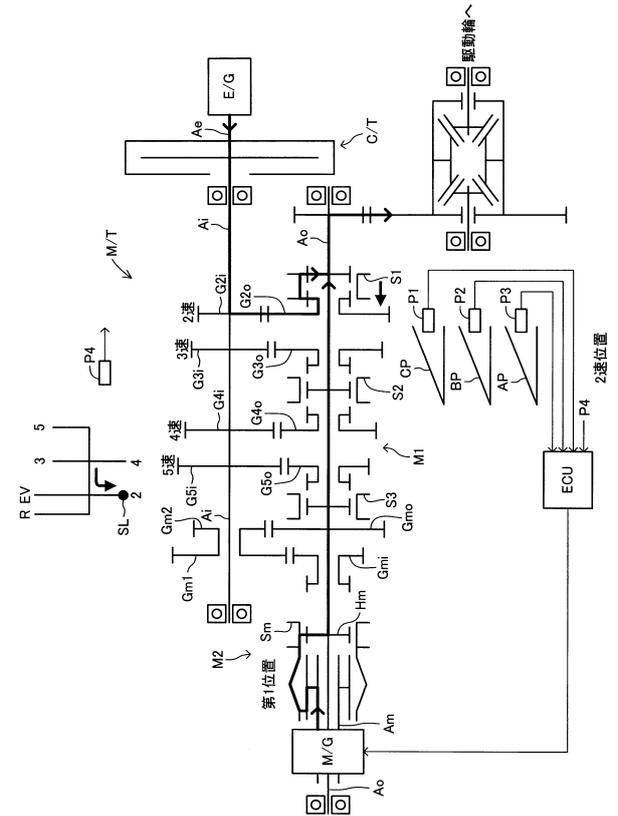
【図6】



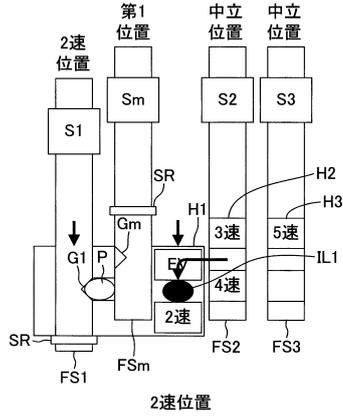
【図7】



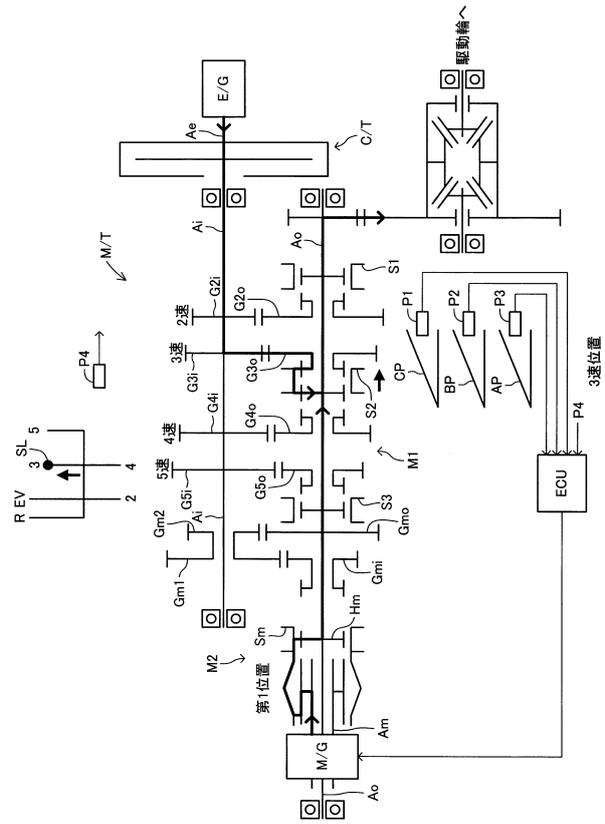
【図8】



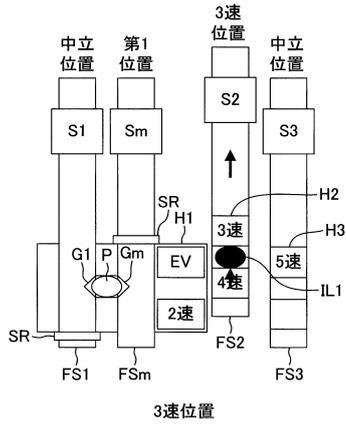
【 図 9 】



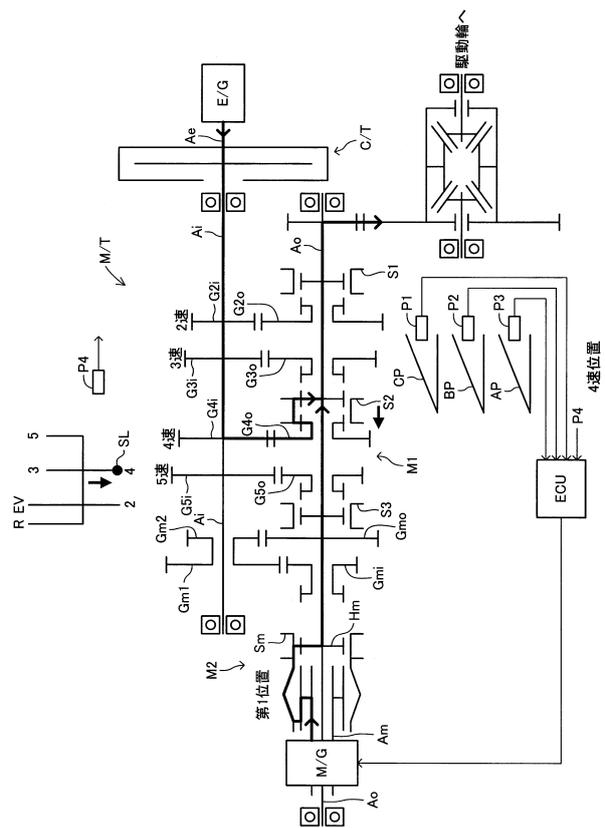
【 図 10 】



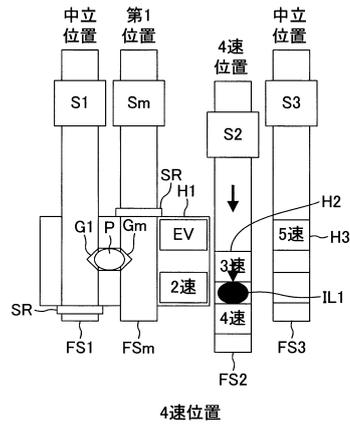
【 図 11 】



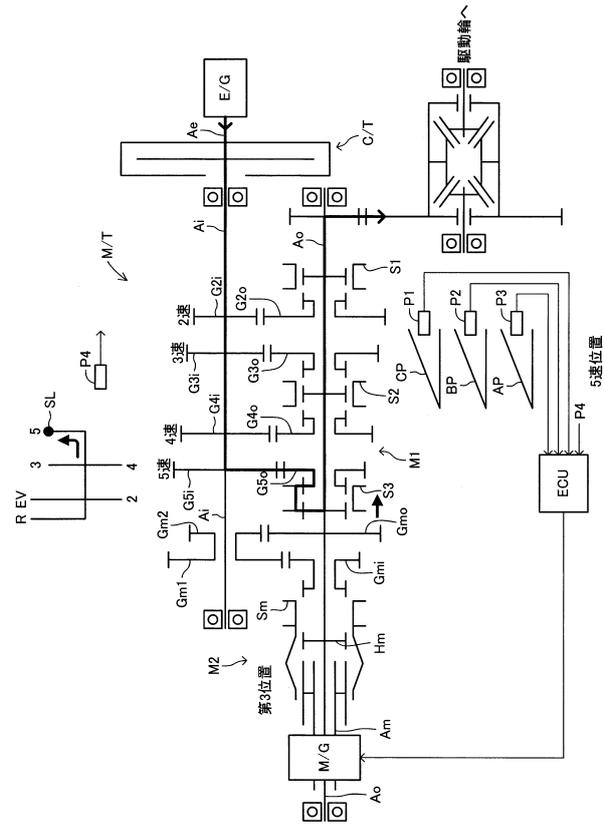
【 図 12 】



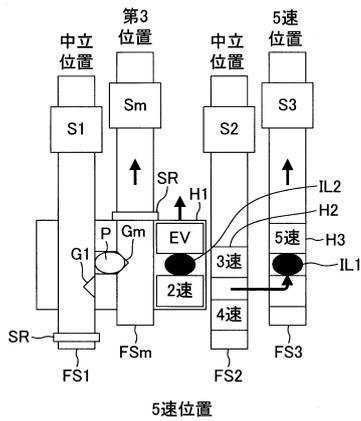
【図13】



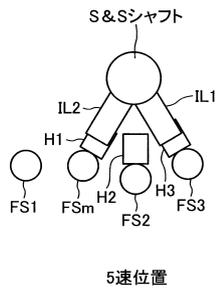
【図14】



【図15】



【図16】



フロントページの続き

審査官 高吉 統久

- (56)参考文献 特開2007-055439(JP,A)
特開2004-306646(JP,A)
特開2004-161053(JP,A)
特開2010-254014(JP,A)
特開2009-107626(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B60K	6/547
F16H	3/091
F16H	63/08
F16H	63/36