



(84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK,

SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

明 細 書

発明の名称： 車両用動力伝達装置及び車両用動力伝達システム
技術分野

[0001] 本発明は、車両用動力伝達装置及び車両用動力伝達システムに関する。

背景技術

[0002] 従来技術として、図5に示すように、動力源である内燃機関300と変速機301との間に車両発進の機能を有するトルクコンバータ302を配置し、トルクコンバータ302の下流に、遊星歯車303と摩擦式クラッチ304及び摩擦式ブレーキ305で構成される前後進切替機構306を配置したもの等が知られている（特許文献1～3参照）。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献1：特許第3826730号公報

特許文献2：特許第4597138号公報

特許文献3：特許第5159683号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004] ところで、従来より、車両における車室拡大及び動力源への電動機付加などに伴い、既存の内燃機関又は動力伝達装置に対するスペースの削減が要求されている。

[0005] 従って、本発明の目的は、前記問題を解決することによって、スペースの削減要求に応えることができる車両用動力伝達装置及び車両用動力伝達システムを提供することにある。

課題を解決するための手段

[0006] 前記目的を達成するために、本発明の1つの態様にかかる車両用動力伝達装置は、変速機を有する車両において、車両発進用クラッチの機能を付加した発進機能付前後進切替機構を備える。

発明の効果

[0007] 本発明の前記態様によれば、従来、別部品で構成されていた発進デバイスと前後進切替機構との機能を1つの装置として統合する事により、スペースの削減要求に応えることができる。

図面の簡単な説明

[0008] 本発明のこれらと他の目的と特徴は、添付された図面についての好ましい実施形態に関連した次の記述から明らかになる。この図面においては、

[図1]本発明の第1実施形態にかかる車両用動力伝達装置の概略構成図、

[図2A]本発明の第1実施形態にかかる車両用動力伝達装置の入力側部材と出力側部材との開放状態を示す説明図、

[図2B]本発明の第1実施形態にかかる車両用動力伝達装置の入力側部材と出力側部材とのスリップ状態を示す説明図、

[図2C]本発明の第1実施形態にかかる車両用動力伝達装置の入力側部材と出力側部材との締結状態を示す説明図、

[図3A]従来技術の前後進切替機構における発進時などの作動状態を示す図、

[図3B]本発明の第1実施形態にかかる車両用動力伝達装置の発進時などの作動状態を示す図、

[図4A]本発明の第1実施形態の変形例にかかる車両用動力伝達装置の概略構成図、

[図4B]本発明の第1実施形態の変形例にかかる車両用動力伝達装置の概略構成図、

[図5]本発明の第1実施形態を説明するときに使用した従来技術の概略構成図、

[図6]本発明の第2実施形態にかかる積厚可変回転電機の断面図、

[図7]本発明の第2実施形態の変形例にかかる積厚可変回転電機の断面図、

[図8]本発明の第2実施形態にかかる積厚可変回転電機のトルクと回転数との関係を示す図、

[図9]本発明の第3実施形態にかかるハイブリッド車両用駆動装置を示す概略

構成図、

[図10]本発明の第3実施形態の変形例にかかるハイブリッド車両用駆動装置を示す概略構成図、

[図11]本発明の第4実施形態にかかる車両用駆動装置の概略構成図、

[図12]第4実施形態にかかる車両用駆動装置の作動状態（無段変速、逆転）の共線図、

[図13]第4実施形態にかかる車両用駆動装置の作動状態（減速比固定、逆転）の共線図、

[図14]第4実施形態にかかる車両用駆動装置の作動状態（無段変速、正転）の共線図、

[図15]第4実施形態にかかる車両用駆動装置の作動状態（減速比固定、正転）の共線図、

[図16]本発明の第5実施形態にかかる車両用駆動装置の概略構成図、

[図17]第5実施形態にかかる車両用駆動装置の動力経路ブロック図、

[図18]本発明の第6実施形態にかかるハイブリッド駆動装置の概略構成図、

[図19]第6実施形態にかかるハイブリッド駆動装置の動力経路ブロック図、

[図20]第6実施形態の変形例（1）にかかるハイブリッド駆動装置の概略構成図、

[図21]第6実施形態の変形例（1）及び別の変形例（3）にかかるハイブリッド駆動装置の動力経路ブロック図、

[図22]第6実施形態の別の変形例（2）にかかるハイブリッド駆動装置の概略構成図、

[図23]第6実施形態の変形例（1）の別の変形例（3）にかかるハイブリッド駆動装置の概略構成図、

[図24]第6実施形態の変形例（2）の別の変形例（4）にかかるハイブリッド駆動装置の概略構成図。

発明を実施するための形態

[0009] 以下に、本発明にかかる実施の形態を図面に基づいて詳細に説明する。

[0010] (第1実施形態)

本発明の第1実施形態にかかる車両用動力伝達装置は、変速機を有する車両において、遊星歯車と摩擦式クラッチ及び摩擦式ブレーキを用いた前後進切替機構に車両発進用クラッチの機能を付加し、トルクコンバータなどの既存の発進デバイスを省略することにより、スペースの削減を図っている。また、既存の発進デバイスの省略などにより得られたスペースに電動機を配置することにより、内燃機関と電動機とによるハイブリッドシステムを構成し、車両の燃費向上を可能とする。

[0011] 第1実施形態にかかる車両用動力伝達装置は、変速機311を有する車両において、前後進切替機構に車両発進用クラッチの機能を付加した発進機能付前後進切替機構312を備えている。

[0012] この発進機能付前後進切替機構312は、遊星歯車313と、摩擦式クラッチ314及び摩擦式ブレーキ315と、摩擦式クラッチ314及び／又はブレーキ315を締結制御（締結又は開放）する制御機構316とで構成されている。摩擦式クラッチ314及び摩擦式ブレーキ315は、遊星歯車313の上流側に配置されている。ここで、制御機構316は、摩擦式クラッチ314及び／又は摩擦式ブレーキ315をそれぞれ独立して締結又は開放させる油圧ピストン又は電動アクチュエータなどである。例えば、摩擦式クラッチ314の場合には、交互に重なり合ったディスク341とドリブンプレート343とを軸方向に押し付けていくことでトルク伝達をするものであって、押し付ける動作自体は、油圧ピストンで直押し、又は、ベアリングを介して電動アクチュエータで押す動作で行うことができる。摩擦式ブレーキ315の場合には、交互に重なり合ったディスク344とドリブンプレート345とを軸方向に押し付けていくことで回転を停止させるものであって、押し付ける動作自体は、油圧ピストンで直押し、又は、ベアリングを介して電動アクチュエータで押す動作で行うことができる。

[0013] 発進機能付前後進切替機構312を備える第1実施形態にかかる車両用動力伝達装置の動作について、発進機能無しの前後進切替機構を備える従来技

術の車両用動力伝達装置の動作との差と比較しつつ以下に説明する。

[0014] まず、従来技術と第 1 実施形態とに共通して、前後進切替機構における摩擦式クラッチ 3 1 4 及び摩擦式ブレーキ 3 1 5 の入力側部材 2 9 1 と出力側部材 2 9 2 との間の状態について定義する。ここで、例えば第 1 実施形態の摩擦式クラッチ 3 1 4 においては、ディスク 3 4 1 とドリブンプレート 3 4 3 がそれぞれ入力側部材 2 9 1 と出力側部材 2 9 2 に該当する。図 2 A、図 2 B、及び、図 2 C は、それぞれ、前後進切替機構における入力側部材 2 9 1 と出力側部材 2 9 2 との間の開放状態、スリップ状態、及び、締結状態における入力側部材 2 9 1 と出力側部材 2 9 2 との速度の伝達状態を示す図である。すなわち、図 2 A は、入力側部材 2 9 1 と出力側部材 2 9 2 との間には隙間があり、両部材は接触していない状態であり、入力側部材 2 9 1 から出力側部材 2 9 2 には回転力は伝達されないため、入力側部材 2 9 1 が回転しても出力側部材 2 9 2 は全く回転しない。図 2 B は、入力側部材 2 9 1 と出力側部材 2 9 2 とがスリップしながら少し接触している状態であり、入力側部材 2 9 1 から出力側部材 2 9 2 には回転力は少し伝達されるため、入力側部材 2 9 1 の回転速度よりも低い回転速度で出力側部材 2 9 2 は回転している。図 2 C は、入力側部材 2 9 1 と出力側部材 2 9 2 との間には隙間が無く完全に接触している状態であり、入力側部材 2 9 1 から出力側部材 2 9 2 には回転力がほとんど伝達され、出力側部材 2 9 2 は入力側部材 2 9 1 と一体的に回転して回転速度は同じである。

[0015] 図 3 A は、従来技術の前後進切替機構における発進時などの作動状態を示す図であって、上図は、発進デバイスの例としてのトルクコンバータの回転速度と時刻との関係を示すグラフであり、下図は、車両発進用クラッチの機能が無い、従来の前後進切替機構の状態と時刻との関係を示すグラフである。ここで、下図に示すように、従来の前後進切替機構は、停車区間の開始後の短い時間の間に、開放状態から、スリップ状態を経て、締結状態に瞬時に到達する。その後は、後進切替が無い限り、残りの停車区間、発進区間、加速及び定常走行などの区間では、締結状態を維持し続ける。このとき、上図

に示すように、停車区間では、トルクコンバータでは入力側からの回転が出力側に伝達されないので、トルクコンバータの入力側の回転速度は一定であるのに対して、トルクコンバータの出力側の回転速度はゼロを維持している。発進区間では、トルクコンバータでは入力側からの回転力が出力側に伝達され始めてトルクコンバータの入力側の回転速度は緩やかに増加するのに伴い、出力側の回転速度も緩やかに増加し、発進区間の最後では、入力側の回転速度と出力側の回転速度とがほぼ同じになる。加速及び定常走行などの区間では、トルクコンバータの入力側から出力側に回転力がすべて伝達されるため、トルクコンバータの入力側の回転速度と出力側の回転速度とが同じ状態が維持される。

[0016] このような従来技術の車両用動力伝達装置の動作に対して、図3Bは、本発明の第1実施形態にかかる車両用動力伝達装置における発進時の作動状態を示す図であって、上図は、第1実施形態ではトルクコンバータなどの発進デバイスを廃止しているので、トルクコンバータの回転速度と時刻との関係を示すグラフは無い。これに対して、下図は、第1実施形態の車両発進用クラッチの機能付きの前後進切替機構312の状態と時刻との関係を示すグラフである。

[0017] 例えば、下図に示すように、停車区間中は、開放状態を維持するだけである。発進区間になると、発進区間の開始から終了までの間で、開放状態から、スリップ状態を経て、締結状態に到達するように、時刻が経過するにつれて各入力側部材291と各出力側部材292との間が正比例的に徐々に接近して接触するように移動する。すなわち、従来技術の前後進切替機構とは発進時の動作が全く異なるものとなっており、制御機構316で摩擦式クラッチ314をこのように開放状態から締結状態への締結制御することにより、車両発進用クラッチとしての機能を発揮させるようにしている。一例として、図1では、後述するように、図2A～図2Cの各入力側部材291は摩擦式クラッチ314用の円環状のディスク341で構成され、各出力側部材292は摩擦式クラッチ314用の円環状のドリブンプレート343で構成さ

れ、制御機構 3 1 6 で各出力側部材 2 9 2 である円環状のドリブンプレート 3 4 3 が、各入力側部材 2 9 1 である円環状のディスク 3 4 1 に対して接離するように構成されている。その後の加速及び定常走行などの区間では、摩擦式クラッチ 3 1 4 が締結状態を維持し続ける。

[0018] 前後進切替機構 3 1 2 では、

(1) 遊星歯車 3 1 3 のピニオンキャリア 3 2 2 を止める状態と、

(2) 遊星歯車 3 1 3 の 3 要素（サンギヤ 3 1 7 と、ピニオンキャリア 3 2 2 と、リングギヤ 3 1 9）を同期回転させる状態と、

の 2 つの状態を切り替える事で、入力側部材 2 9 1 に対する出力側部材 2 9 2 の回転方向を切り替えることができる。このとき、(1) の状態でピニオンキャリア 3 2 2 を「止める」動作を担うのが、摩擦式ブレーキ 3 1 5 である。また、(2) の状態で 3 要素を「同期回転させる」動作を担うのが、摩擦式クラッチ 3 1 4 である。

[0019] この前後進切替機構 3 1 2 の使い方の例としては、変速機 3 1 1 が C V T である場合には、入力側部材と出力側部材とが同一方向に回転している状態を車両の前進に使用する機構と、入力側部材と出力側部材とが逆転方向に回転している状態を車両の前進に使用する機構との 2 タイプが考えられる。第 1 実施形態では、いずれのタイプにも適用可能である。より具体的な実例としては、これらの 2 つのタイプと前進/後進とに応じて、表 1 に示すように、対応する要素（摩擦式クラッチ 3 1 4 と摩擦式ブレーキ 3 1 5）を開放状態からスリップ状態、締結状態と遷移することで、前後進の発進を実現することができる。

[0020] [表1]

	前後進切替機構		クラッチ	ブレーキ	車両状態
	入力	出力			
タイプ 1	正転	正転	締結	開放	前進
		逆転	開放	締結	後進
タイプ 2	正転	逆転	開放	締結	前進
		正転	締結	開放	後進

[0021] このように、この第１実施形態にかかる前後進切替機構３１２は、発進時において、従来技術の前後進切替機構とは大きく異なる動作を達成することが特徴である。

[0022] さらに、発進機能付前後進切替機構３１２として、前後進切替機構に車両発進用クラッチの機能を付加するとき、発進機能付前後進切替機構３１２の摩擦式クラッチ３１４及び摩擦式ブレーキ３１５の容量を、従来の発進機能無しの前後進切替機構専用摩擦式クラッチ及び摩擦式ブレーキの容量よりも増加させている。容量を増加させる具体的な例としては、クラッチ３１４及びブレーキ３１５の面積を増やす、摩擦材料を変更する、摩擦面数を増やす、押力を増加させる、又は、これらの複数の組み合わせなどがある。クラッチ３１４及び／又はブレーキ３１５の容量増加については、従来技術でトルクコンバータが発進時に吸収しているエネルギー、すなわち、車両の慣性として、エンジンの回転速度に同期させるエネルギーに相当するエネルギーを、本発明の第１実施形態にかかる車両用動力伝達装置の摩擦式クラッチ３１４及び摩擦式ブレーキ３１５で新たに吸収する機能を持たせることになるので、それに応じた容量増加が必要となる。

[0023] 一方、図１に示すように、遊星歯車３１３は、サンギヤ３１７と、ピニオンギヤ３１８と、リングギヤ３１９と、ピニオンキャリア３２２とで構成され、サンギヤ３１７に入力軸３２０が接続されたサンギヤ入力とし、リングギヤ３１９に出力軸３２１が接続されたリングギヤ出力としている。サンギヤ３１７はピニオンギヤ３１８とかみ合い、ピニオンギヤ３１８はリングギヤ３１９とかみ合い、ピニオンキャリア３２２はピニオンギヤ３１８を規制可能としている。

[0024] 摩擦式クラッチ３１４は、遊星歯車３１３のピニオンキャリア３２２とサンギヤ３１７（すなわち、入力側部材３４０）との相対回転を規制し、摩擦式ブレーキ３１５は、遊星歯車３１３のピニオンキャリア３２２（すなわち、出力側部材３４２）と変速機３１１の固定端（ケース）３２５との相対回転を規制している。具体的には、図１に示すように、摩擦式クラッチ３１４及び摩

擦式ブレーキ 315 は、以下のように構成されて、出力側部材 342 は、ピニオンキャリア 322 に接続されている。

[0025] 内燃機関例えばエンジン 331 の駆動と共に回転する入力軸 320 には入力側部材 340 が接続されているとともに、その下流側に遊星歯車 313 のサンギヤ 317 が接続されている。

[0026] 入力側部材 340 の外面には、摩擦式クラッチ 314 用の円環状のディスク 341 が接続されている。入力側部材 340 とは回転軸が同心上に配置された出力側部材（例えば駆動リング）342 は、内面側に、摩擦式クラッチ 314 用の円環状のドリブンプレート 343 がディスク 341 に対向して配置され、入力軸 320 の回転方向に対して拘束されている。出力側部材 342 の外面側には、摩擦式ブレーキ 315 用の円環状のディスク 344 が接続され、円環状のディスク 344 に対向して摩擦式ブレーキ 315 用の円環状のドリブンプレート 345 が車両用動力伝達装置のケース（固定端）325 の内周面に接続されている。なお、ドリブンプレート 345 は固定端 520 に対して、回転方向には拘束されているが、入力軸 320 の軸方向には移動可能な状態となっている。このように、摩擦式クラッチ 314 用の円環状のディスク 341 と円環状のドリブンプレート 343 とが交互に間隔をあけて配置されているとともに、摩擦式ブレーキ 315 用の円環状のディスク 344 と円環状のドリブンプレート 345 とが交互に間隔をあけて配置されている。これにより、制御機構 316 の締結制御により、油圧ピストン又は電動アクチュエータなどで軸方向に進退させて、摩擦式クラッチ 314 用の隣り合うディスク 341 とドリブンプレート 343 とが圧接又は離間可能となり、相対回転規制可能とするとともに、同時に、摩擦式ブレーキ 315 用の隣り合うディスク 344 と円環状のドリブンプレート 345 とが圧接又は離間可能となり、相対回転規制可能としている。なお、摩擦式ブレーキ 315 用のディスク 344 とドリブンプレート 345 とは軸方向に進退可能であり、駆動リング 342 は軸方向に対しては拘束されている。

[0027] また、出力側部材 342 はピニオンキャリア 322 と連結されている。こ

れにより、制御機構 3 1 6 の締結制御により、摩擦式クラッチ 3 1 4 では隣り合うディスク 3 4 1 とドリブンプレート 3 4 3 とが相対的に圧接又は離間可能となり回転力が伝達又は伝達解除されるとともに、制御機構 3 1 6 の締結制御により、摩擦式ブレーキ 3 1 5 では隣り合うディスク 3 4 4 と円環状のドリブンプレート 3 4 5 とが相対的に圧接又は離間可能となり回転力が伝達又は伝達解除されている。

[0028] このような発進機能付前後進切替機構 3 1 2 が、従来、変速機において発進デバイスとしての機能を持つ部品に置き換わるように、エンジン 3 3 1 及びダンパー 3 3 2 と、変速機 3 1 1 との間に配置されている。ここで、発進デバイスとは、例えばトルクコンバータ又は摩擦式クラッチである。ダンパー 3 3 2 は、エンジン 3 3 1 のトルクを伝達するとともに振り振動を吸収及び減衰するためのダンパーである。

[0029] この車両用動力伝達装置では、エンジン 3 3 1 及びクラッチ 3 1 4 の下流側に配置した電動機 3 3 0 をさらに付加して、ハイブリッドシステムを構成することができる。電動機 3 3 0 の固定子 3 3 0 a はケース 3 2 5 に固定され、入力軸 3 2 0 と平行な回転軸を有する回転子 3 3 0 b は、第 1 出力軸 3 2 1 に接続されている。回転子 3 3 0 b はさらに第 2 出力軸 3 5 0 を介して変速機 3 1 1 に接続されている。

[0030] ここで、変速機 3 1 1 は、マニュアルトランスミッションの場合、平行軸歯車対で構成することができる。

[0031] 変速機 3 1 1 は、オートマティクトランスミッションの場合、複数の遊星歯車で構成することができる。

[0032] 変速機 3 1 1 は、C V T の場合、対向するシープ面 3 1 1 a の距離を調整可能な 1 対のプーリ 3 1 1 b (一方のプーリ 3 1 1 b のみを図示し、他方のプーリは不図示) と、1 対のプーリ 3 1 1 b に架け渡されたベルト又はチェーンの帯状部材 3 1 1 c とによって構成することができる。

[0033] 第 1 実施形態によれば、従来、別部品で構成されていた発進デバイスと前後進切替機構との機能を 1 つの装置として統合する事により、スペース削減

とコスト低減とを図ることができる。このとき、摩擦式クラッチ及び摩擦式ブレーキの容量を増加させることにより、発進時のスリップによる摩擦材の焼損を防止することができる。また、既存の発進デバイスを省略することで得られたスペースを活用し、電動機 330 を配置することで、動力源をハイブリッド化することにより、車両の燃費向上が可能になる。また、動力源のハイブリッド化にあたっては、電動機 330 を前後進切替機構 312 の下流側に配置することで、電動機単独での駆動時及び回生時に内燃機関を動力伝達経路から切離すことができ、運動エネルギーを、より効率的に回収することが可能になる。

[0034] なお、変形例として、図 4 A に示すように、遊星歯車 313 は、リングギヤ 319 に入力軸 320 が接続されたリングギヤ入力とし、サンギヤ 317 に出力軸 321 が接続されたサンギヤ出力としてもよい。

[0035] この変形例でも、第 1 実施形態と同様な効果を奏することができる。

[0036] また、別の変形例として、図 4 B に示すように、摩擦式クラッチ 314 は、遊星歯車 313 のリングギヤ 319 とサンギヤ 317 との相対回転を規制するようにしてもよい。

[0037] この変形例でも、摩擦式クラッチ 314 は制御機構 316 で締結制御され、第 1 実施形態と同様な効果を奏することができる。

[0038] (第 2 実施形態)

本発明の第 2 実施形態にかかる積厚可変回転電機は、発進装置をクラッチ付モータに置き換えるときに使用するモータに関するものである。このモータは、一例として、車両について以下に詳細に説明しているが、車両に限らず、広く一般に利用が可能である。

[0039] この積厚可変回転電機は、永久磁石同期式回転電機において、有効積厚を変化させることで、電機子錯交磁束を調整し、低速から高速まで広範囲での運転を可能としている。

[0040] 永久磁石同期式回転電機の運転領域を向上させる手段としては、低速と高速とで巻数を可変させる技術（特許文献 1：特開平 6-205573 号公報

）、及び、磁石保磁力を可変させる技術（特許文献２：特開２００６－２８０１９５号公報）などが提案されている。

[0041] しかしながら、これらは電氣的に可変させるもので、機械的に可変させるものはなかった。

[0042] 本発明の第２実施形態は、任意の回転数で永久磁石同期式回転電機の運転領域を向上させることができる永久磁石同期式回転電機を提供するものである。

[0043] 第２実施形態にかかる積厚可変回転電機２０は、図６に示すように、固定子２と、回転子４と、積厚可変機構６とを備えている。

[0044] 固定子２は、電機子巻線１を有する。

[0045] 回転子４は、固定子２に対して回転自在に、回転軸７に固定するように取り付けられて、内部に永久磁石４ａを有する。

[0046] 回転電機２０のケース５は、固定子２と回転子４とを保持する。固定子２は、ケース５に固定されている。回転子４が固定された回転軸７は、ケース５に対して複数の軸受１３で回転自在に保持されており、回転子４と回転軸７とは同期回転している。

[0047] 積厚可変機構６は、ケース５に配置されて、回転子４の回転数に基づき、回転子４の回転中心軸１４沿いに固定子２と回転子４とを相対的に移動させる。

[0048] 積厚可変機構６は、一例として、押力発生機構８と反力発生機構９とで構成することができる。

[0049] 押力発生機構８は、回転子４に対して回転自在に接続されて、回転子４が固定された回転軸７の回転中心軸１４沿いの押力を作用させる。具体的な例として、押力発生機構８は、油圧ポンプ１１と、油圧ポンプ１１から油圧が作用されてケース５のピストン嵌合穴５ａから突出させるピストン１２と、ピストン１２と回転子４との間に配置された軸受１５とで構成される。回転子４は、回転軸７の回転中心軸１４沿いに延びたレール（例えばスプラインの凸部）１７に対してスライドするスライダ１６に固定されている。軸受

15は、ピストン12の先端部（図6の右端部）とスライダ16の一方の端部（図6の左端部）との間に配置されて、ピストン12により回転子4の回転を阻害することなく、回転子4が円滑に回転するようにしている。本例では油圧としたが、空圧での構成も可能である。

[0050] 反力発生機構9は、回転子4の押力発生機構8に対して回転子4を挟んだ反対側に配置されて、回転中心軸14沿いに作用する前記押力とは反対方向の反力を発生させる。具体的には、スライダ16の他方の端部（図6の右端部）とレール17の端部（図6の右端部）との間に縮装されたばね18で構成されている。ばね18の付勢力により、レール17の端部に対して、常に、スライダ16の他方の端部をピストン側に押圧している。

[0051] 制御装置10は、固定子2の電機子巻線1を流れる電流の情報又はレゾルバなどで検出した角度に基づき回転子4すなわち回転軸7の回転数を算出し、算出した回転子4すなわち回転軸7の回転数が、所定の閾値になれば、積厚可変機構6を駆動開始する。ここで、所定の閾値とは、低速回転数と高速回転数との境界の値、低速回転数のうちの任意の値、又は、高速回転数のうちの任意の値のいずれかでもよい。積厚可変機構6を駆動開始するとは、具体的には、油圧ポンプ11を作動させて、ピストン12がケース5のピストン嵌合穴5aから突出するように移動して、ピストン12によりスライダ16を介して回転子4を回転中心軸14沿いに回転軸7に対して押して、ばね18の付勢力に抗して移動させる。移動量の一例としては、回転子4の軸方向長さの半分程度を最大移動量とする。積厚可変機構6を駆動停止すれば、油圧ポンプ11の作動が停止され、ピストン12に対する押圧力が無くなるので、ばね18の付勢力で、スライダ16を介して回転子4を回転中心軸14沿いに回転軸7に対して逆方向に移動させる。このようにすれば、固定子2と回転子4との積厚を可変にすることができる。回転子4を回転中心軸14沿いに任意の位置に位置制御する場合、車両加速度検出器21Bで検出した車両加速度が制御装置10に入力されて、制御装置10で車両加速度からトルクを検出して、適切に移動しているか判定するか、もしくは、変位

検出器 21A で変位量を検知して制御装置 10 に入力して、適切に移動しているか判定する。又は、上位の制御装置などの変位量取得部 21C で求められた変位量が制御装置 10 に入力されて、適切に移動しているか判定するようにしてもよい。

[0052] よって、例えば、低速回転時は、押力発生機構 8 が作動せず、回転子 4 と固定子 2 とは回転軸方向に同じ位置にあり、有効積厚は最大となり、電機子錯交磁束は最大となる。これにより、低回転及び高トルクの特性となる。

[0053] 高速回転時は、押力発生機構 8 が作動し、回転子 4 と固定子 3 とを相対的に回転軸方向に移動させることにより、有効積厚を減じ、電機子錯交磁束を減ずることができる。これにより、高回転及び低トルクの特性となる。

[0054] 図 8 に示すグラフは、横軸は回転数、縦軸はトルクである。このグラフは、実線が回転子 4 と固定子 2 が同じ位置の状態での特性を示す。破線が回転子 4 と固定子 2 とが相対的に移動して位置ずれした状態での特性を示す。

[0055] この第 2 実施形態によれば、車両の運転中に積厚可変機構 6 を作動させることにより、回転電機（モータ）のトルク又は回転数を広範囲で運転することが可能となる。

[0056] なお、第 2 実施形態においては、積厚可変機構 6 としては、ばね 18、すなわち、反力発生機構 9 を省略することもできる。例えば、積厚可変機構 6 は、回転子 4 に対し回転自在に接続されて、固定子 2 と回転子 4 とを回転子 4 の回転中心軸 14 沿いに相対的に進退移動させる押引機構で構成されるようにしてもよい。このような押引機構としては、電磁ソレノイドが例示できる。

[0057] また、積厚可変機構 6 は、1 個に限らず、回転中心軸 14 周りに、複数個配置してもよい。

[0058] また、積厚可変機構 6 と回転軸 7 の係合がスプラインだとトルク伝達しながら移動する際に摩擦により動きがぎこちなくなるため、瞬間的、断続的に出力を低下させるか又はゼロにさせるようにしてもよい。具体的には、積厚可変回転電機 20 に、制御装置 10 としてモータ出力を断続させるインバー

タを備える永久磁石同期式回転電機駆動システムとして構成する。この構成では、制御装置 10 で油圧ポンプ 11 とを連動させる構成などが考えられる。ここで、出力の低下とは、アナログ的な低下を意味している。

[0059] また、積厚可変機構 6 は、回転子 4 を移動させるものに限らず、図 7 に示すように、固定子 2 に接続されて、固定子 2 を回転子 4 の回転中心軸 14 沿いに移動させることもできる。積厚可変機構 6 の構成は、回転子 4 の場合と同様である。

[0060] 固定子 2 は、回転軸 7 の回転中心軸 14 の方向沿いに延びたレール 17 A に対してスライドするスライダ 16 A に固定されている。レール 17 A はケース 5 に固定されている。

[0061] 反力発生機構 9 は、スライダ 16 A の他方の端部（図 6 の右端部）とレール 17 A の端部（図 6 の右端部）との間に縮装されたばね 18 A で構成されている。ばね 18 A の付勢力により、レール 17 A の端部に対して、常に、スライダ 16 A の他方の端部をピストン側に押圧している。

[0062] よって、油圧ポンプ 11 を作動させて、ピストン 12 A がケース 5 のピストン嵌合穴 5 b から突出するように移動して、ピストン 12 A によりスライダ 16 A を介して固定子 2 を回転中心軸 14 沿いに回転軸 7 に対して押して、ばね 18 A の付勢力に抗して移動させる。

[0063] 積厚可変機構 6 を駆動開始するときは、具体的には、油圧ポンプ 11 を作動させて、ピストン 12 A がケース 5 のピストン嵌合穴 5 b から突出するように移動して、ピストン 12 A によりスライダ 16 A を介して固定子 2 を回転中心軸 14 沿いに回転軸 7 に対して押して、ばね 18 A の付勢力に抗して移動させる。移動量の一例としては、固定子 2 の軸方向長さの半分程度を最大移動量とする。積厚可変機構 6 を駆動停止すれば、油圧ポンプ 11 の作動が停止され、ピストン 12 A に対する押圧力が無くなるので、ばね 18 A の付勢力で、スライダ 16 A を介して固定子 2 を回転中心軸 14 沿いに逆方向に移動させる。このようにすれば、固定子 2 と回転子 4 との積厚を可変にすることができる。このように固定子 2 を移動させる場合には、回転動作

を阻害することが無いので、全体として構成を簡単なものとすることができる。

[0064] (第3実施形態)

本発明の第3実施形態にかかる車両用駆動装置200は、図9に示すように、横置きタイプ、すなわち、車両の前後方向と変速機203の変速機軸213が直交する形で配置された変速機203を有する車両において、差動装置201のデフケース209の軸上に電動機202の動力伝達経路が接続されたハイブリッドシステムで構成されている。

[0065] 差動装置201は、第1ドライブシャフト204の一端が固定された第1サイドギヤ205と、第2ドライブシャフト210の一端が固定された第2サイドギヤ206と、第1ピニオンギヤ207と、第2ピニオンギヤ208と、デフケース209と、リングギヤ211とで構成されている。第1サイドギヤ205及び第2サイドギヤ206のそれぞれに対して、図9の上下で第1ピニオンギヤ207と第2ピニオンギヤ208とが噛み合っている。第1ピニオンギヤ207と第2ピニオンギヤ208とを回転自在に支持するデフケース209の外側には、第1ドライブシャフト204及び第2ドライブシャフト210の中心軸周りに回転可能なリングギヤ211が固定されている。

[0066] 変速機203の変速機軸213は、平行歯車214で差動装置201のデフケース209のリングギヤ211と噛み合っている。

[0067] デフケース209の一端の第1ドライブシャフト204側の端部には、直交歯車の一例としての傘歯車212が固定されて、デフケース209と傘歯車212とが一体的に回転する。

[0068] この傘歯車212は、電動機202の回転軸215に固定された直交歯車の一例としての傘歯車216と噛み合っている。よって、差動装置201には、傘歯車216で電動機202を接続している。すなわち、ドライブシャフト204、210ではなく、差動装置201のデフケース209に、電動機202を直結している。

- [0069] 電動機 202 は、回転軸 215 に接続された回転子 202b と固定子 202a とを有している。
- [0070] 傘歯車 216 には、すぐば傘歯車又はまがりば傘歯車、ハイポイドギヤなども含む。
- [0071] 図 9 では、電動機 202 の回転軸 215 は、差動装置 201 のドライブシャフト 204, 210 と変速機 203 の変速機軸 213 とは直交するように配置されている。差動装置 201 のドライブシャフト 204, 210 と変速機 203 の変速機軸 213 とは平行に配置されている。
- [0072] 第 3 実施形態によれば、変速機 203 の上流側ではなく、変速機 203 の下流側のタイヤに近いところに電動機 202 を接続するので、伝達損失が少なく、高い伝達効率で電動機 202 の駆動及び回生を行なうことが可能である。また、電動機 202 の付加により、車両の燃費を向上させることができる。また、差動装置 201 のデフケース 209 の軸上に電動機 202 の動力伝達経路が接続されているため、既存の変速機の内部構造を大きく変更することなく、車両の電動化を実現することが出来る。
- [0073] 図 10 は、本発明の第 3 実施形態の変形例にかかる車両用駆動装置 200 を示す概略構成図である。
- [0074] この変形例が第 3 実施形態と異なるのは、差動装置 201 と電動機 202 との接続の機構であり、異なる点について主として説明し、同じ部材については同一符号を付して説明を省略する。
- [0075] 差動装置 201 には、図 10 に示すように、平行ギヤ 222 で電動機 202 を接続することもできる。平行ギヤ 222 とは、平歯車又はヘリカルギヤなども含む。具体的には、図 10 では、平行ギヤ 222 は、差動装置 201 のデフケース 209 のリングギヤ 211 と、電動機 202 の回転軸 215 に接続された平行歯車 213A とで構成されている。図 10 では、電動機 202 の回転軸 215 と差動装置 201 のドライブシャフト 204, 210 と変速機 203 の変速機軸 213 とは平行に配置されている。
- [0076] 第 3 実施形態の変形例でも、第 3 実施形態と同様な効果を奏することがで

きる。第3実施形態の変形例の特有の効果としては、歯車噛み合い固有の伝達効率が、直交歯車よりも高いことが挙げられる。

[0077] (第4実施形態)

本発明の第4実施形態にかかる車両用駆動装置513は、図11に示すように、ラビニヨ式遊星歯車501と、摩擦式クラッチ502及び摩擦式ブレーキ503とで構成され、ラビニヨ式遊星歯車501に対して二系統の入力経路と一系統の出力経路とを設け、該二系統の入力を各々調整することにより、一系統の出力を無段階に調整できるものである。

[0078] 従来技術としては、無段変速機に2段の副変速機を組合わせて、ハイとローとの2段の間での切替時に減速比が不連続に変化することが特許文献3：特許第4660583号に開示されている。

[0079] この従来技術のように、無段変速機に2段の副変速機を組合わせる場合、ハイとローとの間での切替時に減速比が不連続に変化する為、その相対回転速度差分を吸収する際に変速ショック、又は、加速度の不連続化に基づくユーザの不快感が発生する。

[0080] これに対して、第4実施形態では、2段の副変速機と比べて、無段の副変速機とすることで従来の課題を解決しようとしている。以下に詳細に説明する。

[0081] ラビニヨ式遊星歯車501は、第1サンギヤ504と、第2サンギヤ505と、第1ピニオンギヤ506と、第2ピニオンギヤ507と、リングギヤ508とを備えて構成されている。第1サンギヤ504は、同一のピニオンキャリア509で規制された第2ピニオンギヤ507と第1ピニオンギヤ506と噛み合っている。第2サンギヤ505は、第1ピニオンギヤ506と噛み合っている。第1ピニオンギヤ506とリングギヤ508とが噛み合っている。

[0082] 二系統の入力経路は、第1の入力経路が第2サンギヤ505に接続され、第2の入力経路が第1サンギヤ504に接続されている。一系統の出力経路は、リングギヤ508に接続されている。

- [0083] 一例として、図 1 1 では、二系統の入力経路のうちの第 1 の入力経路としては、内燃機関の一例としてのエンジン 5 1 0 の第 1 出力軸 5 1 5 と第 2 サンギヤ 5 0 5 とが接続されて構成される。第 2 の入力経路としては、電動機 5 1 1 の回転子 5 1 1 a と一体的に回転する回転軸 5 1 6 と第 1 サンギヤ 5 0 4 とが接続されて構成されている。一系統の出力経路としての第 2 出力軸 5 1 7 は、リングギヤ 5 0 8 と接続されている。
- [0084] 摩擦式クラッチ 5 0 2 及び摩擦式ブレーキ 5 0 3 も、電動機 5 1 1 の回転子 5 1 1 a と一体的に回転する回転軸 5 1 6 と接続されており、バッテリーの電力がなくなったとき、摩擦式クラッチ 5 0 2 及び摩擦式ブレーキ 5 0 3 により、電動機 5 1 1 からの電氣的な入力ゼロになっても、エンジン 5 1 0 のみで駆動可能な構成としている。
- [0085] 摩擦式クラッチ 5 0 2 及び摩擦式ブレーキ 5 0 3 の構成は、図 1 の摩擦式クラッチ 3 1 4 及び摩擦式ブレーキ 3 1 5 と同様な構造である。
- [0086] 摩擦式クラッチ 5 0 2 は、第 1 サンギヤ 5 0 4 と、第 2 サンギヤ 5 0 5 と、ピニオンキャリア 5 0 9 と、リングギヤ 5 0 8 とのうち、いずれか 2 つの要素の間の相対回転を規制し、摩擦式ブレーキ 5 0 3 は、ピニオンキャリア 5 0 9 と固定端（車両用駆動装置 5 1 3 のケース） 5 2 0 との間での相対回転を規制するように構成している。
- [0087] ここで、規制するとは、部材同士を接続する、部材同士の接続を切る、部材同士間で接触しながら滑らせる（半クラッチ）のいずれかを意味している。
- [0088] 図 1 2 は、車両用駆動装置 5 1 3 の作動状態（無段変速、逆転）の共線図である。図 1 3 は、車両用駆動装置 5 1 3 の作動状態（減速比固定、逆転）の共線図である。図 1 4 は、車両用駆動装置 5 1 3 の作動状態（無段変速、正転）の共線図である。図 1 5 は、車両用駆動装置 5 1 3 の作動状態（減速比固定、正転）の共線図である。
- [0089] ここで、図 1 2 ～図 1 5 は、車両用駆動装置 5 1 3 において、各回転要素の回転数とトルクとの力学的な関係を示す共線図を示している。図 1 2 ～図

15の共線図は、横軸X方向において、4本の縦線は、回転要素として、左から、ラビニヨ式遊星歯車501の第2サンギヤ505と、ピニオンキャリア509と、リングギヤ508と、第1サンギヤ504とのギヤ比の関係を示し、縦軸Y方向において相対的回転速度を示す二次元座標であり、1本の点線の斜線が回転速度すなわち出力軸に接続される内燃機関の一例であるエンジン510と電動機511とのそれぞれの回転速度を示している。

[0090] 図12は、無段変速モードであり、第2サンギヤ505（入力）とリングギヤ508（出力）との回転方向の関係は逆転している。また、ピニオンキャリア509がフリーの状態、第1サンギヤ504に接続された電動機511の回転速度と、第2サンギヤ505に接続されたエンジン510の回転速度とを調整することにより、任意の減速比を得て、リングギヤ508での出力の値を調整することができる。

[0091] 図13は、減速比固定モードであり、第2サンギヤ505（入力）とリングギヤ508（出力）との回転方向の関係は逆転している。また、ピニオンキャリア509に接続されたブレーキ503を作動させてピニオンキャリア509を固定すると、第2サンギヤ505に接続されたエンジン510の回転速度が決まれば、減速比が固定されて、第1サンギヤ504に接続された電動機511の回転速度とリングギヤ508での出力の値とが決まる。

[0092] 図14は、無段変速モードであり、第2サンギヤ505（入力）とリングギヤ508（出力）との回転方向の関係は同一方向回転である。また、ピニオンキャリア509がフリーの状態、第1サンギヤ504に接続された電動機511の回転方向を、第2サンギヤ505に接続されたエンジン510の回転方向と同じにすることにより、リングギヤ508での出力も同じ回転方向となるとともに、第1サンギヤ504に接続された電動機511の回転速度と、第2サンギヤ505に接続されたエンジン510の回転速度とを調整することにより、任意の減速比を得て、リングギヤ508での出力の値を調整することができる。

[0093] 図15は、減速比固定モードであり、第2サンギヤ505（入力）とリン

グギヤ５０８（出力）との回転方向の関係は同一方向回転である。また、ピニオンキャリア５０９に接続されたクラッチ５０２でピニオンキャリア５０９と第１サンギヤ５０４とをつなぐことにより、減速比が１となって固定され、第２サンギヤ５０５に接続されたエンジン５１０の回転速度が決まれば、第１サンギヤ５０４に接続された電動機５１１の回転速度とリングギヤ５０８での出力の値とが決まる。

[0094] 第４実施形態によれば、既存の変速機５１２と組み合わせて用いることで、車両用駆動装置５１３が無段の副変速機として機能し、該既存の変速機５１２の変速比幅（レシオカバレッジ）を広げ、車両の走行性能と燃費とを向上させることができる。また、車両用駆動装置５１３が無段の副変速機として機能することで、滑らかな作動を実現することができる。また、電動機５１１の付加により、車両の燃費を向上させることができる。また、特許文献３の２段の副変速機と比べて、第４実施形態によれば、無段の副変速機とすることで、副変速機の変速に係る変速ショック、又は、加速度の不連続化に基づくユーザの不快感を無くす事が可能である。

[0095] 第４実施形態の変形例として、二系統の入力経路は、第１の入力経路として第２サンギヤ５０５が電動機５１１と、第２の入力経路として第１サンギヤ５０４が内燃機関の一例としてのエンジン５１０とそれぞれ接続し、摩擦式ブレーキをリングギヤに、出力をピニオンキャリアに接続されるようにしてもよい。この変形例では、第４実施形態と同様な効果を奏することができる。

[0096] また、別の変形例として、二系統の入力経路は、第１の入力経路として第２サンギヤ５０５が第１の電動機５１１と、第２の入力経路として第１サンギヤ５０４が第２の電動機とそれぞれ接続されるようにしてもよい。この別の変形例では、以下のような効果を奏することができる。一般に、車両を駆動する際に、必要駆動力が小さい場合、電動機は負荷が小さく効率が低い領域を使用しなければならない。このような場合に、第１の電動機と第２の電動機とのいずれかを駆動用電動機として使用し、もう一方の電動機を発電機

すなわち負荷用電動機として使用することにより、駆動用電動機を、より負荷が高く効率の高い領域で運転し、車両駆動に必要な駆動力を上回る分は、もう一方の電動機で発電し、電気エネルギーとして蓄えることができる。ここで蓄えた電気エネルギーは、後で、車両駆動に用いることができる。

また逆に、車両を駆動する際の必要駆動力が大きい場合、電動機は負荷が高く効率が低い領域を使用しなければならない。このような場合に、第1の電動機と第2の電動機で駆動力を分担することで個々の電動機の負荷を下げ、効率の高い領域で運転することができる。

[0097] また、さらに別の変形例として、振り振動ダンパー521と第2サンギヤ505との間に別のクラッチを追加して、エンジン510を切り離し可能とするようにしてもよい。ダンパー521は、エンジン510のトルクを伝達するとともに振り振動を吸収及び減衰するためのダンパーである。この別の変形例によれば、車両を電動機のみで駆動する場合、もしくは電動機により車両の運動エネルギーを電気エネルギーとして回生する場合に、エンジンの連れ回りによる損失（摩擦及びポンピング損失）を排除することができ、回生量を向上させることができる。

[0098] （第5実施形態）

本発明の第5実施形態にかかるハイブリッド駆動装置620は、変速機の上流側に前後切替機構を配置するタイプの自動変速機を有する車両において、前後進切替機構の出力側にモータ出力を入力可能とすることにより、少ない改造範囲でハイブリッド機能を付与し、車両燃費を向上するものである。

[0099] 従来、特許文献4：特開2013-16642号公報には、無段変速機にモータを追加し、ハイブリッド駆動装置とする手段として、無段変速機のプーリを基準としてエンジンと反対側でかつエンジンの回転軸と同軸上にモータを配置する手段が提案されている。

[0100] しかしながら、前述の手段では、モータ軸長の分だけ変速機全長が長くなってしまい、小型車両への適用は難しかった。

[0101] 第5実施形態は、この課題を解決しようとするものである。

- [0102] 第5実施形態にかかるハイブリッド駆動装置620は、図16及び図17に示すように、前後進切替機構(F/R)601と、変速機(CVTなど)602と、前後進切替機構601の出力側に入力経路と、入力経路に接続されるモータ603とで構成されている。変速機602は一例としてCVTで構成されている。
- [0103] 前記前後進切替機構601は、摩擦クラッチ605と、摩擦ブレーキ606と、遊星歯車607とで構成されている。
- [0104] 遊星歯車607は、サンギヤ610と、サンギヤ610と噛み合うピニオンギヤ611と、ピニオンギヤ611と噛み合うリングギヤ612とで構成されている。
- [0105] エンジン(E/G)608からの入力、発進装置(T/C、すなわち、トルクコンバータなど)604を経由して、遊星歯車607のサンギヤ610に入力されている。発進装置604の一例としてはトルクコンバータである。
- [0106] 摩擦クラッチ605は、サンギヤ610とピニオンギヤ611とに接続されている。
- [0107] 摩擦ブレーキ606は、ピニオンギヤ611に接続されている。
- [0108] リングギヤ612は、変速機602の入力軸613に接続されている。
- [0109] リングギヤ612の外周面には歯車612aを形成し、入力経路としている。具体的には、リングギヤ612の外周面の歯車612aは、モータ603の出力軸630に固定された歯車631と噛み合っており、モータ603のトルクが、前後進切替機構601の出力側であるリングギヤ612に入力される。
- [0110] なお、図16において、変速機602からの出力軸651には、歯車652が固定されている。歯車652は、差動装置(Diff)650の歯車653と噛み合っている。差動装置650には一対のドライブシャフト654が接続されている。
- [0111] 第5実施形態によれば、モータ603の付加により、車両の走行性能と燃

費を向上させることが可能である。すなわち、エンジン動力に加え、モータ 603 を補助動力として用いることで、エンジン出力を低減することができる。また、リングギヤに外歯を形成し、モータを別軸入力とすることで、既存の変速機の内部構造を大きく変更することなく、車両の電動化を実現することが出来る。また、変速機の入力側にモータ 603 からのトルクを入力することで、モータ 603 が変速機の変速比を利用し、運転領域を拡大することが可能で、車両燃費を向上させることができる。また、車両減速時には前後進切替機構 601 のクラッチ 605 及びブレーキ 606 を開放して、エンジン 608 からの出力を遮断することができる。これにより、エンジンフリクションロスをなくし、回生エネルギー量を増加することが可能である。

[0112] 第 5 実施形態の変形例として、前後進切替機構 601 の入力経路としては、リングギヤ 612 の外周面がスプロケットで形成され、チェーンを介してモータ 603 の出力軸 630 が接続されるようにしてもよい。

[0113] また、別の変形例として、前後進切替機構 601 の入力経路としては、リングギヤ 612 の側面、あるいは変速機 602 の入力軸 613 に配置されるようにしてもよい。

[0114] (第 6 実施形態)

本発明の第 6 実施形態にかかるハイブリッド駆動装置は、自動変速機を有する車両において、前後進切替機構に発進クラッチ機能を付加し、トルクコンバータ又はクラッチといった従来の発進装置を省略し、従来の発進装置のスペースにモータを配置し、ハイブリッド駆動装置とすることで、車両燃費を向上することができる。

[0115] 従来、例えば横置き変速機において、モータを変速機の出力軸（例えば、CVT のセカンダリープーリー軸）に配置しようとする場合、ドライブシャフトと変速機の入力軸（例えば、CVT のプライマリープーリー軸）との軸間に配置しなければならない為、径方向の制約が大きかった。また、変速機の出力軸にモータを配置する場合には、減速機構とセットにして配置する必要があった。

[0116] 本発明の第6実施形態では、そのような制約を緩和することができて、限られたスペースでハイブリッド駆動装置を実現することができるものである。

[0117] 図18は、第6実施形態にかかるハイブリッド駆動装置の概略構成図である。図19は、第6実施形態にかかるハイブリッド駆動装置の動力経路ブロック図である。

[0118] 第6実施形態のハイブリッド駆動装置は、図18及び図19に示すように、前後進切替機構701と、変速機702と、変速機702の出力軸703に歯車704を介して接続されるモータ705とで構成されている。モータ705は、エンジン706と変速機702との間の同軸上に配置されている。

[0119] 前後進切替機構701は、図16と同様に、摩擦クラッチと、摩擦ブレーキと、遊星歯車とで構成されている。

[0120] 遊星歯車は、サンギヤと、サンギヤと噛み合うピニオンギヤと、ピニオンギヤと噛み合うリングギヤとで構成されている。

[0121] エンジン706からの入力、すなわち、エンジン706の出力軸708は、遊星歯車のサンギヤに入力されている。

[0122] 摩擦クラッチは、サンギヤとピニオンギヤとに接続されている。

[0123] 摩擦ブレーキは、ピニオンギヤに接続されている。

[0124] リングギヤは、変速機702の入力軸707に接続されている。

[0125] 摩擦クラッチとブレーキは、第1実施形態で記載したような車両発進用クラッチの機能を付加した摩擦クラッチとブレーキである。

[0126] 変速機702の出力軸703とモータ705との接続にかかる歯車704は、一例として、以下のように構成している。

[0127] 出力軸703には大歯車731と小歯車732とが固定されている。小歯車732は歯車733を介して、一对のドライブシャフト740と接続される差動装置734に接続されている。大歯車731は、歯車735に噛み合っている。歯車735が固定された回転軸737は、エンジン706の出力

軸 708 と同軸に配置され、電動機（モータ）705 の回転子 705 a と接続されている。回転軸 737 の貫通穴 737 a 内には、エンジン 706 の出力軸 708 が回転自在に貫通している。固定子 705 b はハイブリッド駆動装置のケース 739 に固定されている。図 19 の参照符号 745 は、エンジン振じり振動ダンパーである。ダンパー 745 は、エンジン 706 のトルクを伝達するとともに振り振動を吸収及び減衰するためのダンパーである。

[0128] 第 6 実施形態によれば、変速機 702 の入力軸 707 と同軸上にモータ 705 を配置することで、モータ 705 の径方向に対する制約を緩和し、更に変速機 702 の出力軸 703 に対してモータ 705 の回転軸 737 がオフセットした位置にあることを利用し、歯車 704 などでの減速機構を構成することを可能にする。よって、従来の発進装置が配置されていたスペースにモータ 705 を配置することで、限られたスペースでのハイブリッド駆動装置を実現することができる。また、変速機 702 の出力側にモータ 705 を接続することで、変速機損失の影響を受けず、高い伝達効率でモータ 705 を利用することができる。また、モータ 705 の付加により、車両の走行性能と燃費を向上させることが可能である。

[0129] 第 6 実施形態の変形例について、以下に説明する。

[0130] 図 20 は、第 6 実施形態の変形例（1）にかかるハイブリッド駆動装置の概略構成図である。図 21 は、第 6 実施形態の変形例（1）及び別の変形例（3）にかかるハイブリッド駆動装置の動力経路ブロック図である。図 21 では、第 2 クラッチ 722 が開放されて第 1 クラッチ 721 で接続されると、モータ 705 のトルクが、ダンパー 745 と前後進切替機構 701 との間に伝達される。逆に、第 1 クラッチ 721 が開放されて第 2 クラッチ 722 で接続されると、モータ 705 のトルクが、変速機 702 と差動装置 734 との間に伝達されることを意味している。

[0131] 第 6 実施形態の 1 つ目の変形例（1）として、図 20 及び図 21 に示すように、モータ 705 と前後進切替機構 701 との間でモータ 705 からのトルクを伝達又は遮断する第 1 クラッチ 721 を備えるとともに、モータ 70

５と変速機７０２の出力軸７０３との間でモータ７０５からのトルクを伝達又は遮断する第２クラッチ７２２とを備えるようにしてもよい。

[0132] すなわち、エンジン７０６の出力軸７０８のモータ７０５と前後進切替機構７０１との間に、第１クラッチ７２１を備えている。第１クラッチ７２１のクラッチプレート７２１ｂは、出力軸７０８に、スプラインを介して軸方向に移動自在かつ回転方向に固定的に接続されて一体的に回転する。第１クラッチ７２１のクラッチケース７２１ａは、モータ７０５の回転子７０５ａに接続される回転軸７３７に固定されている。よって、第１クラッチ７２１で、モータ７０５からのトルクを前後進切替機構７０１に対して伝達又は遮断可能としている。

[0133] また、変速機７０２の出力軸７０３には歯車７５０が固定されている。歯車７５０は、第２クラッチ７２２のクラッチケース７２２ａが固定された歯車７５１と噛み合っている。第２クラッチ７２２のクラッチプレート７２２ｂは、第１クラッチ７２１のクラッチカバー７２１ａの外周面に形成されるスプラインに軸方向に移動自在かつ回転方向に固定的に接続されて一体的に回転する。よって、第２クラッチ７２２で、モータ７０５からのトルクを変速機７０２の出力軸７０３に対して伝達又は遮断可能としている。

[0134] この変形例によれば、モータ断接用クラッチとして第１クラッチ７２１及び第２クラッチ７２２を配置することで、走行時においてモータ７０５が不要となる場合には、モータ断接用クラッチでモータ７０５を切り離し、駆動損失を低減することができる。また、図２０の構成では、変速機７０２の入力側にモータ入力経路を設けて第１クラッチ７２１をつなぐことにより、モータ７０５が変速機７０２を介して出力されることになり、モータ７０５の運転領域を拡大することができる。また、車両減速時には、第１クラッチ７２１を開放し、第２クラッチ７２２をつなぎ、前後進切替機構７０１のクラッチ及びブレーキを開放し、エンジン出力軸７０８を遮断する。これにより、エンジンフリクションロスをなくし、回生エネルギー量を増加することが可能である。また、前後進切替機構７０１のクラッチ及びブレーキを開放し

、第1クラッチ721をつなぎ、第2クラッチ722を開放する。これにより、車両停止状態であっても、エンジン動力で回生エネルギーを得ることが可能である。

[0135] また、第1クラッチ721と第2クラッチ722を同心円状の内外周に配置することで、第1クラッチ721と第2クラッチ722を軸方向に直列的に配置する事に対し、軸方向長さを短縮することが可能である。

[0136] 図22は、第6実施形態の別の変形例(2)にかかるハイブリッド駆動装置の概略構成図である。変形例(2)として、モータ705と変速機702の出力軸703との間でモータ705からのトルクを伝達又は遮断する第2クラッチ724のみを備えるようにしてもよい。

[0137] この変形例(2)によれば、モータ断接用クラッチとして第2クラッチ724を配置することで、走行時においてモータ705が不要となる場合には、モータ断接用クラッチでモータ705を切り離し、駆動損失を低減することができる。

[0138] 図23は、第6実施形態の変形例(1)の別の変形例(3)にかかるハイブリッド駆動装置の概略構成図である。変形例(3)として、第1クラッチ721をモータ705の回転子705aの内周に配置するようにしてもよい。

[0139] この変形例(3)によれば、変形例(1)に対しより省スペースなハイブリッド駆動装置を実現することが可能である。

[0140] 図24は、第6実施形態の変形例(2)の別の変形例(4)にかかるハイブリッド駆動装置の概略構成図である。変形例(4)として、モータ705と変速機702の出力軸703との間でモータ705からのトルクを伝達又は遮断する第2クラッチ723のみを備えるようにし、さらに第2クラッチ723をモータ705の回転子705aの内周に配置するようにしてもよい。

[0141] この変形例(4)によれば、変形例(2)に対しより省スペースなハイブリッド駆動装置を実現することが可能である。

[0142] 最後に、本発明の様々な態様を記載する。

[0143] 本発明の第 1 態様によれば、

電機子巻線を有する固定子と、

前記固定子に対し回転自在に取り付けられ内部に永久磁石を有する回転子と、

前記固定子と前記回転子とを保持するケースと、

前記ケースに配置されて、前記回転子の回転数に基づき前記固定子と前記回転子とを前記回転子の回転中心軸沿いに相対的に移動させる積厚可変機構とを備える、永久磁石同期式回転電機を提供する。

[0144] 本発明の第 2 態様によれば、

前記積厚可変機構は、前記回転子に対し回転自在に接続されて、前記回転子の回転数に基づき前記固定子と前記回転子とを前記回転子の前記回転中心軸沿いに相対的に移動させる押引機構で構成される、第 1 に記載の永久磁石同期式回転電機を提供する。

[0145] 本発明の第 3 態様によれば、

前記積厚可変機構は、前記回転子に対して回転自在に接続されて、前記回転子の回転数に基づき前記回転子に回転軸方向沿いの押力を作用させる押力発生機構と、前記回転子の押力発生機構に対して前記回転子を挟んだ反対側に配置されて、前記回転軸方向沿いに作用する前記押力とは反対方向の反力を発生させる反力発生機構とで構成される、第 1 又は 2 に記載の永久磁石同期式回転電機を提供する。

[0146] 本発明の第 4 態様によれば、

前記積厚可変機構は、前記固定子に接続されて、前記固定子を前記回転子の回転軸方向沿いに移動させる、第 1 ～ 3 のいずれか 1 つに記載の永久磁石同期式回転電機を提供する。

[0147] 本発明の第 5 態様によれば、

前記第 1 ～ 4 のいずれか 1 つの態様に記載の永久磁石同期式回転電機と、前記積厚可変機構を作動させる際、前記回転電機の出力を瞬時的、断続的

に低下させるか又はゼロにさせる制御装置とを備える、永久磁石同期式回転電機駆動システムを提供する。

[0148] 本発明の第 6 態様によれば、

変速機を有する車両において、差動装置の差動装置軸上に電動機の動力伝達経路が接続されたハイブリッドシステムである、車両用駆動装置を提供する。

[0149] 本発明の第 7 態様によれば、

前記変速機は、前記車両の前後方向と該変速機の軸が直交する形で配置される、第 6 の態様に記載の車両用駆動装置を提供する。

[0150] 本発明の第 8 態様によれば、

前記差動装置軸と前記電動機の前記動力伝達経路とは直交ギヤを用いて接続する、第 6 の態様に記載の車両用駆動装置を提供する。

[0151] 本発明の第 9 態様によれば、

前記差動装置軸上への前記電動機の前記動力伝達経路の接続に、前記差動装置軸に配置された歯車と該差動装置軸に平行な軸に配置された歯車とで構成される歯車対で構成される、第 6 の態様に記載の車両用駆動装置を提供する。

[0152] 本発明の第 10 態様によれば、

変速機を有する車両において、車両発進用クラッチの機能を付加した発進機能付前後進切替機構を備える、車両用動力伝達装置を提供する。

[0153] 本発明の第 11 態様によれば、

前記発進機能付前後進切替機構は、遊星歯車と、摩擦式クラッチ及び摩擦式ブレーキと、前記摩擦式クラッチ及び前記摩擦式ブレーキを締結制御する制御機構とで構成される、第 10 の態様に記載の車両用動力伝達装置を提供する。

[0154] 本発明の別の態様によれば、

前記発進機能付前後進切替機構の前記摩擦式クラッチ及び前記摩擦式ブレーキは、入力側部材と出力側部材とを備えて、前記制御機構の締結制御によ

り前記入力側部材と前記出力側部材とが相対的に接離可能であり、

発進時に、前記入力側部材と前記出力側部材とが離れた開放状態から、前記入力側部材と前記出力側部材とが相対的にスリップしながら接触するスリップ状態を経て、前記入力側部材と前記出力側部材とが相対的に接触する締結状態に移動するように、前記制御機構で前記摩擦式クラッチ及び前記摩擦式ブレーキを締結制御する、第 10 又は 11 に記載の車両用動力伝達装置を提供する。

[0155] 本発明の第 12 態様によれば、

前記発進機能付前後進切替機構の前記摩擦式クラッチ及び前記摩擦式ブレーキの容量は、発進機能無しの前後進切替機構専用摩擦式クラッチ及び摩擦式ブレーキの容量よりも大きい、第 11 の態様に記載の車両用動力伝達装置を提供する。

[0156] 本発明の第 13 態様によれば、

前記遊星歯車は、サンギヤ入力とし、リングギヤ出力とする、第 11 又は 12 の態様に記載の車両用動力伝達装置を提供する。

[0157] 本発明の第 14 態様によれば、

前記遊星歯車は、リングギヤ入力とし、サンギヤ出力とする、第 11 又は 12 の態様に記載の車両用動力伝達装置を提供する。

[0158] 本発明の第 15 態様によれば、

前記摩擦式クラッチは、前記遊星歯車のピニオンキャリアとサンギヤとの相対回転を規制する、第 11 又は 12 の態様に記載の車両用動力伝達装置を提供する。

[0159] 本発明の第 16 態様によれば、

前記摩擦式クラッチは、前記遊星歯車のリングギヤとサンギヤとの相対回転を規制する、第 11 又は 12 の態様に記載の車両用動力伝達装置を提供する。

[0160] 本発明の第 17 態様によれば、

前記摩擦式クラッチは、前記遊星歯車のピニオンキャリアとリングギヤと

の相対回転を規制する、第 11 又は 12 の態様に記載の車両用動力伝達装置を提供する。

[0161] 本発明の第 18 態様によれば、

前記摩擦式ブレーキは、前記遊星歯車のピニオンキャリアと前記変速機の固定端の相対回転を規制する、第 11 又は 12 の態様に記載の車両用動力伝達装置を提供する。

[0162] 本発明の第 19 態様によれば、

車両駆動の動力源である内燃機関と、

変速機と、

前記内燃機関のトルクを変速機に伝達する振り振動ダンパーと、

前記内燃機関及び前記振り振動ダンパーと、前記変速機との間に配置された、第 10～18 のいずれか 1 つの態様に記載の車両用動力伝達装置の前記発進機能付前後進切替機構とを備える、車両用動力伝達システムを提供する。

[0163] 本発明の第 20 態様によれば、

前記内燃機関及び前記発進機能付前後進切替機構の下流側に配置した電動機をさらに付加して、ハイブリッドシステムを構成する、第 19 の態様に記載の車両用動力伝達システムを提供する。

[0164] 本発明の第 21 態様によれば、

前記変速機は、平行軸歯車対で構成される、第 19 又は 20 の態様に記載の車両用動力伝達システムを提供する。

[0165] 本発明の第 22 態様によれば、

前記変速機は、複数の遊星歯車で構成される、第 19 又は 20 の態様に記載の車両用動力伝達システムを提供する。

[0166] 本発明の第 23 態様によれば、

前記変速機は、対向するシープ面の距離を調整可能な 1 対のプーリと、前記 1 対のプーリに架け渡された带状部材とによって構成される、第 19 又は 20 の態様に記載の車両用動力伝達システムを提供する。

[0167] 本発明の第 2 4 態様によれば、

ラビニヨ式遊星歯車と摩擦式クラッチ及び摩擦式ブレーキで構成され、該ラビニヨ式遊星歯車に対して二系統の入力経路と一系統の出力経路とを設け、該二系統の入力を各々調整することにより、一系統の出力を無段階に調整できる、車両用駆動装置を提供する。

[0168] 本発明の第 2 5 態様によれば、

前記ラビニヨ式遊星歯車は、第 1 サンギヤと、第 2 サンギヤと、第 1 ピニオンギヤと、第 2 ピニオンギヤと、リングギヤとを備えて構成される、第 2 4 の態様に記載の車両用駆動装置を提供する。

[0169] 本発明の第 2 6 態様によれば、

前記第 1 サンギヤは、同一のピニオンキャリアで規制された前記第 2 ピニオンギヤと前記第 1 ピニオンギヤと噛み合い、前記第 2 サンギヤは、前記第 1 ピニオンギヤと噛み合うとともに、前記第 1 ピニオンギヤと前記リングギヤとが噛み合う、第 2 5 の態様に記載の車両用駆動装置を提供する。

[0170] 本発明の第 2 7 態様によれば、

前記二系統の入力経路は、第 1 の入力経路が前記第 2 サンギヤに接続され、第 2 の入力経路が前記第 1 サンギヤに接続され、かつ前記一系統の出力経路が、前記リングギヤに接続される、第 2 5 又は 2 6 の態様に記載の車両用駆動装置を提供する。

[0171] 本発明の第 2 8 態様によれば、

前記二系統の入力経路は、第 1 の入力経路が内燃機関と、第 2 の入力経路が電動機とそれぞれ接続される、第 2 4 ～ 2 7 のいずれか 1 つの態様に記載の車両用駆動装置を提供する。

[0172] 本発明の第 2 9 態様によれば、

前記二系統の入力経路は、第 1 の入力経路が電動機と、第 2 の入力経路が内燃機関とそれぞれ接続される、第 2 7 の態様に記載の車両用駆動装置を提供する。

[0173] 本発明の第 3 0 態様によれば、

前記二系統の入力経路は、第1の入力経路が第1の電動機と、第2の入力経路が第2の電動機とそれぞれ接続される、第24～27のいずれか1つの態様に記載の車両用駆動装置を提供する。

[0174] 本発明の第31態様によれば、

前記摩擦式クラッチは、前記第1サンギヤと前記第2サンギヤ、前記ピニオンキャリア、前記リングギヤとのうち、いずれか2つの要素の間の相対回転を規制し、前記摩擦式ブレーキは前記ピニオンキャリアと固定端の相対回転を規制する、第26の態様に記載の車両用駆動装置を提供する。

[0175] 本発明の第32態様によれば、

前後進切替機構と、変速機と、前記前後進切替機構の出力側に配置された入力経路と、前記入力経路に接続されるモータとで構成される、ハイブリッド駆動装置を提供する。

[0176] 本発明の第33態様によれば、

前記前後進切替機構は、摩擦クラッチと、摩擦ブレーキと、遊星歯車とで構成され、

前記遊星歯車は、サンギヤと、前記サンギヤと噛み合うピニオンギヤと、前記ピニオンギヤと噛み合うリングギヤとで構成され、

エンジン入力は、発進装置を経由して前記遊星歯車の前記サンギヤに入力され、

前記摩擦クラッチは、前記サンギヤと前記ピニオンギヤとに接続され、

前記摩擦ブレーキは、前記ピニオンギヤに接続され、前記リングギヤは前記変速機の入力軸に接続される、第32の態様に記載のハイブリッド駆動装置を提供する。

[0177] 本発明の第34態様によれば、

前記発進装置はトルクコンバータである、第33の態様に記載のハイブリッド駆動装置を提供する。

[0178] 本発明の第35態様によれば、

前記遊星歯車の前記リングギヤの外周面に歯車を形成し、前記入力経路と

する、第３３の態様に記載のハイブリッド駆動装置を提供する。

[0179] 本発明の第３６態様によれば、

前記入力経路に対して、前記リングギヤの前記外周面の前記歯車と噛み合う歯車を経由して、前記モータの出力軸が接続される、第３５の態様に記載のハイブリッド駆動装置を提供する。

[0180] 本発明の第３７態様によれば、

前記入力経路は、前記リングギヤの外周面がスプロケットで形成され、チェーンを介して前記モータの出力軸が接続されている、第３３の態様に記載のハイブリッド駆動装置を提供する。

[0181] 本発明の第３８態様によれば、

前記入力経路は、前記リングギヤの側面に配置されている、第３３の態様に記載のハイブリッド駆動装置を提供する。

[0182] 本発明の第３９態様によれば、

前記入力経路は、前記変速機の入力軸に配置されている、第３２の態様に記載のハイブリッド駆動装置を提供する。

[0183] 本発明の第４０態様によれば、

前後進切替機構と、変速機と、前記変速機の出力軸に歯車を介して接続されるモータとで構成される、ハイブリッド駆動装置を提供する。

[0184] 本発明の第４１態様によれば、

前記モータは、エンジンと前記変速機との間の同軸上に配置される、第４０の態様に記載のハイブリッド駆動装置を提供する。

[0185] 本発明の第４２態様によれば、

前記前後進切替機構は、摩擦クラッチと、摩擦ブレーキと、遊星歯車とで構成され、

前記遊星歯車は、サンギヤと、前記サンギヤと噛み合うピニオンギヤと、前記ピニオンギヤと噛み合うリングギヤとで構成され、

エンジン入力は、前記遊星歯車の前記サンギヤに入力され、

前記摩擦クラッチは、前記サンギヤと前記ピニオンギヤとに接続され、

前記摩擦ブレーキは、前記ピニオンギヤに接続され、

前記リングギヤは、前記変速機の入力軸に接続される、第41の態様に記載のハイブリッド駆動装置を提供する。

[0186] 本発明の第43態様によれば、

前記摩擦クラッチと前記ブレーキは、車両発進用クラッチの機能を付加した摩擦クラッチとブレーキである、第42の態様に記載のハイブリッド駆動装置を提供する。

[0187] 本発明の第44態様によれば、

前記モータと前記前後進切替機構の間で前記モータからのトルクを伝達又は遮断する第1クラッチを備えるとともに、前記モータと前記変速機の間で前記モータからのトルクを伝達又は遮断する第2クラッチとを備える、第40～43のいずれか1つの態様に記載のハイブリッド駆動装置を提供する。

[0188] 本発明の第45態様によれば、

前記第1クラッチと、前記第2クラッチは、同心円状の内外周に配置される、第44の態様に記載のハイブリッド駆動装置を提供する。

[0189] 本発明の第46態様によれば、

前記第1クラッチと、前記第2クラッチは、前記モータと前記前後進切替機構との間の同軸上に配置される、第44の態様に記載のハイブリッド駆動装置を提供する。

[0190] 本発明の第47態様によれば、

前記第1クラッチは、前記モータの内周に配置され、前記第2クラッチは、前記モータと、前記前後進切替機構との間の同軸上に配置される、第44の態様に記載のハイブリッド駆動装置を提供する。

[0191] 本発明の第48態様によれば、

前記モータと、前記変速機の間で、前記モータからのトルクを伝達又は遮断する第2クラッチを備える、第40～43のいずれか1つの態様に記載のハイブリッド駆動装置を提供する。

[0192] 本発明の第49態様によれば、

前記第2クラッチは、前記モータと、前記前後進切替機構との間の同軸上に配置される、第48の態様に記載のハイブリッド駆動装置を提供する。

[0193] 本発明の第50態様によれば、

前記第2クラッチは、前記モータの内周に配置されている、第48の態様に記載のハイブリッド駆動装置を提供する。

[0194] なお、前記様々な実施形態又は変形例のうちの任意の実施形態又は変形例を適宜組み合わせることにより、それぞれの有する効果を奏するようにすることができる。また、実施形態同士の組み合わせ又は実施例同士の組み合わせ又は実施形態と実施例との組み合わせが可能であると共に、異なる実施形態又は実施例の中の特徴同士の組み合わせも可能である。

[0195] 本発明は、添付図面を参照しながら実施形態に関連して十分に記載されているが、この技術の熟練した人々にとっては種々の変形や修正は明白である。そのような変形や修正は、添付した請求の範囲による本発明の範囲から外れない限りにおいて、その中に含まれると理解されるべきである。

産業上の利用可能性

[0196] 本発明にかかる車両用動力伝達装置及び車両用動力伝達システムは、従来、別部品で構成されていた発進デバイスと前後進切替機構との機能を1つの装置として統合する事により、スペースの削減要求に応えることができ、限られたスペースであっても、ハイブリッドシステムを構成することが可能であり、小型自動車を始めとする各種車両に有用である。

符号の説明

- [0197] 1 電機子巻線
2 固定子
4 回転子
5 ケース
6 積厚可変機構
8 押力発生機構
9 反力発生機構

- 1 0 制御装置
- 1 4 回転中心軸
- 2 0 積厚可変回転電機
- 2 9 1 入力側部材
- 2 9 2 出力側部材
- 3 1 1 変速機
- 3 1 1 a シーブ面
- 3 1 1 b プーリ
- 3 1 1 c 帯状部材
- 3 1 2 発進機能付前後進切替機構
- 3 1 3 遊星歯車
- 3 1 4 摩擦式クラッチ
- 3 1 5 摩擦式ブレーキ
- 3 1 6 制御機構
- 3 1 7 サンギヤ
- 3 1 9 リングギヤ
- 3 2 0 入力軸
- 3 2 1 出力軸
- 3 2 2 ピニオンキャリア
- 3 2 5 変速機の固定端（ケース）
- 3 3 0 電動機
- 3 3 0 a 固定子
- 3 3 0 b 回転子
- 3 3 1 エンジン
- 3 3 2 ダンパー
- 3 4 0 入力側部材
- 3 4 1, 3 4 4 ディスク
- 3 4 2 出力側部材

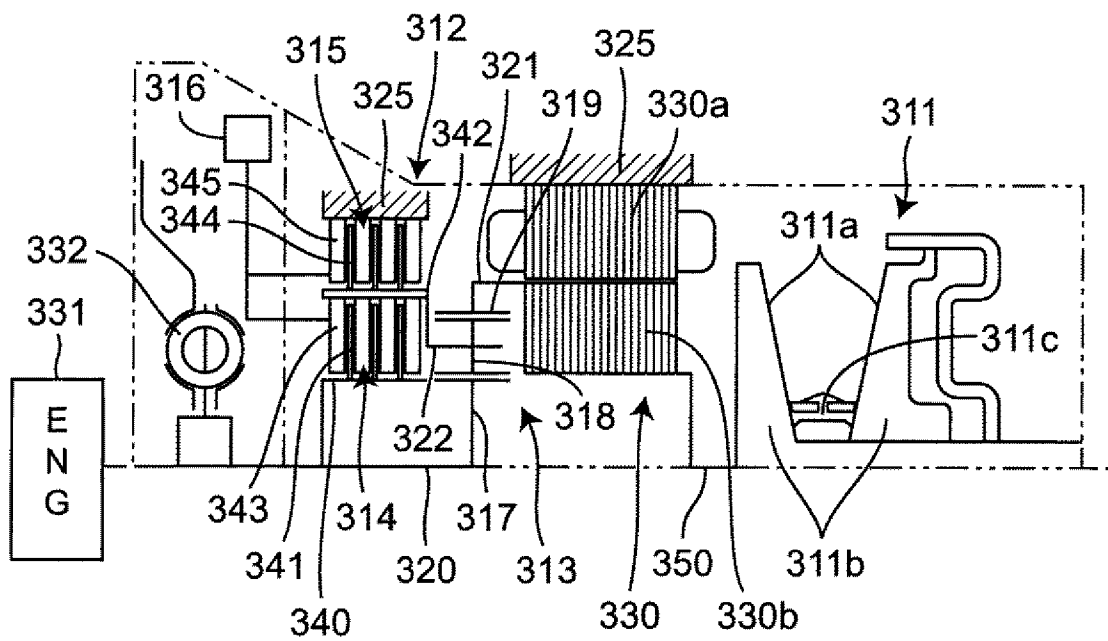
3 4 3, 3 4 5 ドリブンプレート

請求の範囲

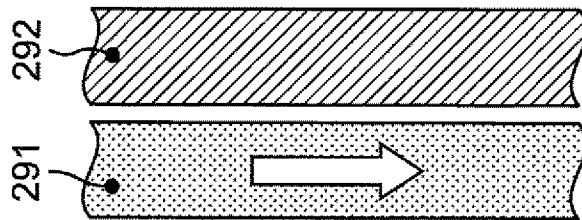
- [請求項1] 変速機を有する車両において、車両発進用クラッチの機能を付加した発進機能付前後進切替機構を備える、車両用動力伝達装置。
- [請求項2] 前記発進機能付前後進切替機構は、遊星歯車と、摩擦式クラッチ及び摩擦式ブレーキと、前記摩擦式クラッチ及び前記摩擦式ブレーキを締結制御する制御機構とで構成される、請求項1に記載の車両用動力伝達装置。
- [請求項3] 前記発進機能付前後進切替機構の前記摩擦式クラッチ及び前記摩擦式ブレーキは、入力側部材と出力側部材とを備えて、前記制御機構の締結制御により前記入力側部材と前記出力側部材とが相対的に接離可能であり、
発進時に、前記入力側部材と前記出力側部材とが離れた開放状態から、前記入力側部材と前記出力側部材とが相対的にスリップしながら接触するスリップ状態を経て、前記入力側部材と前記出力側部材とが相対的に接触する締結状態に移動するように、前記制御機構で前記摩擦式クラッチ及び前記摩擦式ブレーキを締結制御する、請求項2に記載の車両用動力伝達装置。
- [請求項4] 前記発進機能付前後進切替機構の前記摩擦式クラッチ及び前記摩擦式ブレーキの容量は、発進機能無しの前後進切替機構専用摩擦式クラッチ及び摩擦式ブレーキの容量よりも大きい、請求項2又は3に記載の車両用動力伝達装置。
- [請求項5] 前記遊星歯車は、サンギヤ入力とし、リングギヤ出力とする、請求項2～4のいずれか1つに記載の車両用動力伝達装置。
- [請求項6] 前記遊星歯車は、リングギヤ入力とし、サンギヤ出力とする、請求項2～4のいずれか1つに記載の車両用動力伝達装置。
- [請求項7] 前記摩擦式クラッチは、前記遊星歯車のピニオンキャリアとサンギヤとの相対回転を規制する、請求項2～4のいずれか1つに記載の車両用動力伝達装置。

- [請求項8] 前記摩擦式クラッチは、前記遊星歯車のリングギヤとサンギヤとの相対回転を規制する、請求項2～4のいずれか1つに記載の車両用動力伝達装置。
- [請求項9] 前記摩擦式クラッチは、前記遊星歯車のピニオンキャリアとリングギヤとの相対回転を規制する、請求項2～4のいずれか1つに記載の車両用動力伝達装置。
- [請求項10] 前記摩擦式ブレーキは、前記遊星歯車のピニオンキャリアと前記変速機の固定端の相対回転を規制する、請求項2～4のいずれか1つに記載の車両用動力伝達装置。
- [請求項11] 車両駆動の動力源である内燃機関と、
変速機と、
前記内燃機関のトルクを変速機に伝達する振り振動ダンパーと、
前記内燃機関及び前記振り振動ダンパーと、前記変速機との間に配置された、請求項1～10のいずれか1つに記載の車両用動力伝達装置の前記発進機能付前後進切替機構とを備える、車両用動力伝達システム。
- [請求項12] 前記内燃機関及び前記発進機能付前後進切替機構の下流側に配置した電動機をさらに付加して、ハイブリッドシステムを構成する、請求項11に記載の車両用動力伝達システム。
- [請求項13] 前記変速機は、平行軸歯車対で構成される、請求項11又は12に記載の車両用動力伝達システム。
- [請求項14] 前記変速機は、複数の遊星歯車で構成される、請求項11又は12に記載の車両用動力伝達システム。
- [請求項15] 前記変速機は、対向するシーブ面の距離を調整可能な1対のプーリと、前記1対のプーリに架け渡された帯状部材とによって構成される、請求項11又は12に記載の車両用動力伝達システム。

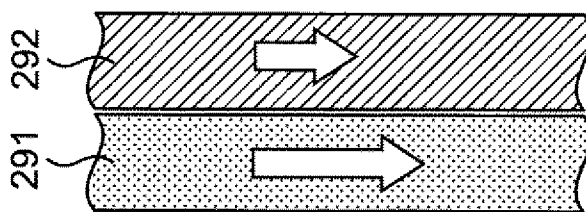
[図1]



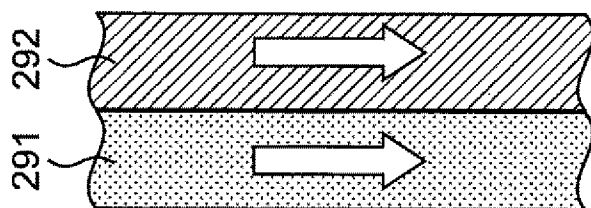
[図2A]



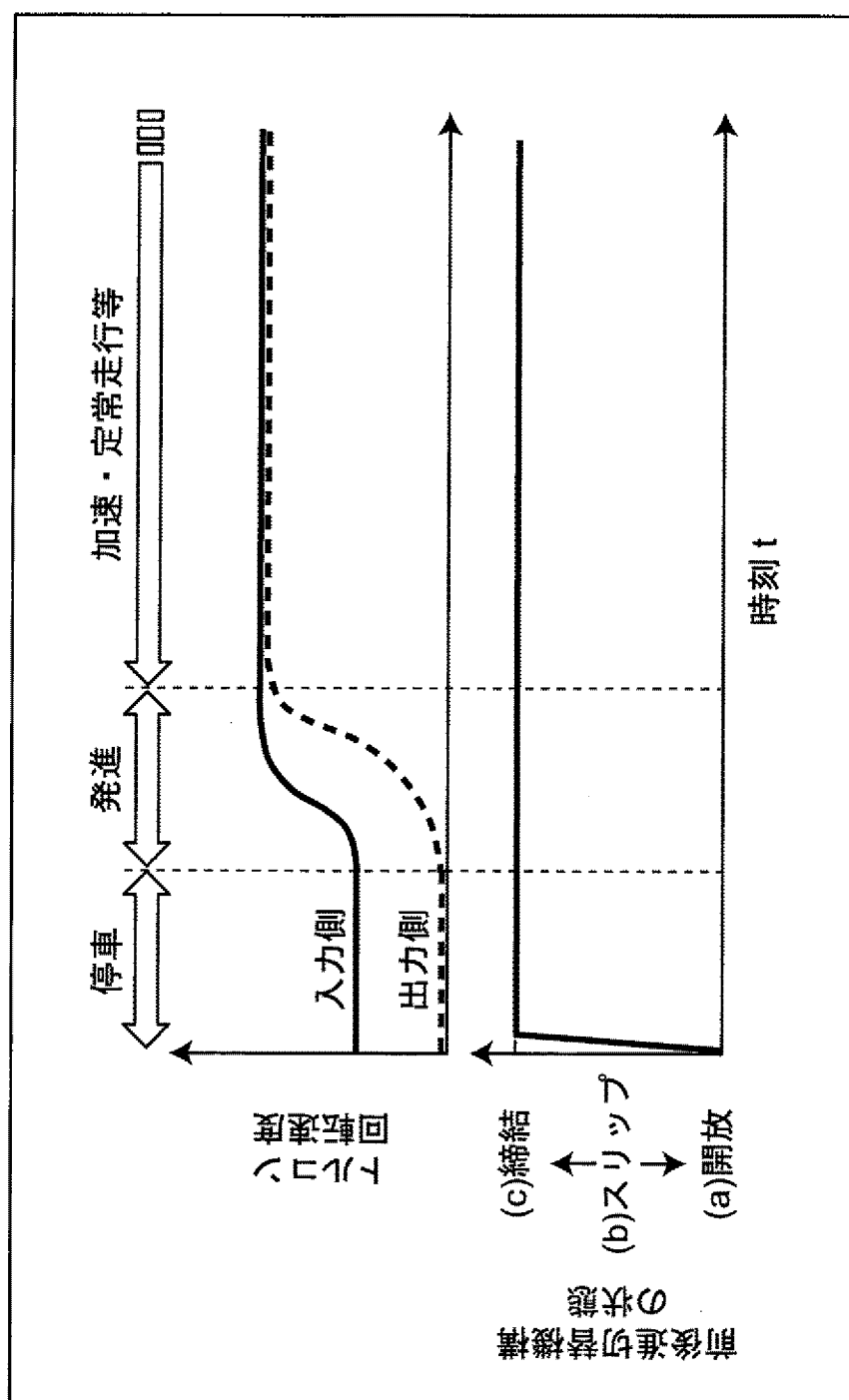
[図2B]



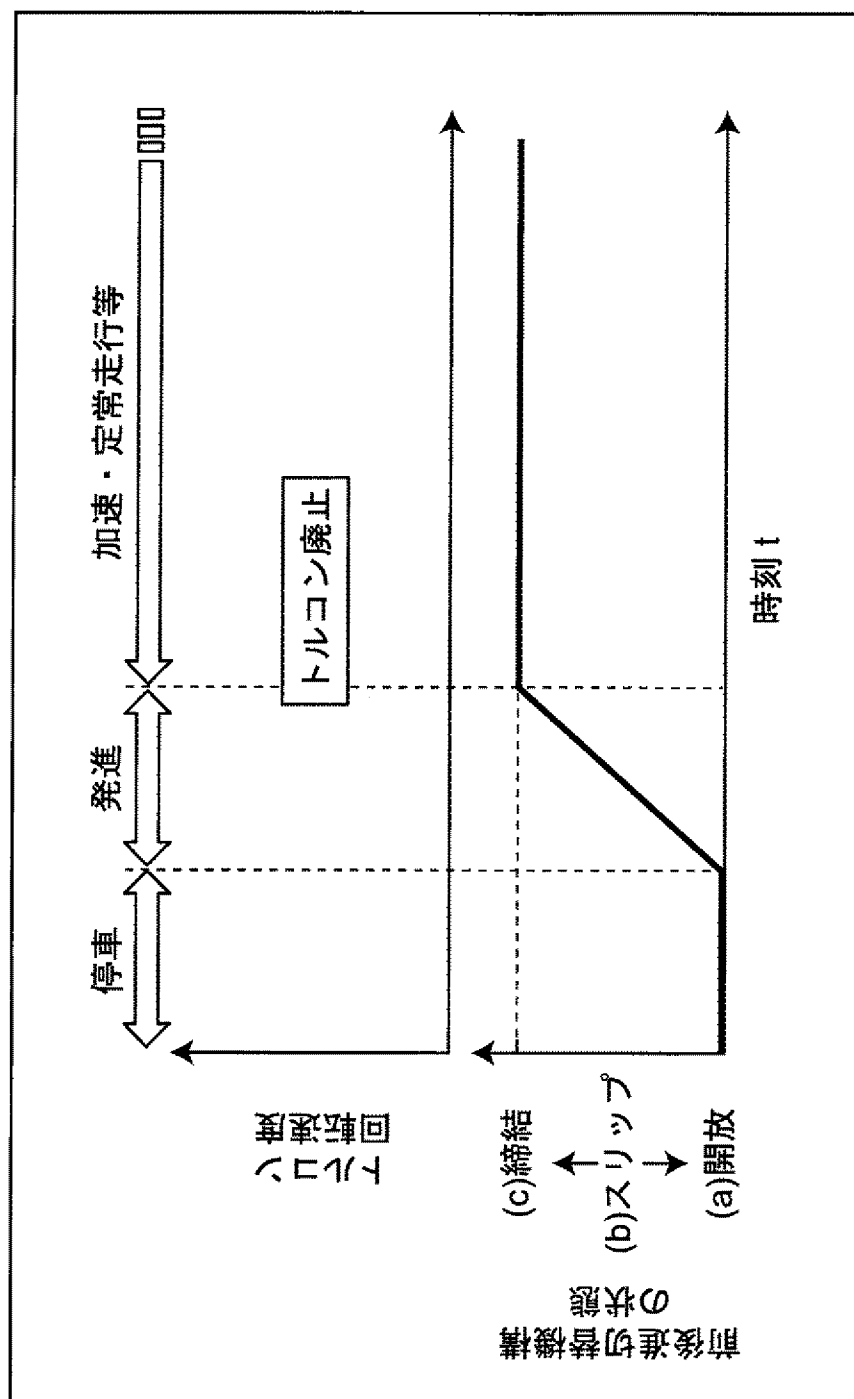
[図2C]



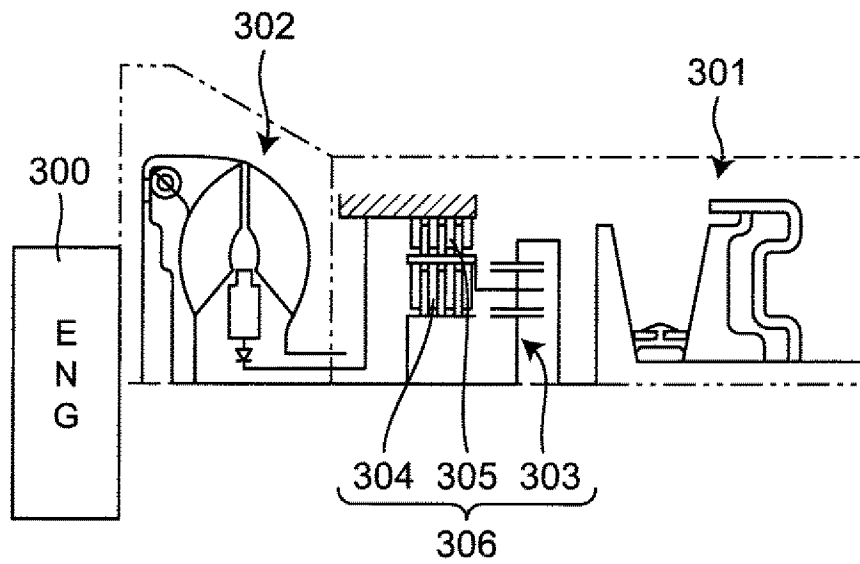
[図3A]



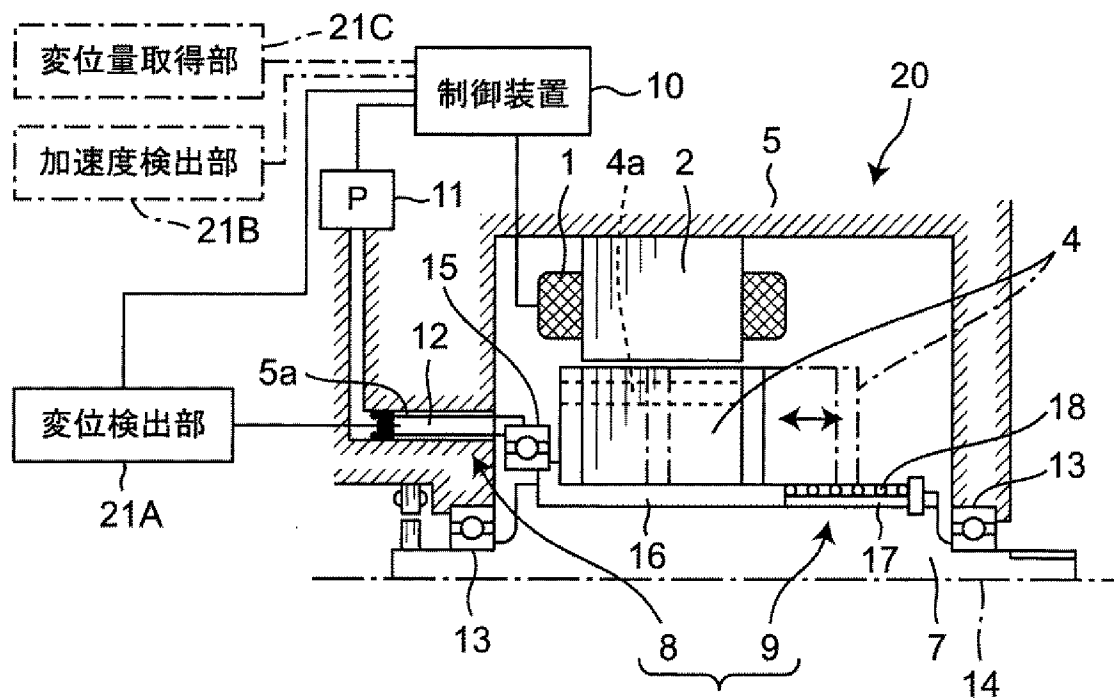
[図3B]



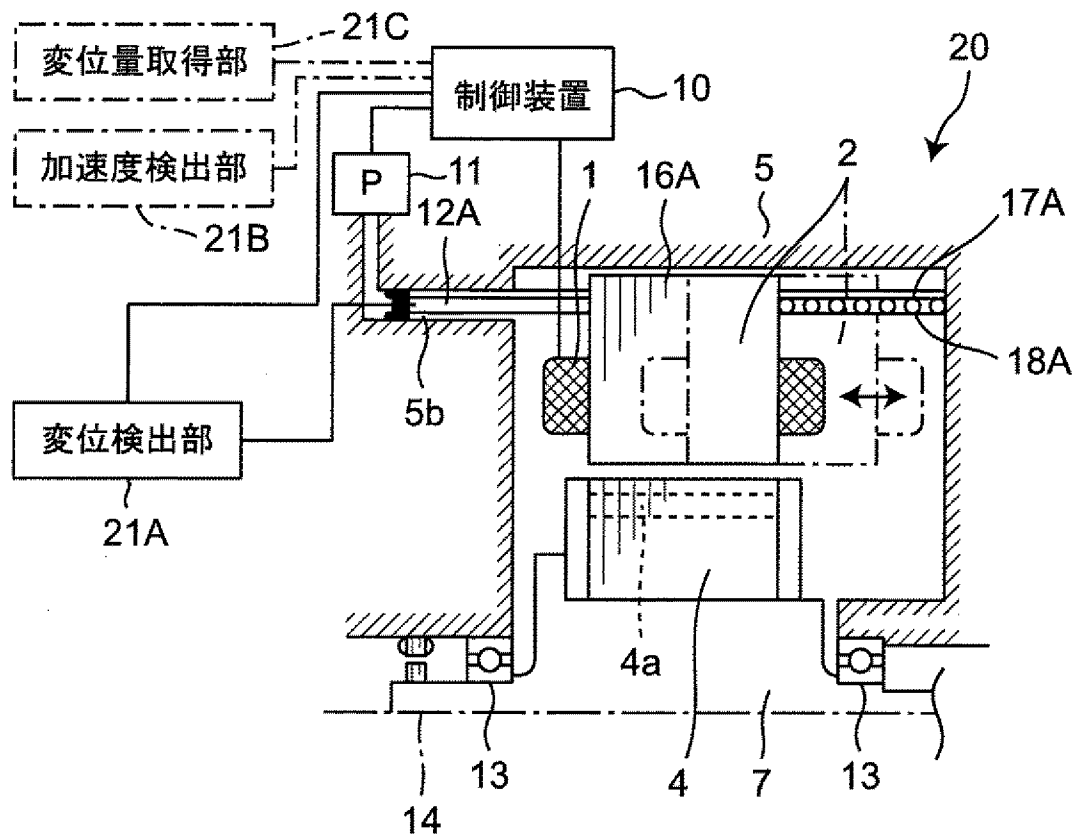
[図5]



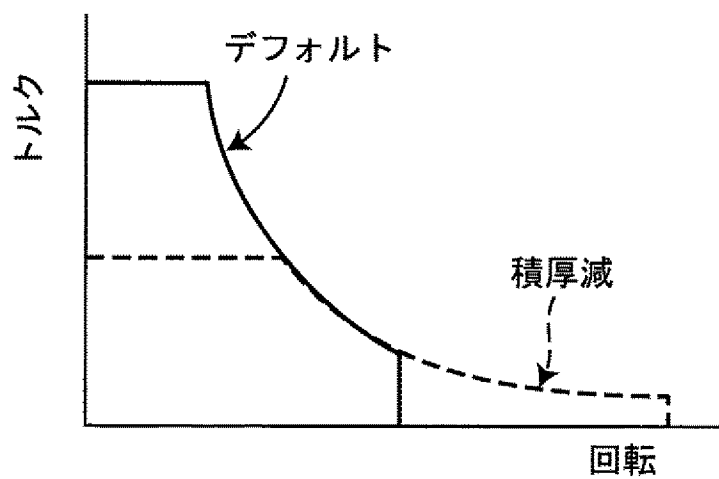
[図6]



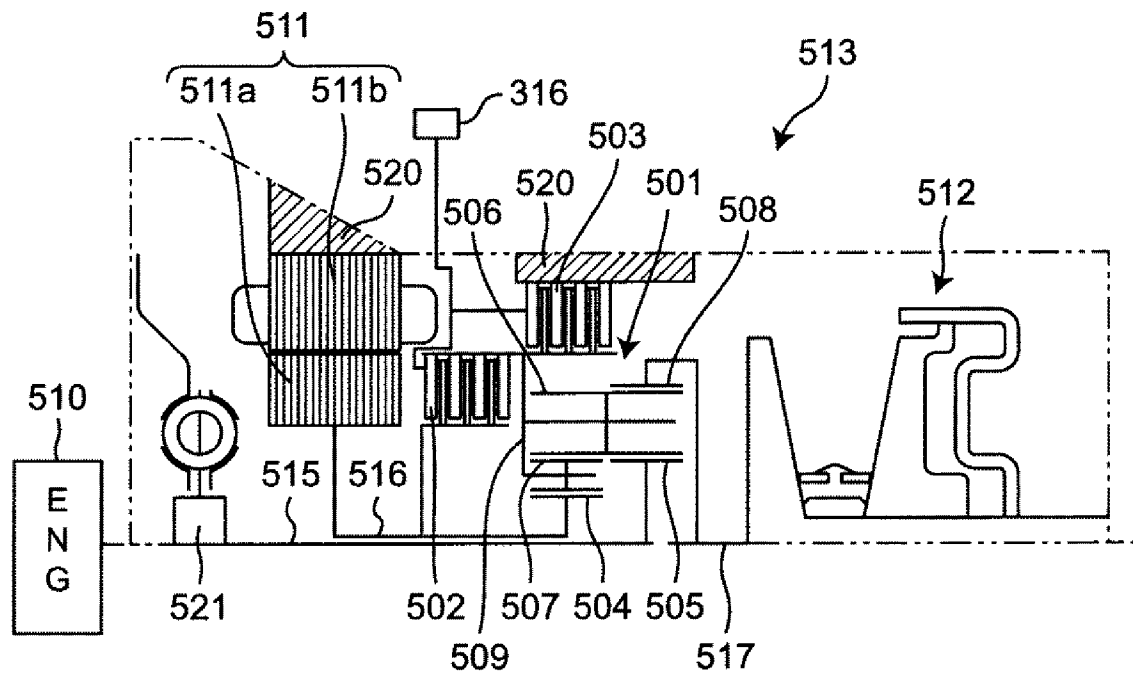
[図7]



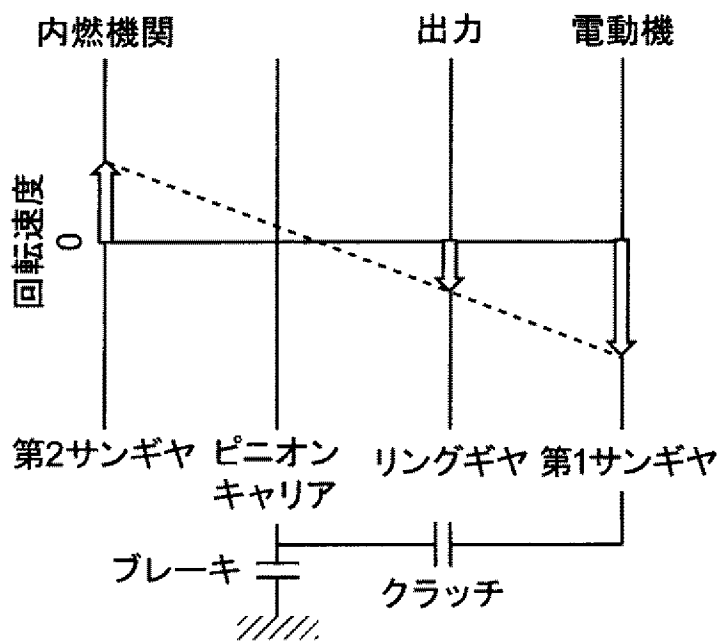
[図8]



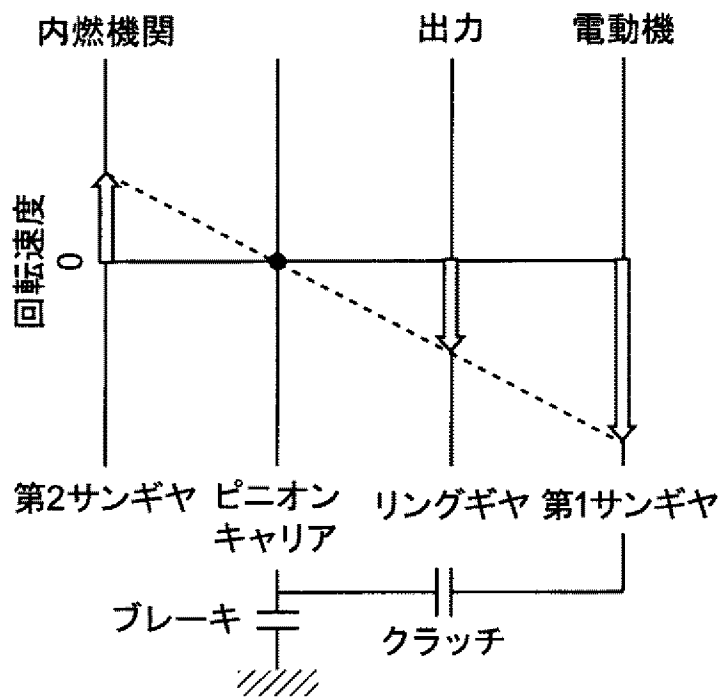
[図11]



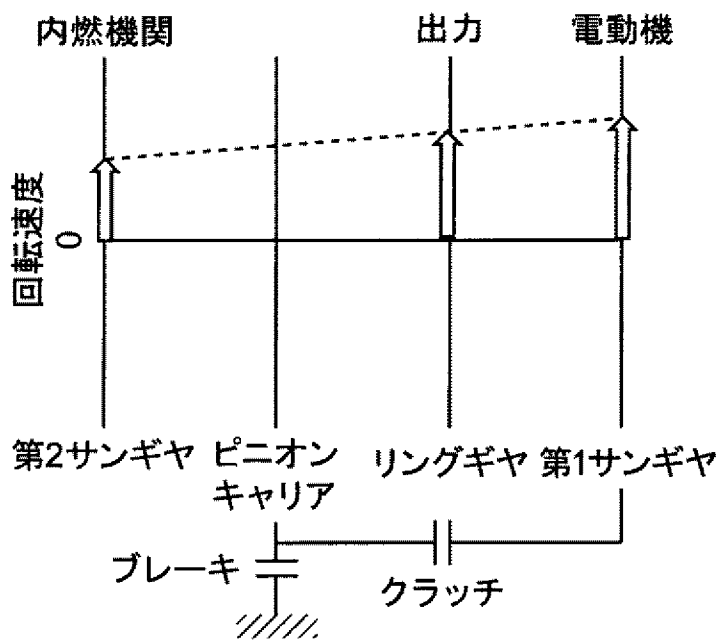
[図12]



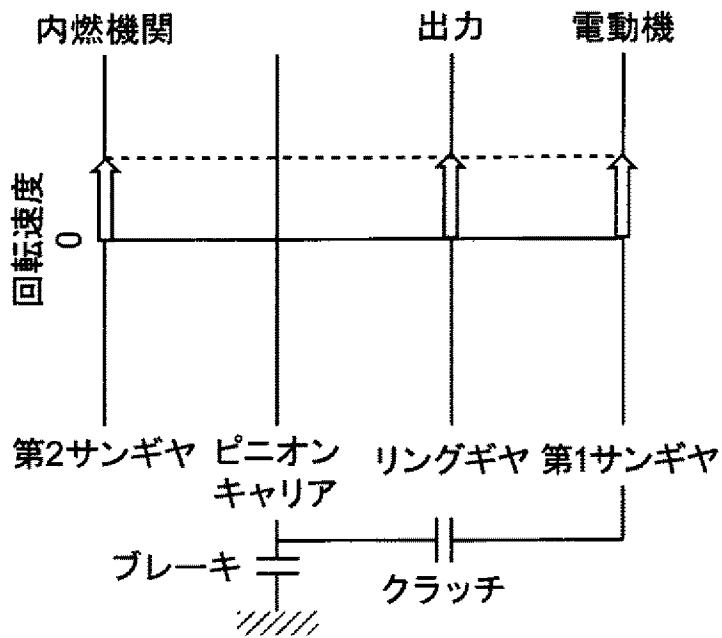
[図13]



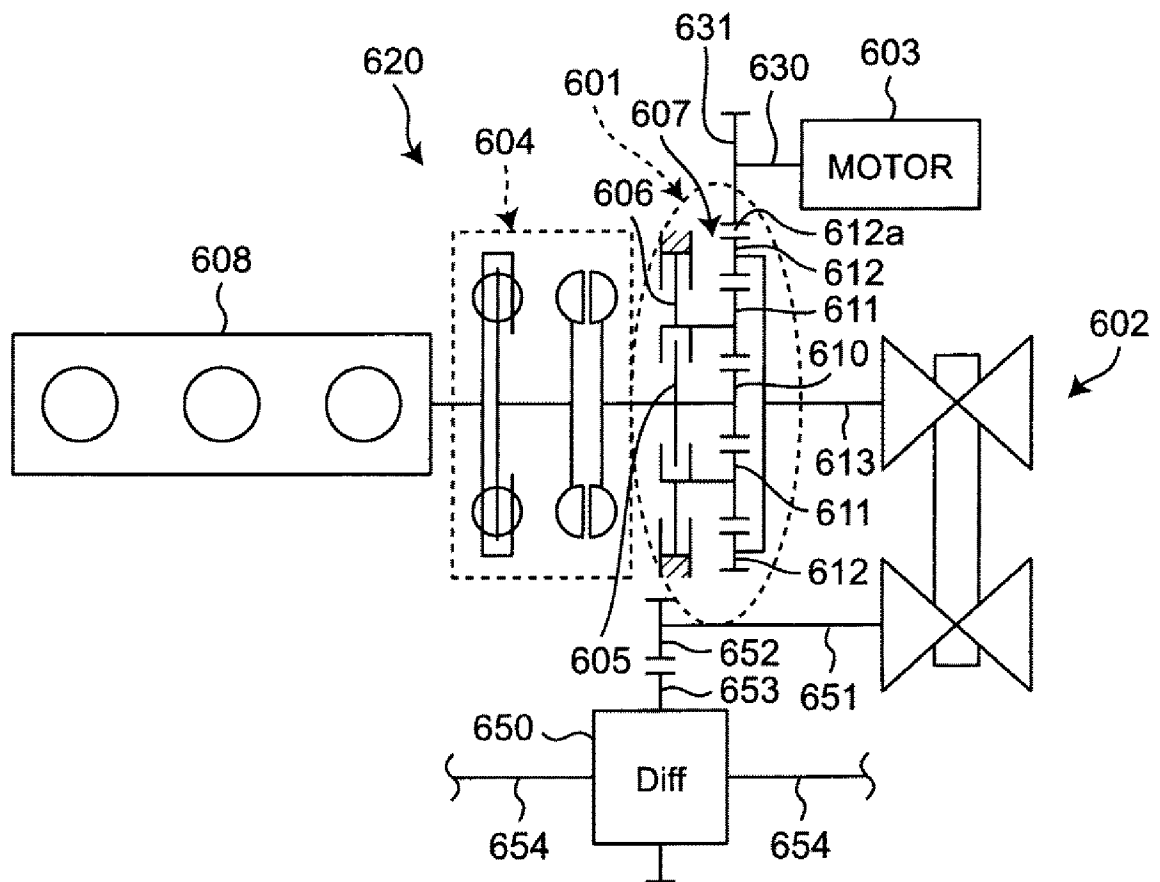
[図14]



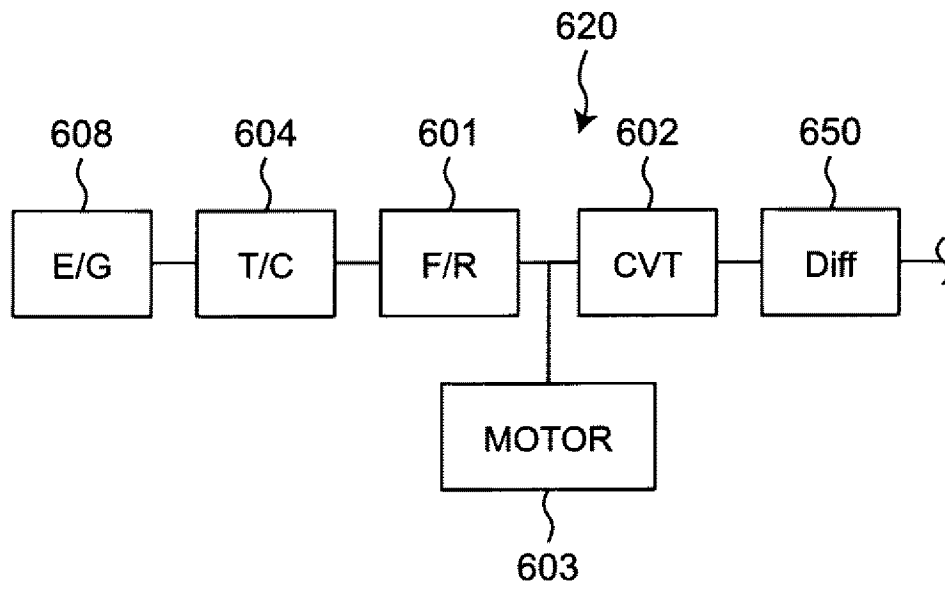
[図15]



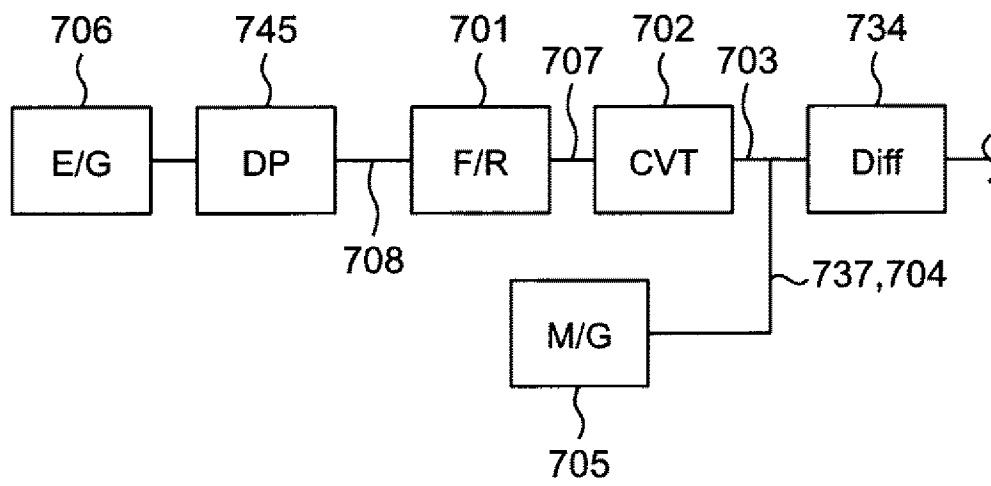
[図16]



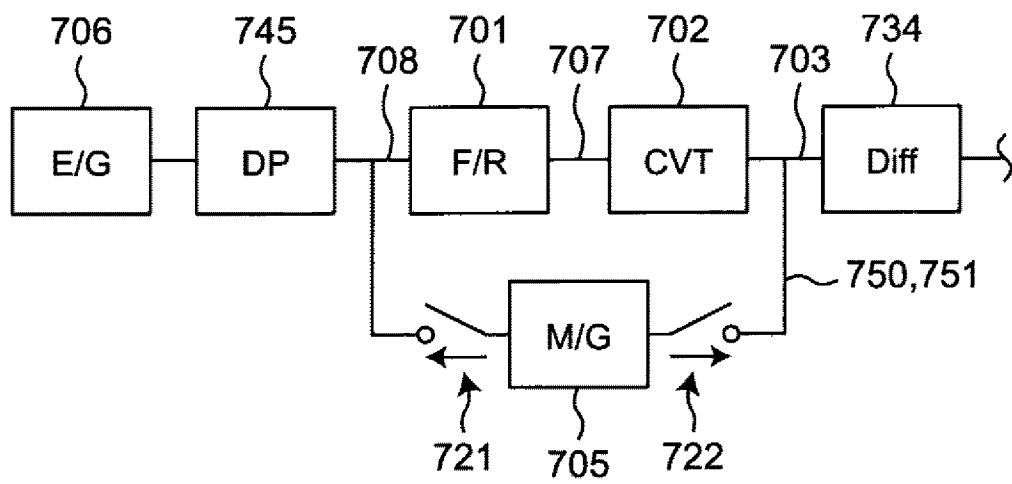
[図17]



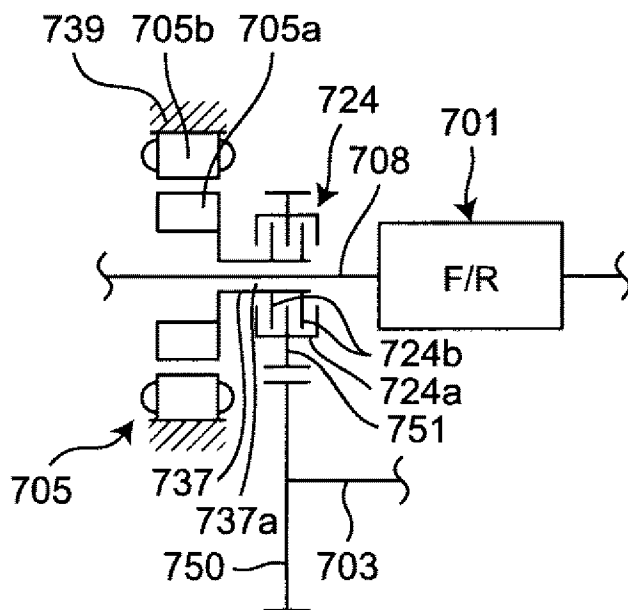
[図19]

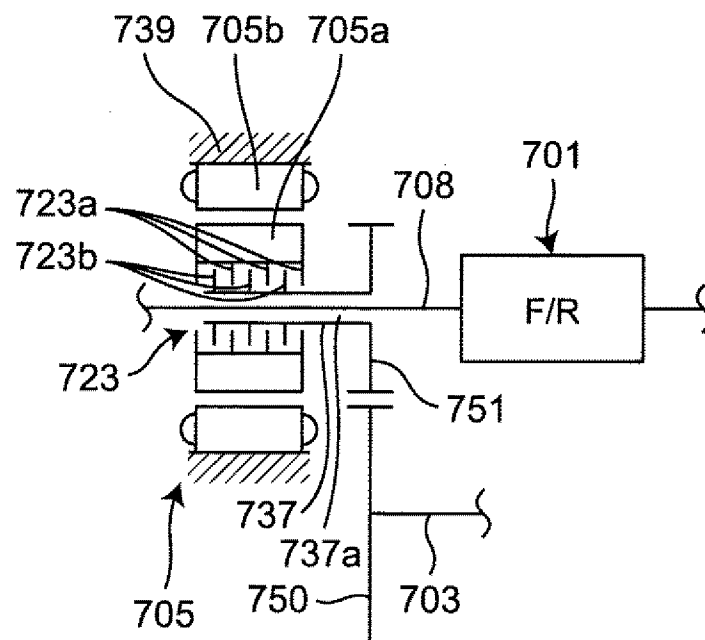


[図21]



[図22]





INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2016/080394

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

See extra sheet.

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

H02K7/12, B60K1/00, B60K6/40, B60K6/48, B60K6/543, B60K17/04, B60L11/14, F16H3/60, F16H3/62, F16H3/72, F16H9/12, F16H48/08, H02K1/06, H02K21/14

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2016
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2016	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2016

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X Y	JP 2007-192351 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 02 August 2007 (02.08.2007), paragraphs [0007] to [0029]; fig. 1 (Family: none)	1-6, 8, 10 7, 9, 11-15
Y	JP 2009-001126 A (Toyota Motor Corp.), 08 January 2009 (08.01.2009), paragraphs [0046] to [0082]; fig. 1 to 5 (Family: none)	7, 9, 11-15
A	JP 9-037411 A (Aisin AW Co., Ltd.), 07 February 1997 (07.02.1997), entire text; fig. 1 to 23 & US 5846155 A entire text; fig. 1 to 23 & DE 19629235 A1	1-15

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C. ☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date	"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)	"&" document member of the same patent family
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means	
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed	

Date of the actual completion of the international search
26 December 2016 (26.12.16)

Date of mailing of the international search report
10 January 2017 (10.01.17)

Name and mailing address of the ISA/
Japan Patent Office
3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,
Tokyo 100-8915, Japan

Authorized officer

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2016/080394

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 9-236139 A (Toyota Motor Corp.), 09 September 1997 (09.09.1997), entire text; fig. 1 to 10 & US 5876306 A entire text; fig. 1 to 10 & EP 0793007 A1 & DE 69702221 T2	1-15

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2016/080394

Continuation of A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

(International Patent Classification (IPC))

*H02K7/12(2006.01)i, B60K1/00(2006.01)i, B60K6/40(2007.10)i,
B60K6/48(2007.10)i, B60K6/543(2007.10)i, B60K17/04(2006.01)i,
B60L11/14(2006.01)i, F16H3/60(2006.01)i, F16H3/62(2006.01)i,
F16H3/72(2006.01)i, F16H9/12(2006.01)i, F16H48/08(2006.01)i,
H02K1/06(2006.01)i, H02K21/14(2006.01)i*

(According to International Patent Classification (IPC) or to both national
classification and IPC)

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC））

Int.Cl. 特別ページ参照

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（IPC））

Int.Cl. H02K7/12, B60K1/00, B60K6/40, B60K6/48, B60K6/543, B60K17/04, B60L11/14, F16H3/60, F16H3/62, F16H3/72, F16H9/12, F16H48/08, H02K1/06, H02K21/14

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2016年
日本国実用新案登録公報	1996-2016年
日本国登録実用新案公報	1994-2016年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
X Y	JP 2007-192351 A（日産自動車株式会社） 2007.08.02, 段落[0007]-[0029], 第1図 (ファミリーなし)	1-6, 8, 10 7, 9, 11-15
Y	JP 2009-001126 A（トヨタ自動車株式会社） 2009.01.08, 段落[0046]-[0082], 第1-5図 (ファミリーなし)	7, 9, 11-15

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。

☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの

「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）

「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

26.12.2016

国際調査報告の発送日

10.01.2017

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（ISA/J P）

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官（権限のある職員）

高吉 続久

3 J

3932

電話番号 03-3581-1101 内線 3328

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 9-037411 A (アイシン・エイ・ダブリュ株式会社) 1997.02.07, 全文, 第 1-23 図 & US 5846155 A, 全文, 第 1-23 図 & DE 19629235 A1	1-15
A	JP 9-236139 A (トヨタ自動車株式会社) 1997.09.09, 全文, 第 1-10 図 & US 5876306 A, 全文, 第 1-10 図 & EP 0793007 A1 & DE 69702221 T2	1-15

発明の属する分野の分類

H02K7/12(2006.01)i, B60K1/00(2006.01)i, B60K6/40(2007.10)i, B60K6/48(2007.10)i,
B60K6/543(2007.10)i, B60K17/04(2006.01)i, B60L11/14(2006.01)i, F16H3/60(2006.01)i,
F16H3/62(2006.01)i, F16H3/72(2006.01)i, F16H9/12(2006.01)i, F16H48/08(2006.01)i,
H02K1/06(2006.01)i, H02K21/14(2006.01)i