

(19)日本国特許庁(JP)

(12)特許公報(B2)

(11)特許番号
特許第7172928号
(P7172928)

(45)発行日 令和4年11月16日(2022.11.16)

(24)登録日 令和4年11月8日(2022.11.8)

(51)国際特許分類

F I

B 6 0 W	10/06 (2006.01)	B 6 0 W	10/06	9 0 0	
B 6 0 K	6/445(2007.10)	B 6 0 K	6/445		Z H V
B 6 0 W	10/08 (2006.01)	B 6 0 W	10/08	9 0 0	
B 6 0 W	10/26 (2006.01)	B 6 0 W	10/26	9 0 0	
B 6 0 W	20/13 (2016.01)	B 6 0 W	20/13		

請求項の数 6 (全35頁) 最終頁に続く

(21)出願番号 特願2019-170909(P2019-170909)
 (22)出願日 令和1年9月19日(2019.9.19)
 (65)公開番号 特開2021-46145(P2021-46145A)
 (43)公開日 令和3年3月25日(2021.3.25)
 審査請求日 令和3年9月21日(2021.9.21)

(73)特許権者 000003207
トヨタ自動車株式会社
愛知県豊田市トヨタ町1番地
 (74)代理人 100085361
弁理士 池田 治幸
 (74)代理人 100147669
弁理士 池田 光治郎
 (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
 (72)発明者 奥田 弘一
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 松原 亨
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 ハイブリッド車両の制御装置

(57)【特許請求の範囲】

【請求項1】

過給機を有するエンジン、第1回転機、前記エンジンが動力伝達可能に連結された第1回転要素と前記第1回転機が動力伝達可能に連結された第2回転要素と駆動輪に動力伝達可能な伝達部材が連結された第3回転要素とを有する差動機構、前記伝達部材に動力伝達可能に連結された第2回転機、及び前記第1回転機および前記第2回転機の各々に対して電力を授受する蓄電装置を備えたハイブリッド車両の、制御装置であって、

前記蓄電装置の充放電電力収支が電力収支目標値となるように駆動力制御を行う駆動力制御部と、

前記駆動力制御中において前記蓄電装置の充放電電力が制限される場合には、前記過給機による過給圧の変更速度を制限し、前記充放電電力の制限が大きい場合には小さい場合に比べて前記過給圧の変更速度の制限を大きくする制限部と、を備えることを特徴とするハイブリッド車両の制御装置。

【請求項2】

前記制限部は、前記第1回転機の回転速度の変化率が大きい場合には小さい場合に比べて前記過給圧の変更速度の制限を大きくすることを特徴とする請求項1に記載のハイブリッド車両の制御装置。

【請求項3】

前記制限部は、前記過給圧の応答遅れが大きい場合には小さい場合に比べて前記過給圧の変更速度の制限を大きくする

ことを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載のハイブリッド車両の制御装置。

【請求項 4】

前記過給圧の変更速度が制限されることに伴う要求エンジントルクと実エンジントルクとの差に基づく前記伝達部材に出力されるトルクのずれを前記第 2 回転機のトルクによって補償する補償部をさらに備える

ことを特徴とする請求項 1 乃至 3 のいずれか 1 に記載のハイブリッド車両の制御装置。

【請求項 5】

前記駆動力制御は、前記差動機構と前記駆動輪との間に設けられた機械式変速機構の変速制御である

ことを特徴とする請求項 1 乃至 4 のいずれか 1 に記載のハイブリッド車両の制御装置。

10

【請求項 6】

前記制限部は、前記機械式変速機構における A T 入力軸の回転速度の変化率が大きい場合には小さい場合に比べて前記過給圧の変更速度の制限を大きくする

ことを特徴とする請求項 5 に記載のハイブリッド車両の制御装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、過給機を有するエンジン、第 1 回転機、及び第 2 回転機がそれぞれ差動機構に接続されたハイブリッド車両の制御装置に関する。

【背景技術】

20

【0002】

エンジン、第 1 回転機、そのエンジンが動力伝達可能に連結された第 1 回転要素とその第 1 回転機が動力伝達可能に連結された第 2 回転要素と駆動輪に動力伝達可能な伝達部材が連結された第 3 回転要素とを有する差動機構、その伝達部材に動力伝達可能に連結された第 2 回転機、及びその第 1 回転機およびその第 2 回転機の各々に対して電力を授受する蓄電装置を備えたハイブリッド車両の、制御装置が知られている。例えば、特許文献 1 に記載されたハイブリッド車両の制御装置がそれである。特許文献 1 には、伝達部材と駆動輪との間に機械式変速機構が設けられ、その機械式変速機構の変速制御中における蓄電装置の充放電電力収支が変速制御中における電力収支目標値となるように機械式変速機構の変速制御を行うことが開示されている。

30

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【文献】特開 2014 - 144659 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、過給機を有するエンジンを備えたハイブリッド車両にあっては、エンジンの過給圧を変更する場合に、過給圧の応答遅れが生じ、エンジントルクが変動することから、蓄電装置の充放電電力収支のバランス（均衡）が取り難いという問題があった。

40

【0005】

本発明は、以上の事情を背景として為されたものであり、その目的とするところは、蓄電装置の充放電電力収支のバランスを取りやすくして充放電電力収支のバランスの悪化を抑制できるハイブリッド車両の制御装置を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0006】

第 1 発明の要旨とするところは、過給機を有するエンジン、第 1 回転機、前記エンジンが動力伝達可能に連結された第 1 回転要素と前記第 1 回転機が動力伝達可能に連結された第 2 回転要素と駆動輪に動力伝達可能な伝達部材が連結された第 3 回転要素とを有する差動機構、前記伝達部材に動力伝達可能に連結された第 2 回転機、及び前記第 1 回転機およ

50

び前記第2回転機の各々に対して電力を授受する蓄電装置を備えたハイブリッド車両の、制御装置であって、(a)前記蓄電装置の充放電電力収支が電力収支目標値となるように駆動力制御を行う駆動力制御部と、(b)前記駆動力制御中において前記蓄電装置の充放電電力が制限される場合には、前記過給機による過給圧の変更速度を制限し、前記充放電電力の制限が大きい場合には小さい場合に比べて前記過給圧の変更速度の制限を大きくする制限部と、を備えることにある。

【0007】

第2発明の要旨とするところは、第1発明において、前記制限部は、前記第1回転機の回転速度の変化率が大きい場合には小さい場合に比べて前記過給圧の変更速度の制限を大きくすることにある。

10

【0008】

第3発明の要旨とするところは、第1発明又は第2発明において、前記制限部は、前記過給圧の応答遅れが大きい場合には小さい場合に比べて前記過給圧の変更速度の制限を大きくすることにある。

【0009】

第4発明の要旨とするところは、第1発明乃至第3発明のいずれか1の発明において、前記過給圧の変更速度が制限されることに伴う要求エンジントルクと実エンジントルクとの差に基づく前記伝達部材に出力されるトルクのずれを前記第2回転機のトルクによって補償する補償部をさらに備えることにある。

【0010】

20

第5発明の要旨とするところは、第1発明乃至第4発明のいずれか1の発明において、前記駆動力制御は、前記差動機構と前記駆動輪との間に設けられた機械式変速機構の変速制御であることにある。

【0011】

第6発明の要旨とするところは、第5発明において、前記制限部は、前記機械式変速機構におけるAT入力軸の回転速度の変化率が大きい場合には小さい場合に比べて前記過給圧の変更速度の制限を大きくすることにある。

【発明の効果】

【0012】

第1発明のハイブリッド車両の制御装置によれば、(a)前記蓄電装置の充放電電力収支が電力収支目標値となるように駆動力制御を行う駆動力制御部と、(b)前記駆動力制御中において前記蓄電装置の充放電電力が制限される場合には、前記過給機による過給圧の変更速度を制限し、前記充放電電力の制限が大きい場合には小さい場合に比べて前記過給圧の変更速度の制限を大きくする制限部と、が備えられる。過給圧の応答遅れが生じると、実エンジントルクのばらつきが大きくなりやすく、蓄電装置の充放電電力収支のバランスが取り難くなり、特に蓄電装置の充放電電力が制限される場合には、充放電電力収支のバランスが取り難くなる。充放電電力の制限が大きい場合には、小さい場合に比べて過給圧の変更速度の制限が大きくされて実エンジントルクのばらつきが低減される。これにより、充放電電力収支のバランスが取りやすくなって充放電電力収支のバランスの悪化が抑制される。

30

40

【0013】

第2発明のハイブリッド車両の制御装置によれば、第1発明において、前記制限部は、前記第1回転機の回転速度の変化率が大きい場合には小さい場合に比べて前記過給圧の変更速度の制限を大きくする。第1回転機の回転速度の変化率が大きい場合には、小さい場合に比べて過給圧の応答遅れによる実エンジントルクのばらつきが大きくなりやすく、蓄電装置の充放電電力収支のバランスが取り難くなる。第1回転機の回転速度の変化率が大きい場合には、小さい場合に比べて過給圧の変更速度の制限が大きくされることで実エンジントルクのばらつきが低減される。これにより、充放電電力収支のバランスが取りやすくなって充放電電力収支のバランスの悪化が抑制される。

【0014】

50

第3発明のハイブリッド車両の制御装置によれば、第1発明又は第2発明において、前記制限部は、前記過給圧の応答遅れが大きい場合には小さい場合に比べて前記過給圧の変更速度の制限を大きくする。過給圧の応答遅れが大きい場合には、小さい場合に比べて実エンジントルクのばらつきが大きくなりやすく、蓄電装置の充放電電力収支のバランスが取り難くなる。過給圧の応答遅れが大きい場合には、小さい場合に比べて過給圧の変更速度の制限が大きくされて実エンジントルクのばらつきが低減される。これにより、充放電電力収支のバランスが取りやすくなって充放電電力収支のバランスの悪化が抑制される。

【0015】

第4発明のハイブリッド車両の制御装置によれば、第1発明乃至第3発明のいずれか1の発明において、前記過給圧の変更速度が制限されることに伴う要求エンジントルクと実エンジントルクとの差に基づく前記伝達部材に出力されるトルクのずれを前記第2回転機のトルクによって補償する補償部がさらに備えられる。過給圧の変更速度が制限されることに伴い、要求エンジントルクと実エンジントルクとの間に差が生じ、差動機構から伝達部材に出力されるトルクにずれが生じることになるが、このずれが第2回転機のトルクによって補償されることで運転者の加速要求に応えることが可能となる。

10

【0016】

第5発明のハイブリッド車両の制御装置によれば、第1発明乃至第4発明のいずれか1の発明において、前記駆動力制御は、前記差動機構と前記駆動輪との間に設けられた機械式変速機構の変速制御である。機械式変速機構の変速制御中において過給圧の応答遅れが生じると、実エンジントルクのばらつきが大きくなりやすく、蓄電装置の充放電電力収支のバランスが取り難くなる。機械式変速機構の変速制御中において、充放電電力の制限が大きい場合には、小さい場合に比べて過給圧の変更速度の制限が大きくされることで実エンジントルクのばらつきが低減される。これにより、機械式変速機構の変速制御中における充放電電力収支のバランスが取りやすくなって充放電電力収支のバランスの悪化が抑制される。

20

【0017】

第6発明のハイブリッド車両の制御装置によれば、第5発明において、前記制限部は、前記機械式変速機構におけるAT入力軸の回転速度の変化率が大きい場合には小さい場合に比べて前記過給圧の変更速度の制限を大きくする。速やかな変速のために変速時間を短くすると、機械式変速機構におけるAT入力回転速度の変化率が大きくなる。機械式変速機構におけるAT入力回転速度の変化率が大きい場合には、小さい場合に比べて過給圧の応答遅れによる実エンジントルクのばらつきが大きくなりやすく、蓄電装置の充放電電力収支のバランスが取り難くなる。機械式変速機構におけるAT入力回転速度の変化率が大きい場合には、小さい場合に比べて過給圧の変更速度の制限が大きくされることで実エンジントルクのばらつきが低減される。これにより、機械式変速機構の変速制御中における充放電電力収支のバランスが取りやすくなって充放電電力収支のバランスの悪化が抑制される。

30

【図面の簡単な説明】

【0018】

【図1】本発明の実施例1に係る電子制御装置が搭載される車両の概略構成図であると共に、車両における各種制御のための制御機能の要部を表す機能ブロック図である。

40

【図2】図1に示すエンジンの概略構成を説明する図である。

【図3】エンジン回転速度及びエンジントルクを変数とする二次元座標上に、最適エンジン動作点の一例を示す図である。

【図4】EV走行とHV走行との切替制御に用いる動力源切替マップの一例を示す図である。

【図5】図1に示す有段変速部の変速作動とそれに用いられる係合装置の作動状態の組み合わせとの関係を説明する係合作動表である。

【図6】図1に示す無段変速部と有段変速部とにおける各回転要素の回転速度の相対的関係を表す共線図である。

50

【図 7】図 1 に示す車両に搭載されたバッテリーにおけるバッテリー温度に対する充放電可能電力の特性の一例である。

【図 8】過給圧に対する変更速度制限値について、変速制御中における有段変速部の A T 入力軸の回転速度変化率及び充放電可能電力との関係を説明する図である。

【図 9】過給圧に対する変更速度制限値について、変速制御中における第 1 回転機の回転速度変化率及び充放電可能電力との関係を説明する図である。

【図 10】過給圧に対する変更速度制限値について、変速制御中における過給応答遅れ及び充放電可能電力との関係を説明する図である。

【図 11】電子制御装置の制御作動の要部を説明するフローチャートの一例である。

【図 12】図 11 に示す電子制御装置の制御作動が実行された場合のタイムチャートの一例である。

10

【図 13】本発明の実施例 2 に係る電子制御装置が搭載される車両の概略構成図であると共に、車両における各種制御のための制御機能の要部を表す機能ブロック図である。

【図 14】各走行モードとそれに用いられるクラッチ及びブレーキの作動状態の組み合わせとの関係を説明する係合作動表である。

【図 15】電子制御装置の制御作動の要部を説明するフローチャートの一例である。

【発明を実施するための形態】

【0019】

以下、本発明の実施例について図面を参照しつつ詳細に説明する。なお、以下の実施例において図は適宜簡略化或いは変形されており、各部の寸法比及び形状等は必ずしも正確に描かれていない。

20

【実施例 1】

【0020】

図 1 は、本発明の実施例 1 に係る電子制御装置 100 が搭載されるハイブリッド車両 10 の概略構成図であると共に、ハイブリッド車両 10 における各種制御のための制御機能の要部を表す機能ブロック図である。ハイブリッド車両 10 (以下、「車両 10」と記す。)は、エンジン 12、第 1 回転機 MG1、第 2 回転機 MG2、動力伝達装置 14、及び駆動輪 16 を備える。

【0021】

図 2 は、図 1 に示すエンジン 12 の概略構成を説明する図である。エンジン 12 は、車両 10 の走行用駆動力源であり、過給機 18 を有するガソリンエンジンやディーゼルエンジン等の公知の内燃機関、すなわち過給機 18 付きエンジンである。エンジン 12 の吸気系には吸気管 20 が設けられており、吸気管 20 はエンジン本体 12a に取り付けられた吸気マニホールド 22 に接続されている。エンジン 12 の排気系には排気管 24 が設けられており、排気管 24 はエンジン本体 12a に取り付けられた排気マニホールド 26 に接続されている。過給機 18 は、吸気管 20 に設けられたコンプレッサー 18c と排気管 24 に設けられたタービン 18t とを有する、公知の排気タービン式の過給機すなわちターボチャージャーである。タービン 18t は、排出ガスすなわち排気の流れにより回転駆動させられる。コンプレッサー 18c は、タービン 18t に連結されている。タービン 18t によってコンプレッサー 18c が回転駆動させられることで、エンジン 12 への吸入空気すなわち吸気が圧縮される。

30

【0022】

排気管 24 には、タービン 18t の上流側から下流側へタービン 18t を迂回して排気を流すための排気バイパス 28 が設けられている。排気バイパス 28 には、タービン 18t を通過する排気と排気バイパス 28 を通過する排気との割合を連続的に制御するためのウェイストゲートバルブ 30 (以下、「WGV30」と記す。)が設けられている。WGV30 は、後述する電子制御装置 100 によって不図示のアクチュエータが作動させられることにより弁開度が連続的に調節される。WGV30 の弁開度が大きいほど、エンジン 12 の排気は排気バイパス 28 を通って排出されやすくなる。したがって、過給機 18 の過給作用が効くエンジン 12 の過給状態において、過給機 18 による過給圧 Pchg [Pa]

40

50

はWGV30の弁開度が大きいほど低くなる。過給機18による過給圧Pchgは、吸気の圧力であり、吸気管20内でのコンプレッサー18cの下流側気圧である。なお、過給圧Pchgの低い側は、例えば過給機18の過給作用が全く効いていないエンジン12の非過給状態における吸気の圧力となる側、見方を換えれば過給機18を有していないエンジンにおける吸気の圧力となる側である。

【0023】

吸気管20の入口にはエアクリーナ32が設けられ、エアクリーナ32よりも下流であってコンプレッサー18cよりも上流の吸気管20には、エンジン12の吸入空気量を測定するエアフロメータ34が設けられている。コンプレッサー18cよりも下流の吸気管20には、吸気と外気又は冷却水との間で熱交換を行って過給機18により圧縮された吸気を冷却する熱交換器であるインタークーラ36が設けられている。インタークーラ36よりも下流であって吸気マニホールド22よりも上流の吸気管20には、後述する電子制御装置100によって不図示のスロットルアクチュエータが作動させられることにより開閉制御される電子スロットル弁38が設けられている。インタークーラ36と電子スロットル弁38との間の吸気管20には、コンプレッサー18cの下流側での過給圧Pchgを検出する過給圧センサ40、及び吸気の温度である吸気温度 T_{inh} []を検出する吸気温度センサ42が設けられている。電子スロットル弁38の近傍例えばスロットルアクチュエータには、電子スロットル弁38の開度であるスロットル弁開度 θ_h [%]を検出するスロットル弁開度センサ44が設けられている。

10

【0024】

吸気管20には、コンプレッサー18cの下流側から上流側へコンプレッサー18cを迂回して空気を再循環させるための空気再循環バイパス46が設けられている。空気再循環バイパス46には、例えば電子スロットル弁38の急閉時に開弁させられることによりサージの発生を抑制してコンプレッサー18cを保護するためのエアバイパスバルブ48が設けられている。

20

【0025】

エンジン12は、後述する電子制御装置100によって、電子スロットル弁38や燃料噴射装置や点火装置やWGV30等を含むエンジン制御装置50（図1参照）が制御されることによりエンジン12から出力されるエンジントルク T_e [Nm]が制御される。

【0026】

図1に戻り、第1回転機MG1及び第2回転機MG2は、電動機（モータ）としての機能及び発電機（ジェネレータ）としての機能を有する回転電気機械であって、所謂モータジェネレータである。第1回転機MG1及び第2回転機MG2は、車両10の走行用駆動力源となり得る。第1回転機MG1及び第2回転機MG2は、各々、車両10に備えられたインバータ52を介して、車両10に備えられたバッテリー54に接続されている。第1回転機MG1及び第2回転機MG2は、各々、後述する電子制御装置100によってインバータ52が制御されることにより、第1回転機MG1から出力されるMG1トルク T_g [Nm]及び第2回転機MG2から出力されるMG2トルク T_m [Nm]が制御される。回転機から出力されるトルクは、例えば正回転の場合、加速側となる正トルクでは力行トルクであり、減速側となる負トルクでは回生トルクである。第1回転機MG1及び第2回転機MG2からそれぞれ出力されるMG1トルク T_g 及びMG2トルク T_m が力行トルクである場合には、第1回転機MG1及び第2回転機MG2から出力される動力が走行用駆動力である。バッテリー54は、第1回転機MG1及び第2回転機MG2の各々に対して電力を授受する。バッテリー54は、例えばリチウムイオン組電池やニッケル水素組電池などの充放電可能な2次電池である。第1回転機MG1及び第2回転機MG2は、車体に取り付けられる非回転部材であるケース56内に設けられている。なお、バッテリー54は、本発明における「蓄電装置」に相当し、MG2トルク T_m は、本発明における「第2回転機のトルク」に相当する。

30

40

【0027】

動力伝達装置14は、車体に取り付けられる非回転部材としてのケース56内において

50

共通の軸心上に直列に配設された、電気式の無段変速部 5 8 及び機械式の有段変速部 6 0 等を備える。無段変速部 5 8 は、直接的に或いは図示しないダンパーなどを介して間接的にエンジン 1 2 に連結されている。有段変速部 6 0 は、無段変速部 5 8 の出力側に連結されている。動力伝達装置 1 4 は、有段変速部 6 0 の出力回転部材である出力軸 7 4 に連結されたディファレンシャルギヤ 6 8、ディファレンシャルギヤ 6 8 に連結された一対の車軸 7 8 等を備える。動力伝達装置 1 4 において、エンジン 1 2 や第 2 回転機 M G 2 から出力される動力は、有段変速部 6 0 へ伝達される。有段変速部 6 0 へ伝達された動力は、ディファレンシャルギヤ 6 8 等を介して駆動輪 1 6 へ伝達される。このように構成された動力伝達装置 1 4 は、F R (フロントエンジン・リアドライブ) 方式の車両に好適に用いられる。無段変速部 5 8 や有段変速部 6 0 等は上記共通の軸心に対して略対称的に構成されており、図 1 ではその軸心の下半分が省略されている。上記共通の軸心は、エンジン 1 2 のクランク軸やクランク軸に連結された入力軸 7 2 などの軸心である。動力伝達装置 1 4 における無段変速部 5 8、有段変速部 6 0、ディファレンシャルギヤ 6 8、及び車軸 7 8 が、エンジン 1 2 と駆動輪 1 6 との間に設けられた動力伝達経路 P T を構成している。有段変速部 6 0 は、中間伝達部材 7 6 と駆動輪 1 6 との間の動力伝達経路 P T の一部を構成する。

10

【 0 0 2 8 】

無段変速部 5 8 は、エンジン 1 2 の動力を第 1 回転機 M G 1 及び無段変速部 5 8 の出力回転部材である中間伝達部材 7 6 に機械的に分割する動力分割機構としての差動機構 8 0 を備える。第 1 回転機 M G 1 は、エンジン 1 2 の動力が伝達される回転機である。中間伝達部材 7 6 には第 2 回転機 M G 2 が動力伝達可能に接続されている。中間伝達部材 7 6 は、有段変速部 6 0 を介して駆動輪 1 6 に連結されているので、第 2 回転機 M G 2 は動力伝達経路 P T に動力伝達可能に接続され、第 2 回転機 M G 2 は駆動輪 1 6 に動力伝達可能に接続された回転機である。差動機構 8 0 は、エンジン 1 2 の動力を駆動輪 1 6 と第 1 回転機 M G 1 とに分割して伝達する差動機構である。無段変速部 5 8 は、差動機構 8 0 に動力伝達可能に連結された第 1 回転機 M G 1 の運転状態が制御されることにより差動機構 8 0 の差動状態 (すなわち無段変速部 5 8 の差動状態) が制御される電気式の無段変速機である。第 1 回転機 M G 1 は、エンジン回転速度 N_e [rpm] を制御可能な回転機である。なお、エンジン回転速度 N_e は、エンジン 1 2 の回転速度である。

20

【 0 0 2 9 】

差動機構 8 0 は、サンギヤ S 1、キャリア C A 1、及びリングギヤ R 1 を備える公知のシングルピニオン型の遊星歯車装置である。

30

【 0 0 3 0 】

有段変速部 6 0 は、中間伝達部材 7 6 と駆動輪 1 6 との間の動力伝達経路 P T の一部を構成する有段変速機としての機械式変速機構、つまり差動機構 8 0 と駆動輪 1 6 との間の動力伝達経路 P T の一部を構成する自動変速機である。中間伝達部材 7 6 は、有段変速部 6 0 の入力回転部材としても機能する。有段変速部 6 0 は、例えば第 1 遊星歯車装置 8 2 A 及び第 2 遊星歯車装置 8 2 B の複数の遊星歯車装置と、クラッチ C 1、クラッチ C 2、ブレーキ B 1、ブレーキ B 2、及びワンウェイクラッチ F 1 の複数の係合装置と、を備える、公知の遊星歯車式の自動変速機である。以下、クラッチ C 1、クラッチ C 2、ブレーキ B 1、及びブレーキ B 2 については、特に区別しない場合は単に係合装置 C B と記す。なお、中間伝達部材 7 6 は、本発明における「A T 入力軸」に相当する。以下、中間伝達部材 7 6 を A T 入力軸 7 6 と記す場合がある。

40

【 0 0 3 1 】

係合装置 C B は、油圧アクチュエータにより押圧される多板式或いは単板式のクラッチやブレーキ、油圧アクチュエータによって引き締められるバンドブレーキなどにより構成される、油圧式の摩擦係合装置である。この係合装置 C B は、車両 1 0 に備えられた油圧制御回路 8 4 が後述する電子制御装置 1 0 0 によって制御されることにより、油圧制御回路 8 4 から出力される調圧された各油圧に応じて、各々、係合や解放などの状態である作動状態が切り替えられる。

50

【 0 0 3 2 】

第1遊星歯車装置82Aは、サンギヤS2、キャリアCA2、及びリングギヤR2を備える公知のシングルピニオン型の遊星歯車装置である。第2遊星歯車装置82Bは、サンギヤS3、キャリアCA3、及びリングギヤR3を備える公知のシングルピニオン型の遊星歯車装置である。

【 0 0 3 3 】

差動機構80、第1遊星歯車装置82A、第2遊星歯車装置82B、係合装置CB、ワンウェイクラッチF1、第1回転機MG1、及び第2回転機MG2は、図1に示すように連結されている。

【 0 0 3 4 】

差動機構80では、第1回転要素RE1に対応するキャリアCA1にエンジン12が動力伝達可能に連結され、第2回転要素RE2に対応するサンギヤS1に第1回転機MG1が動力伝達可能に連結され、第3回転要素RE3に対応するリングギヤR1に駆動輪16に動力伝達可能な中間伝達部材76が連結されている。差動機構80において、キャリアCA1は入力要素として機能し、サンギヤS1は反力要素として機能し、リングギヤR1は出力要素として機能する。なお、中間伝達部材76は、本発明における「伝達部材」に相当する。

【 0 0 3 5 】

係合装置CBは、油圧式の摩擦係合装置である。係合装置CBは、車両10に備えられた油圧制御回路84内のソレノイドバルブSL1 - SL4等から各々出力される調圧された各係合油圧により、係合装置CBのそれぞれのトルク容量である係合トルクが変化させられる。これにより、係合装置CBは、各々、係合や解放などの状態である作動状態が切り替えられる。

【 0 0 3 6 】

有段変速部60は、複数の係合装置CBの作動状態の組み合わせが切り替えられることによって、変速比 $at (= AT入力回転速度Nati [rpm] / AT出力回転速度Nato [rpm])$ が異なる複数のギヤ段のうちの一つのギヤ段が形成される。本実施例では、有段変速部60にて形成されるギヤ段をATギヤ段と称す。AT入力回転速度Natiは、有段変速部60の入力回転速度であって、中間伝達部材76(AT入力軸76)の回転速度と同値であり且つ第2回転機MG2の回転速度であるMG2回転速度Nm[rpm]と同値である。AT出力回転速度Natoは、有段変速部60の出力回転部材である出力軸74の回転速度であって、無段変速部58と有段変速部60とを合わせた全体の変速機である複合変速機62の出力回転速度No[rpm]でもある。

【 0 0 3 7 】

図3は、エンジン回転速度Ne及びエンジントルクTeを変数とする二次元座標上に、最適エンジン動作点OPengfの一例を示す図である。図3において、最大効率線Lengは、エンジン12が運転されている場合における最適エンジン動作点OPengfの集まりを示している。最適エンジン動作点OPengfは、例えば要求エンジンパワーPedem[W]を実現するとき、エンジン12単体の燃費にバッテリー54における充放電効率等を考慮した車両10におけるトータル燃費が最も良くなるエンジン動作点OPengとして予め定められている。つまり、最適エンジン動作点OPengfにおけるエンジン回転速度Neは、エンジン12が要求エンジンパワーPedemを最も効率よく出力可能な最適燃費回転速度Neefである。なお、運転者による不図示のアクセルペダルの踏み込み操作に基づくアクセル開度acc[%]や車速V[km/h]などに応じて要求駆動力Pwdem[N]が求められ、その要求駆動力Pwdemに基づいてエンジン12の要求エンジンパワーPedemが求められる。その要求エンジンパワーPedemと現在のエンジン回転速度Neとから運転者が要求する要求エンジントルクTedem[Nm]が求められる。

【 0 0 3 8 】

等エンジンパワー線Lpw1, Lpw2, Lpw3は、各々、要求エンジンパワーPedemがエンジンパワーPe1, Pe2, Pe3であるときの一例を示している。点Aは、エンジンパ

10

20

30

40

50

ワー P_{e1} を最適エンジン動作点 O_{Pengf} 上で実現するときのエンジン動作点 O_{PengA} であり、点 B は、エンジンパワー P_{e2} を最適エンジン動作点 O_{Pengf} 上で実現するときのエンジン動作点 O_{PengB} であり、点 C は、エンジンパワー P_{e3} を最適エンジン動作点 O_{Pengf} 上で実現するときのエンジン動作点 O_{PengC} である。点 A 、 B 、 C は、各々、目標エンジン回転速度 $Netgt$ [rpm] と目標エンジントルク T_{etgt} [Nm] とで表されるエンジン動作点 O_{Peng} の目標値すなわち目標エンジン動作点 $O_{Pengtgt}$ でもある。つまり、目標エンジン回転速度 $Netgt$ は、エンジン回転速度 N_e の目標値であり、目標エンジントルク T_{etgt} は、エンジントルク T_e の目標値である。エンジンパワー P_e [W] はエンジン 12 から出力されるパワーであって、エンジン 12 から出力される走行用駆動力である。

【0039】

アクセル開度 acc [%] の増加（例えば、運転者によるアクセルペダルの踏み増し操作に基づくアクセル開度 acc の増加）により、例えば目標エンジン動作点 $O_{Pengtgt}$ が点 A から点 C へ変化させられる場合、最大効率線 L_{eng} 上を通る経路 a でエンジン動作点 O_{Peng} が変化させられる。

【0040】

図 3 では不図示であったが、厳密には、過給機 18 付きエンジン 12 においては、燃費が最大となる最適エンジン動作点 O_{Pengf} は、エンジン回転速度 N_e 及びエンジントルク T_e の他に、過給圧 P_{chg} も変数として予め記憶されている。最適エンジン動作点 O_{Pengf} 上で要求エンジンパワー P_{edem} を実現するときの過給圧 P_{chg} が、目標過給圧 P_{chgtgt} [Pa] である。

【0041】

図 4 は、EV 走行と HV 走行との切替制御に用いる動力源切替マップの一例を示す図である。図 4 において、実線 L_{swp} は、EV 走行と HV 走行とを切り替えるための EV 走行領域と HV 走行領域との境界線である。車速 V が比較的低く且つ要求駆動トルク T_{wdem} [Nm] が比較的低い（すなわち要求駆動力 P_{wdem} が比較的小さい）領域が、EV 走行領域に予め定められている。車速 V が比較的高く又は要求駆動トルク T_{wdem} が比較的高い（すなわち要求駆動力 P_{wdem} が比較的大きい）領域が、HV 走行領域に予め定められている。なお、後述のバッテリー 54 の充電状態値 $SO C$ [%] が所定の状態値未満の低い場合又はエンジン 12 の暖機が必要な場合には、図 4 における EV 走行領域が HV 走行領域に変更されても良い。この所定の状態値は、エンジン 12 を強制的に始動してバッテリー 54 を充電する必要がある充電状態値 $SO C$ であることを判断するための予め定められた閾値である。

【0042】

第 1 回転機 $MG1$ 及び第 2 回転機 $MG2$ は、各々、車両 10 に備えられたインバータ 52 を介して、車両 10 に備えられたバッテリー 54 に接続されている。第 1 回転機 $MG1$ 及び第 2 回転機 $MG2$ は、各々、後述する電子制御装置 100 によってインバータ 52 が制御されることにより、 $MG1$ トルク T_g 及び $MG2$ トルク T_m が制御される。

【0043】

図 5 は、図 1 に示す有段変速部 60 の変速作動とそれに用いられる係合装置 CB の作動状態の組み合わせとの関係を説明する係合作動表である。有段変速部 60 は、複数の AT ギヤ段として、 $AT1$ 速ギヤ段（図 5 に示す「1st」） - $AT4$ 速ギヤ段（図 5 に示す「4th」）の 4 段の前進用の AT ギヤ段が形成される。 $AT1$ 速ギヤ段の変速比 at が最も大きく、ハイ側の AT ギヤ段ほど、変速比 at が小さくなる。後進用の AT ギヤ段（図 5 に示す「Rev」）は、例えばクラッチ $C1$ が係合され且つブレーキ $B2$ が係合されることによって形成される。つまり、後述するように、後進走行を行う際には、例えば $AT1$ 速ギヤ段が形成される。図 5 において、「 \square 」は係合状態、「 \square 」はエンジンブレーキ時や有段変速部 60 のコーストダウンシフト時における係合状態、「空欄」は解放状態、をそれぞれ表している。コーストダウンシフトとは、例えばアクセルオフ（アクセル開度 acc が零又は略零）の減速走行中における車速 V の低下によって実行されるダウンシフトのうちで、アクセルオフの減速走行状態のまま実行されるダウンシフトである。

10

20

30

40

50

【 0 0 4 4 】

有段変速部 60 は、後述する電子制御装置 100 によって、例えば運転者によるアクセル操作量であるアクセル開度 acc や車速 V 等に応じて形成される A T ギヤ段が切り替えられる、すなわち複数の A T ギヤ段が選択的に形成される。例えば、有段変速部 60 の変速制御においては、係合装置 C B のいずれかの摺み替えにより変速が実行される、すなわち係合装置 C B の係合と解放との切り替えにより変速が実行される、所謂クラッチツウクラッチ変速が実行される。

【 0 0 4 5 】

車両 10 は、更に、ワンウェイクラッチ F 0 (図 1 参照) を備える。ワンウェイクラッチ F 0 は、キャリア C A 1 を回転不能に固定することができるロック機構である。すなわち、ワンウェイクラッチ F 0 は、エンジン 12 のクランク軸と連結された、キャリア C A 1 と一体的に回転する入力軸 72 を、ケース 56 に対して固定することができるロック機構である。ワンウェイクラッチ F 0 は、相対回転可能な 2 つの部材のうち一方の部材が入力軸 72 に一体的に連結され、他方の部材がケース 56 に一体的に連結されている。ワンウェイクラッチ F 0 は、エンジン 12 の運転時の回転方向である正回転方向に対して空転する一方で、エンジン 12 の運転時とは逆の回転方向に対して自動係合する。したがって、ワンウェイクラッチ F 0 の空転時には、エンジン 12 はケース 56 に対して相対回転可能な状態とされる。一方で、ワンウェイクラッチ F 0 の係合時には、エンジン 12 はケース 56 に対して相対回転不能な状態とされる。すなわち、ワンウェイクラッチ F 0 の係合により、エンジン 12 はケース 56 に固定される。このように、ワンウェイクラッチ F 0 は、エンジン 12 の運転時の回転方向となるキャリア C A 1 の正回転方向の回転を許容し且つキャリア C A 1 の負回転方向の回転を阻止する。すなわち、ワンウェイクラッチ F 0 は、エンジン 12 の正回転方向の回転を許容し且つ負回転方向の回転を阻止することができるロック機構である。

【 0 0 4 6 】

図 6 は、図 1 に示す無段変速部 58 と有段変速部 60 とにおける各回転要素の回転速度の相対的關係を表す共線図である。図 6 において、無段変速部 58 を構成する差動機構 80 の 3 つの回転要素に対応する 3 本の縦線 Y 1、Y 2、Y 3 は、左側から順に第 2 回転要素 R E 2 に対応するサンギヤ S 1 の回転速度を表す g 軸であり、第 1 回転要素 R E 1 に対応するキャリア C A 1 の回転速度を表す e 軸であり、第 3 回転要素 R E 3 に対応するリングギヤ R 1 の回転速度 (すなわち有段変速部 60 の入力回転速度) を表す m 軸である。有段変速部 60 の 4 本の縦線 Y 4、Y 5、Y 6、Y 7 は、左から順に、第 4 回転要素 R E 4 に対応するサンギヤ S 3 の回転速度、第 5 回転要素 R E 5 に対応する相互に連結されたリングギヤ R 2 及びキャリア C A 3 の回転速度 (すなわち出力軸 74 の回転速度)、第 6 回転要素 R E 6 に対応する相互に連結されたキャリア C A 2 及びリングギヤ R 3 の回転速度、第 7 回転要素 R E 7 に対応するサンギヤ S 2 の回転速度をそれぞれ表す軸である。縦線 Y 1、Y 2、Y 3 の相互の間隔は、差動機構 80 の歯車比 1 (= サンギヤ S 1 の歯数 / リングギヤ R 1 の歯数) に応じて定められている。縦線 Y 4、Y 5、Y 6、Y 7 の相互の間隔は、第 1 遊星歯車装置 82 A 及び第 2 遊星歯車装置 82 B のそれぞれの歯車比 2 (= サンギヤ S 2 の歯数 / リングギヤ R 2 の歯数)、歯車比 3 (= サンギヤ S 3 の歯数 /

【 0 0 4 7 】

図 6 の共線図を用いて表現すれば、無段変速部 58 の差動機構 80 において、第 1 回転要素 R E 1 にエンジン 12 (図 6 に示す「 E N G 」参照) が連結され、第 2 回転要素 R E 2 に第 1 回転機 M G 1 (図 6 に示す「 M G 1 」参照) が連結され、中間伝達部材 76 と一体回転する第 3 回転要素 R E 3 に第 2 回転機 M G 2 (図 6 に示す「 M G 2 」参照) が連結されて、エンジン 12 の回転が中間伝達部材 76 を介して有段変速部 60 へ伝達するように構成されている。無段変速部 58 では、縦線 Y 2 を横切る各直線 L 0 e、L 0 m により、サンギヤ S 1 の回転速度とリングギヤ R 1 の回転速度との関係が示される。

【 0 0 4 8 】

10

20

30

40

50

有段変速部 60 において、第 4 回転要素 RE 4 はクラッチ C 1 を介して中間伝達部材 76 に選択的に連結され、第 5 回転要素 RE 5 は出力軸 74 に連結され、第 6 回転要素 RE 6 はクラッチ C 2 を介して中間伝達部材 76 に選択的に連結されると共にブレーキ B 2 を介してケース 56 に選択的に連結され、第 7 回転要素 RE 7 はブレーキ B 1 を介してケース 56 に選択的に連結されている。有段変速部 60 では、係合装置 C B の係合解放制御によって縦線 Y 5 を横切る各直線 L 1, L 2, L 3, L 4 により、出力軸 74 における「1st」, 「2nd」, 「3rd」, 「4th」の各回転速度が示される。

【0049】

図 6 中に実線で示す、直線 L 0 e 及び直線 L 1, L 2, L 3, L 4 は、少なくともエンジン 12 を走行用駆動力源とした H V 走行モードでの前進走行における各回転要素の相対速度を示している。H V 走行モードでは、エンジン 12 が主たる走行用駆動力源とされ、第 1 回転機 M G 1 及び第 2 回転機 M G 2 が必要に応じて補助的な走行用駆動力源とされる。この H V 走行モードでは、差動機構 80 において、キャリア C A 1 に入力されるエンジントルク T_e に対して、第 1 回転機 M G 1 による負トルクである反力トルクが正回転にてサンギヤ S 1 に入力されると、リングギヤ R 1 には正回転にて正トルクとなるエンジン直達トルク T_d [Nm] $\{ = T_e / (1 + 1) = - (1 / 1) \times T_g \}$ が現れる。そして、要求駆動力 P_{wdem} に応じて、エンジン直達トルク T_d と M G 2 トルク T_m との合算トルクが車両 10 の前進方向の駆動トルク T_w として、A T 1 速ギヤ段 - A T 4 速ギヤ段のうちのいずれかの A T ギヤ段が形成された有段変速部 60 を介して駆動輪 16 へ伝達される。このとき、第 1 回転機 M G 1 は正回転にて負トルクを発生する発電機として機能する。第 1 回転機 M G 1 による発電電力 W_g [W] は、バッテリー 54 に充電されたり、第 2 回転機 M G 2 にて消費されたりする。第 2 回転機 M G 2 は、発電電力 W_g の全部又は一部を用いて、或いは発電電力 W_g に加えてバッテリー 54 からの電力を用いて、M G 2 トルク T_m を出力する。

【0050】

図 6 中に一点鎖線で示す直線 L 0 m 及び図 6 中に実線で示す直線 L 1, L 2, L 3, L 4 は、エンジン 12 が運転停止した状態で第 1 回転機 M G 1 及び第 2 回転機 M G 2 のうちの少なくとも一方の回転機を走行用駆動力源とした E V 走行モードでの前進走行における各回転要素の相対速度を示している。E V 走行モードでの前進走行としては、例えばエンジン 12 を走行用駆動力源とせず且つ第 2 回転機 M G 2 のみを走行用駆動力源とした単独駆動 E V 走行モードと、エンジン 12 を走行用駆動力源とせず且つ第 1 回転機 M G 1 及び第 2 回転機 M G 2 を共に走行用駆動力源とした両駆動 E V 走行モードと、がある。

【0051】

単独駆動 E V 走行モードでは、キャリア C A 1 はゼロ回転とされ、リングギヤ R 1 には正回転にて正トルクとなる M G 2 トルク T_m が入力される。このとき、サンギヤ S 1 に連結された第 1 回転機 M G 1 は、無負荷状態とされて負回転にて空転させられる。単独駆動 E V 走行モードでは、ワンウェイクラッチ F 0 が解放されており、入力軸 72 はケース 56 に対して固定されていない。

【0052】

両駆動 E V 走行モードでは、キャリア C A 1 がゼロ回転とされた状態で、サンギヤ S 1 に負回転にて負トルクとなる M G 1 トルク T_g が入力されると、キャリア C A 1 の負回転方向への回転が阻止されるようにワンウェイクラッチ F 0 が自動係合される。ワンウェイクラッチ F 0 の係合によってキャリア C A 1 が回転不能に固定された状態においては、M G 1 トルク T_g による反力トルクがリングギヤ R 1 へ入力される。加えて、両駆動 E V 走行モードでは、単独駆動 E V 走行モードと同様に、リングギヤ R 1 には M G 2 トルク T_m が入力される。

【0053】

単独駆動 E V 走行モード及び両駆動 E V 走行モードでの前進走行では、エンジン 12 は駆動されず、エンジン回転速度 N_e はゼロとされ、M G 1 トルク T_g 及び M G 2 トルク T_m のうちの少なくとも一方のトルクが車両 10 の前進方向の駆動トルク T_w として、A T 1

10

20

30

40

50

速ギヤ段 - A T 4 速ギヤ段のうちのいずれかの A T ギヤ段が形成された有段変速部 6 0 を介して駆動輪 1 6 へ伝達される。単独駆動 E V 走行モード及び両駆動 E V 走行モードでの前進走行では、M G 1 トルク T_g は負回転且つ負トルクの力行トルクであり、M G 2 トルク T_m は正回転且つ正トルクの力行トルクである。

【 0 0 5 4 】

H V 走行モードにおいて、車両 1 0 に要求される要求駆動力 P_{wdem} が変化した場合、その要求駆動力 P_{wdem} を実現する要求エンジンパワー P_{edem} を得るための目標エンジン動作点 $O_{P_{engtgt}}$ が設定される。

【 0 0 5 5 】

H V 走行モードにおいては、有段変速部 6 0 にて A T ギヤ段が形成されたことで駆動輪 1 6 の回転に拘束されるリングギヤ R 1 の回転速度に対して、第 1 回転機 M G 1 の回転速度を制御することによってサンギヤ S 1 の回転速度が上昇或いは下降させられると、キャリア C A 1 の回転速度つまりエンジン回転速度 N_e が上昇或いは下降させられる。したがって、H V 走行では、エンジン 1 2 を効率の良い運転点にて作動させることが可能である。つまり、A T ギヤ段が形成された有段変速部 6 0 と無段変速機として作動させられる無段変速部 5 8 とで、複合変速機 6 2 全体として無段変速機を構成することができる。

【 0 0 5 6 】

図 1 に戻り、車両 1 0 は、更に、エンジン 1 2、第 1 回転機 M G 1、及び第 2 回転機 M G 2 などの制御に関連する車両 1 0 の制御装置を含むコントローラとしての電子制御装置 1 0 0 を備える。電子制御装置 1 0 0 は、例えば C P U、R A M、R O M、入出力インターフェース等を備えた所謂マイクロコンピュータを含んで構成されており、C P U は R A M の一時記憶機能を利用しつつ予め R O M に記憶されたプログラムに従って信号処理を行うことにより車両 1 0 の各種制御を実行する。電子制御装置 1 0 0 は、必要に応じてエンジン制御用、回転機制御用、油圧制御用等の各コンピュータを含んで構成される。なお、電子制御装置 1 0 0 は、本発明における「制御装置」に相当する。

【 0 0 5 7 】

電子制御装置 1 0 0 には、車両 1 0 に備えられた各種センサ等（例えば、過給圧センサ 4 0、吸気温センサ 4 2、スロットル弁開度センサ 4 4、エンジン回転速度センサ 8 8、出力回転速度センサ 9 0、M G 1 回転速度センサ 9 2 A、M G 2 回転速度センサ 9 2 B、ブレーキ操作量センサ 9 4、アクセル開度センサ 9 6、バッテリーセンサ 9 8 など）による検出値に基づく各種信号等（例えば、過給圧 P_{chg} 、吸気温度 T_{inh} 、スロットル弁開度 t_h 、エンジン回転速度 N_e 、車速 V に対応する出力軸 7 4 の回転速度である出力回転速度 N_o 、第 1 回転機 M G 1 の回転速度である M G 1 回転速度 N_g [rpm]、第 2 回転機 M G 2 の回転速度である M G 2 回転速度 N_m 、運転者による制動操作の大きさを表すブレーキ操作量 B_{rk} [%]、運転者の加速操作の大きさを表すアクセル操作量であるアクセル開度 a_{cc} 、バッテリー 5 4 のバッテリー温度 T_{hb} [] やバッテリー充放電電流 I_{bat} [mA] やバッテリー電圧 V_{bat} [V] など）が、それぞれ入力される。

【 0 0 5 8 】

電子制御装置 1 0 0 からは、車両 1 0 に備えられた各装置（例えば、エンジン制御装置 5 0、インバータ 5 2、油圧制御回路 8 4 など）に各種指令信号（例えば、エンジン 1 2 を制御する指令信号であるエンジン制御指令信号 S_e 、第 1 回転機 M G 1 及び第 2 回転機 M G 2 を各々制御する指令信号である回転機制御指令信号 S_{mg} 、係合装置 C B の各々の作動状態を制御する指令信号である油圧制御指令信号 S_p など）が、それぞれ出力される。

【 0 0 5 9 】

電子制御装置 1 0 0 は、例えばバッテリー充放電電流 I_{bat} 及びバッテリー電圧 V_{bat} などに基づいてバッテリー 5 4 の充電状態を示す値としての充電状態値 S O C を算出する。電子制御装置 1 0 0 は、例えばバッテリー温度 T_{hb} 及びバッテリー 5 4 の充電状態値 S O C に基づいて、バッテリー 5 4 のパワーであるバッテリーパワー P_{bat} [W] の使用可能な範囲を規定する充電可能電力 W_{in} [W] 及び放電可能電力 W_{out} [W] を算出する。充電可能電力 W_{in} 及び放電可能電力 W_{out} は、バッテリー 5 4 の劣化を抑制する目的で設定されるものである

10

20

30

40

50

。充電可能電力 W_{in} は、バッテリー54への充電電力の制限を規定する入力可能電力であり、放電可能電力 W_{out} は、バッテリー54からの放電電力の制限を規定する出力可能電力である。したがって、バッテリー54への充電電力が充電可能電力 W_{in} を長い期間超えたり、バッテリー54からの放電電力が放電可能電力 W_{out} を長い期間を超えたりすることは、バッテリー54の劣化の観点から好ましくない。

【0060】

図7は、図1に示す車両10に搭載されたバッテリー54におけるバッテリー温度 T_{hb} に対する充放電可能電力 W_{in} 、 W_{out} の特性の一例である。充電可能電力 W_{in} 及び放電可能電力 W_{out} は、例えばバッテリー温度 T_{hb} が常用域より低い低温域（常用温度範囲下限値 T_{hb} []以下）ではバッテリー温度 T_{hb} が低いほど小さくされ、バッテリー温度 T_{hb} が常用域より高い高温域（常用温度範囲上限値 T_{hb} []以上）ではバッテリー温度 T_{hb} が高いほど小さくされる。充電可能電力 W_{in} は、例えば充電状態値 $SO C$ が高い領域では充電状態値 $SO C$ が高いほど小さくされる。放電可能電力 W_{out} は、例えば充電状態値 $SO C$ が低い領域では充電状態値 $SO C$ が低いほど小さくされる。なお、充放電可能電力 W_{in} 、 W_{out} は、バッテリー54の充放電電力を制限するものの一例である。充放電可能電力 W_{in} 、 W_{out} が小さい場合は、大きい場合に比べて充放電電力の制限が大きいことを意味する。

10

【0061】

電子制御装置100は、判定部102、駆動力制御部104、制限部106、エンジン制御部108、MG1制御部110、MG2制御部112、及び油圧制御部114を機能的に備える。

20

【0062】

ここで、変更速度 V_{chg} [Pa/sec] は、過給圧 P_{chg} の時間あたりの変更量すなわち過給圧 P_{chg} の変更速度である。また、変更速度制限値 V_{chglm} [Pa/sec] は、過給圧の変更速度 V_{chg} に対する制限値である。すなわち、変更速度制限値 V_{chglm} は、過給圧の変更速度 V_{chg} の上限値である。変更速度制限値 V_{chglm} が小さい場合は、大きい場合に比べて過給圧の変更速度 V_{chg} の制限が大きいことを意味し、過給圧 P_{chg} が比較的緩やかに変化させられる。変更速度制限値 V_{chglm} が大きい場合は、小さい場合に比べて過給圧の変更速度 V_{chg} の制限が小さいことを意味し、過給圧 P_{chg} が比較的速やかに変化させられる。

【0063】

30

有段変速部60において変速制御、例えばAT2速ギヤ段からAT3速ギヤ段への変速制御が実行されることが決定されると、判定部102はバッテリー54における充放電電力が制限されているか否かを判定する。例えば、充電可能電力 W_{in} が所定の第1電力値未満である場合や放電可能電力 W_{out} が所定の第2電力値未満である場合に、充放電電力が制限されていると判定される。所定の第1電力値及び所定の第2電力値は、過給圧 P_{chg} の応答遅れによる実エンジントルク T_{er} [Nm] のばらつきによって充放電電力収支のバランスが取り難くなる判定値として予め実験的に或いは設計的に設定される。なお、実エンジントルク T_{er} とは、実際にエンジン12から出力されるエンジントルク T_e である。

【0064】

判定部102によりバッテリー54における充放電電力が制限されていると判定された場合、駆動力制御部104は、例えば変速制御中における電力収支目標値 P_{aim} [W] を式(1)および図7に示す関係を用いて算出する。

40

【0065】

駆動力制御部104は、例えば図7に示す予め記憶された関係からバッテリー温度 T_{hb} に基づいて充電可能電力 W_{in} および放電可能電力 W_{out} を決定し、式(1)から充電可能電力 W_{in} および放電可能電力 W_{out} に基づいて電力収支目標値 P_{aim} を算出する。式(1)において、 A_{md} [W] は、基本値 [$(W_{out} + W_{in}) / 2$] を補正する補正值であり、車両10の走行状態やバッテリー54の充電状態値 $SO C$ 等に基づいて設定される。例えば、充電可能電力 W_{in} (下限値) が $-30,000$ [W]、放電可能電力 W_{out} (上限値) が $30,000$ [W] であるとする、補正值 A_{md} が零であれば、電力収支目標値 P_{aim} は

50

、それらの中央値（平均値）である零値（ ± 0 [W]）となる。しかし、バッテリー 5 4 に対する充電要求があった場合には補正值 A_{md} は予め設定された値、例えば $5,000$ [W] に設定され、電力収支目標値 P_{aim} が $5,000$ [W] と算出される。また、バッテリー 5 4 に対する放電要求があった場合には補正值 A_{md} は予め設定された値、例えば $-5,000$ [W] に設定され、電力収支目標値 P_{aim} が $-5,000$ [W] と算出される。

【0066】

一般に、実際の変速制御中における充放電電力収支の変動は、充電側（+側）或いは放電側（-側）の変動幅があり、この変動幅はいずれかへ偏る特性がある。このため、補正值 A_{md} は、変速制御中、特にイナーシャ相中に予測される充放電電力収支の変動の偏りに応じて適宜決定される。充放電電力収支の変動幅の偏り特性は、実際に変速される A T ギヤ段、車速 V 、アクセル開度 acc 、路面勾配に関連する性質があるので、予め実験的に求められて記憶された関係から実際に変速される A T ギヤ段、車速 V 、アクセル開度 acc 、路面勾配に基づいて補正值 A_{md} が決定される。この関係は、充放電電力収支の変動幅の偏りが大きいほど補正值 A_{md} が大きくされ、且つ、その補正值 A_{md} が偏り側とは反対側の値となるようにされる。例えば、偏りが充電側（+側）であれば、補正值 A_{md} は放電側（-側）の値となるように決定される。なお、補正值 A_{md} は、基本値 $[(W_{out} + W_{in}) / 2]$ に乗算される 1 以下の係数であってもよい。

10

【0067】

一方、判定部 102 により充放電可能電力 W_{in} 、 W_{out} が制限されていないと判定された場合、駆動力制御部 104 は、例えば第 1 回転機 M G 1 及び第 2 回転機 M G 2 に係る電力収支目標値 P_{aim} を式 (1) および図 7 に示す関係を用いずに算出する。

20

【0068】

$$P_{aim} = [(W_{out} + W_{in}) / 2] + A_{md} \cdot \cdot \cdot (1)$$

【0069】

電力収支目標値 P_{aim} が算出されると、駆動力制御部 104 は、変速制御を開始する。変速制御中における電子制御装置 100 の制御機能を、以下に説明する。

【0070】

駆動力制御部 104 は、算出された電力収支目標値 P_{aim} に応じて変速制御中における差動機構 80 の各回転要素 R E 1、R E 2、R E 3 の回転速度変化率 d/dt [rad/sec²]（後述する回転速度変化率 d_g/dt [rad/sec²]、 d_e/dt [rad/sec²]、 d_m/dt [rad/sec²]）であり、特に区別しない場合は単に「回転速度変化率 d/dt 」と記す。）の目標値を逐次算出する。すなわち、駆動力制御部 104 は、サンギヤ S 1（第 1 回転機 M G 1）の回転速度変化率 d_g/dt 、キャリア C A 1（エンジン 12）の回転速度変化率 d_e/dt 、及びリングギヤ R 1（第 2 回転機 M G 2）の回転速度変化率 d_m/dt それぞれの制御の狙い値となる各目標値を算出する。回転速度変化率 d_g/dt 、 d_e/dt 、 d_m/dt は、サンギヤ S 1 の回転速度 g [rad/sec]、キャリア C A 1 の回転速度 e [rad/sec]、リングギヤ R 1 の回転速度 m [rad/sec] のそれぞれの時間あたりの変化量すなわち変化速度である。なお、回転速度変化率 d_e/dt [rad/sec²] は、エンジン回転速度 N_e の回転速度変化率 dN_e/dt [rpm/sec] に $2 / 60$ を乗算したものと同値であり、回転速度変化率 d_m/dt [rad/sec²] は、A T 入力回転速度 N_{ati} の回転速度変化率 dN_{ati}/dt [rpm/sec] に $2 / 60$ を乗算したものと同値である。

30

40

【0071】

具体的には、エンジン動作点の移動及び有段変速部 60 の変速制御が同時に行われる場合、変速制御中の少なくとも一定期間、第 1 回転要素 R E 1、第 2 回転要素 R E 2、及び第 3 回転要素 R E 3 の各回転速度変化率 d/dt の相互間の比が、現時点における実回転速度から目標回転速度までの各差分値（回転速度変化量）の相互間の比、若しくはそれに準じて算出される値の比と、等しくなるように制御される。すなわち、駆動力制御部 104 は、各回転要素 R E 1、R E 2、R E 3 における差分値比 $g : e : m$ と、回転速度変化率比 $d_g/dt : d_e/dt : d_m/dt$ と、が等しくなるように、各回転要素 R E 1、R E 2、R E 3 における回転速度変化率 d/dt の目標値を算出する。すなわち、第 1 回

50

転要素 R E 1、第 2 回転要素 R E 2、及び第 3 回転要素 R E 3 における各変速進行度（変化具合）を同一とするように、各回転要素 R E 1、R E 2、R E 3 における各回転速度変化率 d/dt の目標値が算出される。

【 0 0 7 2 】

より具体的には、各回転要素 R E 1、R E 2、R E 3 における差分値比が次式（ 2 ）で表される場合、各回転要素 R E 1、R E 2、R E 3 における回転速度変化率比が次式（ 3 ）を満たすように制御される。すなわち、駆動力制御部 1 0 4 は、次式（ 4 ）を満たすように各回転要素 R E 1、R E 2、R E 3 における回転速度変化率 d/dt の目標値を逐次算出する。

【 0 0 7 3 】

【 数 1 】

$$\Delta\omega_g : \Delta\omega_e : \Delta\omega_m = 1 : \alpha : \beta \quad \dots (2)$$

$$\dot{\omega}_g : \dot{\omega}_e : \dot{\omega}_m = 1 : \alpha : \beta \quad \dots (3)$$

$$\Delta\omega_g : \Delta\omega_e : \Delta\omega_m = \dot{\omega}_g : \dot{\omega}_e : \dot{\omega}_m \quad \dots (4)$$

【 0 0 7 4 】

駆動力制御部 1 0 4 は、現時点における実エンジントルク T_{er} を取得する。例えば、予め記憶された関係（エンジントルクマップ）から、実際のエンジン回転速度 N_e 及び図示しない電子スロットル弁 3 8 のスロットル弁開度 θ_{th} 等の値に基づいて実エンジントルク T_{er} が算出される。なお、例えばトルクセンサ等により実エンジントルク T_{er} が検出される構成であっても良い。

【 0 0 7 5 】

駆動力制御部 1 0 4 は、有段変速部 6 0 が備える係合装置 C B、例えばブレーキ B 1 及びクラッチ C 2 の現時点における各クラッチトルク値 T_{b1} 、 T_{c2} を取得する。例えば、予め記憶された関係（係合トルク特性）から、現時点におけるブレーキ B 1 及びクラッチ C 2 の各油圧指令値（油圧制御回路 8 4 におけるソレノイドバルブ S L 1 - S L 4 の出力圧指令値）に基づいて各クラッチトルク値 T_{b1} 、 T_{c2} を算出する。駆動力制御部 1 0 4 は、各クラッチトルク値 T_{b1} 、 T_{c2} の合算値として m 軸上に換算したクラッチトルク値 T_{cb} を取得する。なお、例えば油圧制御回路 8 4 に備えられた油圧センサによりブレーキ B 1 及びクラッチ C 2 にそれぞれ供給される作動油の実際の油圧が検出される構成であっても良い。

【 0 0 7 6 】

加えて、駆動力制御部 1 0 4 は、式（ 2 ）～（ 4 ）に基づく各回転要素 R E 1、R E 2、R E 3 における回転速度変化率 d/dt の目標値の算出を、変速制御中のエンジンパワー P_e 、有段変速部 6 0 が備える係合装置 C B のクラッチパワー（例えばブレーキ B 1 及びクラッチ C 2 による駆動伝達パワー）、第 1 回転機 M G 1 及び第 2 回転機 M G 2 に係る電力収支目標値 P_{aim} 、及び慣性仕事率に基づく釣合計算により行う。

【 0 0 7 7 】

駆動力制御部 1 0 4 は、例えば式（ 4 ）を満たすとともに次式（ 5 ）を満たす各回転要素 R E 1、R E 2、R E 3 の回転速度変化率 d/dt の目標値を逐次算出する。式（ 5 ）の下段左辺において、第 1 項に係る $T_e \cdot \dot{\omega}_e$ はエンジンパワーに、第 2 項に係る $T_{cb} \cdot \dot{\omega}_m$ は係合装置 C B による駆動伝達パワー（換言すれば駆動系が消費するパワー）に、第 3 項に係る $I_g \cdot d_g/dt \cdot \dot{\omega}_g + I_e \cdot d_e/dt \cdot \dot{\omega}_e + I_m \cdot d_m/dt \cdot \dot{\omega}_m$ は各回転要素 R E 1、R E 2、R E 3 のイナーシャの引き上げに使用されるパワーにそれぞれ対応する。なお、上記クラッチトルク値 T_{cb} は、例えば有段変速部 6 0 の変速制御に係る係合装置 C B のクラッチトルクに対応するものであり、m 軸上に換算した変速制御中（変速過渡中）のブレーキ B 1 のクラッチトルク値 T_{b1} とクラッチ C 2 のクラッチトルク値 T_{c2} との合算トルクである。したがって、ブレーキ B 1 及びクラッチ C 2 による駆動伝達パワーは、ブ

10

20

30

40

50

レーキ B 1 及びクラッチ C 2 のクラッチトルク値 T_{cb}により有段変速部 6 0 において駆動輪 1 6 側へ伝達されるクラッチパワーであって、有段変速部 6 0 が駆動輪 1 6 側へ伝達する出力パワーすなわち有段変速部 6 0 を介して駆動輪 1 6 側へ伝達されるパワーに相当する有段変速部 6 0 における駆動伝達パワーである。式 (5) の下段右辺は電力収支目標値 P_{aim}であるから、駆動力制御部 1 0 4 は、その電力収支目標値 P_{aim}を得るための第 1 回転要素 R E 1、第 2 回転要素 R E 2、及び第 3 回転要素 R E 3 それぞれの回転速度変化率 d /dt の目標値を逐次算出する。

【 0 0 7 8 】

【数 2】

$$T_e \cdot \omega_e - T_{cb} \cdot \omega_m - I_g \cdot \omega_g \cdot \dot{\omega}_g - I_e \cdot \omega_e \cdot \dot{\omega}_e - I_m \cdot \omega_m \cdot \dot{\omega}_m$$

$$= T_e \cdot \omega_e - T_{cb} \cdot \omega_m - (I_g \cdot \omega_g \cdot \dot{\omega}_g + I_e \cdot \omega_e \cdot \dot{\omega}_e + I_m \cdot \omega_m \cdot \dot{\omega}_m) = \Delta P_{aim} \dots (5)$$

10

【 0 0 7 9 】

駆動力制御部 1 0 4 は、算出された各回転要素 R E 1、R E 2、R E 3 それぞれの回転速度変化率 d /dt の目標値を実現する第 1 回転機 M G 1 及び第 2 回転機 M G 2 のトルクを逐次算出する。例えば、算出された第 2 回転要素 R E 2 (第 1 回転機 M G 1) の回転速度変化率 d_g/dt の目標値、第 1 回転要素 R E 1 (エンジン 1 2) の回転速度変化率 d_e/dt の目標値、第 3 回転要素 R E 3 (第 2 回転機 M G 2) の回転速度変化率 d_m/dt の目標値、現時点における実エンジントルク T_{er}、及び現時点におけるクラッチトルク値 T_{cb} (m 軸上での換算値) に対して、次式 (6) に示す運動方程式を満たす M G 1 トルク T_g 及び M G 2 トルク T_m が算出される。

20

【 0 0 8 0 】

【数 3】

$$\left. \begin{aligned} \dot{\omega}_e(t) &= k_{eg} \cdot T_g(t) + k_{ee} \cdot T_e(t) + k_{em} \cdot T_m(t) + k_{eb} \cdot T_{cb} \\ \dot{\omega}_g(t) &= k_{gg} \cdot T_g(t) + k_{ge} \cdot T_e(t) + k_{gm} \cdot T_m(t) + k_{gb} \cdot T_{cb} \\ \dot{\omega}_m(t) &= k_{mg} \cdot T_g(t) + k_{me} \cdot T_e(t) + k_{mm} \cdot T_m(t) + k_{mb} \cdot T_{cb} \end{aligned} \right\} (6)$$

30

【 0 0 8 1 】

M G 1 トルク T_g 及び M G 2 トルク T_m が算出されると、駆動力制御部 1 0 4 は、エンジン制御部 1 0 8、M G 1 制御部 1 1 0、M G 2 制御部 1 1 2、及び油圧制御部 1 1 4 を制御することで、バッテリー 5 4 の充放電電力収支が電力収支目標値 P_{aim}となるように変速制御を行う。具体的には、エンジン制御部 1 0 8 はエンジン 1 2 を制御し、M G 1 制御部 1 1 0 は逐次算出された M G 1 トルク T_g が実現されるように第 1 回転機 M G 1 を制御し、M G 2 制御部 1 1 2 は逐次算出された M G 2 トルク T_m が実現されるように第 2 回転機 M G 2 を制御し、及び油圧制御部 1 1 4 は有段変速部 6 0 が備える係合装置 C B の作動状態を制御する。この結果、変速制御中における実際の充放電電力収支が、電力収支目標値 P_{aim}に収束される。このように、駆動力制御部 1 0 4 は、エンジン制御部 1 0 8、M G 1 制御部 1 1 0、M G 2 制御部 1 1 2、及び油圧制御部 1 1 4 を介して、バッテリー 5 4 の充放電電力収支が電力収支目標値 P_{aim}となるように変速制御を実行する。

40

【 0 0 8 2 】

駆動力制御部 1 0 4 は、変速制御が終了したか否かを判定する。変速制御が終了していないと判定した場合には、駆動力制御部 1 0 4 は、前述したようにバッテリー 5 4 の充放電電力収支が電力収支目標値 P_{aim}となるように差動機構 8 0 における回転速度変化率 d /dt の目標値、第 1 回転機 M G 1 及び第 2 回転機 M G 2 のトルクを逐次算出して、変速制御

50

を引き続き実行する。

【 0 0 8 3 】

ところで、過給機 1 8 を備えたエンジン 1 2 において過給圧 P_{chg} の応答遅れ（過給圧 P_{chg} の時間変化）が生じると実エンジントルク T_{er} が時間の経過に対してばらつくおそれがある。実エンジントルク T_{er} がばらつくとバッテリー 5 4 の充放電電力収支のバランスが取り難くなり、特にバッテリー 5 4 の充放電可能電力 W_{in} , W_{out} が制限される場合には、過給圧 P_{chg} の応答遅れによる実エンジントルク T_{er} のばらつきによって充放電電力収支のバランスが取り難くなる。過給圧の変更速度 V_{chg} が制限されることで過給圧 P_{chg} の応答遅れによる実エンジントルク T_{er} のばらつきが生じにくくなり、バッテリー 5 4 の充放電可能電力 W_{in} , W_{out} が制限される場合でも充放電電力収支のバランスが取りやすくなる。

10

【 0 0 8 4 】

判定部 1 0 2 により充放電可能電力 W_{in} , W_{out} が制限されていると判定された場合、制限部 1 0 6 は、変速制御中における充放電可能電力 W_{in} , W_{out} 、第 1 回転機 $M G 1$ の回転速度変化率 dN_g/dt 、有段変速部 6 0 の $A T$ 入力軸 7 6 の回転速度変化率 dN_{ati}/dt 、及び過給応答遅れに応じて、過給圧 P_{chg} に対する変更速度制限値 V_{chglm} を算出する。

【 0 0 8 5 】

図 8 は、過給圧 P_{chg} に対する変更速度制限値 V_{chglm} について、変速制御中における有段変速部 6 0 の $A T$ 入力軸 7 6 の回転速度変化率 dN_{ati}/dt （= 回転速度変化率 $d \text{ m} / dt \times 6 0 / 2 \text{ } \left. \right)$ 及び充放電可能電力 W_{in} , W_{out} との関係を説明する図である。変速制御中における有段変速部 6 0 の $A T$ 入力軸 7 6 の回転速度変化率 dN_{ati}/dt とは、 $A T$ 入力回転速度 N_{ati} の時間あたりの変化量すなわち変化速度である。

20

【 0 0 8 6 】

充放電可能電力 W_{in} , W_{out} が小さい場合には、大きい場合に比べて変更速度制限値 V_{chglm} として小さな値が算出される。すなわち、充放電電力の制限が大きい場合には、小さい場合に比べて過給圧の変更速度 V_{chg} の制限が大きくなる。これは、充放電可能電力 W_{in} , W_{out} 以外の条件が同じであれば（例えば図 8 に示す変速制御中における回転速度変化率 dN_{ati}/dt が同じ条件であれば）、充放電可能電力 W_{in} , W_{out} が小さい場合には、大きい場合に比べて変更速度制限値 V_{chglm} として小さな値が算出されることを意味し、充放電可能電力 W_{in} , W_{out} 以外の条件が異なれば、充放電可能電力 W_{in} , W_{out} が小さい場合には、大きい場合に比べて必ず変更速度制限値 V_{chglm} として小さな値が算出されることまでは意味しない。

30

【 0 0 8 7 】

変速制御中における回転速度変化率 dN_{ati}/dt が大きい場合には、小さい場合に比べて変更速度制限値 V_{chglm} として小さな値が算出される。すなわち、回転速度変化率 dN_{ati}/dt が大きい場合には、小さい場合に比べて過給圧の変更速度 V_{chg} の制限が大きくなる。これは、変速制御中における回転速度変化率 dN_{ati}/dt 以外の条件が同じであれば（例えば図 8 に示す充放電可能電力 W_{in} , W_{out} が同じ条件であれば）、変速制御中における回転速度変化率 dN_{ati}/dt が大きい場合には、小さい場合に比べて変更速度制限値 V_{chglm} として小さな値が算出されることを意味し、変速制御中における回転速度変化率 dN_{ati}/dt 以外の条件が異なれば、変速制御中における回転速度変化率 dN_{ati}/dt が大きい場合に、小さい場合に比べて必ず変更速度制限値 V_{chglm} として小さな値が算出されることまでは意味しない。

40

【 0 0 8 8 】

図 9 は、過給圧 P_{chg} に対する変更速度制限値 V_{chglm} について、変速制御中における第 1 回転機 $M G 1$ の回転速度変化率 dN_g/dt [rpm/sec]（= 回転速度変化率 $d \text{ g} / dt \times 6 0 / 2 \text{ } \left. \right)$ 及び充放電可能電力 W_{in} , W_{out} との関係を説明する図である。変速制御中における第 1 回転機 $M G 1$ の回転速度変化率 dN_g/dt とは、 $M G 1$ 回転速度 N_g の時間あたりの変化量すなわち変化速度である。前述の図 8 と同様に、充放電可能電力 W_{in} , W_{out} が小さい場合には、大きい場合に比べて変更速度制限値 V_{chglm} として小さな値が算出さ

50

れる。

【 0 0 8 9 】

変速制御中における回転速度変化率 dN_g/dt が大きい場合には、小さい場合に比べて変更速度制限値 V_{chglim} として小さな値が算出される。すなわち、回転速度変化率 dN_g/dt が大きい場合には、小さい場合に比べて過給圧の変更速度 V_{chg} の制限が大きくなる。これは、変速制御中における回転速度変化率 dN_g/dt 以外の条件が同じであれば（例えば図9に示す充放電可能電力 W_{in} , W_{out} が同じ条件であれば）、変速制御中における回転速度変化率 dN_g/dt が大きい場合には、小さい場合に比べて変更速度制限値 V_{chglim} として小さな値が算出されることを意味し、変速制御中における回転速度変化率 dN_g/dt 以外の条件が異なれば、変速制御中における回転速度変化率 dN_g/dt が大きい場合に、小さい場合に比べて必ず変更速度制限値 V_{chglim} として小さな値が算出されることまでは意味しない。

10

【 0 0 9 0 】

図10は、過給圧 P_{chg} に対する変更速度制限値 V_{chglim} について、変速制御中における過給応答遅れ及び充放電可能電力 W_{in} , W_{out} との関係を説明する図である。変速制御中における過給応答遅れとは、変速制御中における過給圧 P_{chg} の応答（所謂ターボラグを含む過給作用が働くまでの時間的な反応）が遅れることである。例えば、エンジン回転速度 N_e が低い場合には、高い場合に比べて変速制御中における過給応答遅れが大きい。また、吸気温度 T_{inh} が高い場合には、低い場合に比べて変速制御中における過給応答遅れが大きい。前述の図8と同様に、充放電可能電力 W_{in} , W_{out} が小さい場合には、大きい場合に比べて変更速度制限値 V_{chglim} として小さな値が算出される。

20

【 0 0 9 1 】

変速制御中における過給応答遅れが大きい場合（例えば、エンジン回転速度 N_e が低かったり、吸気温度 T_{inh} が高かったりする場合）には、小さい場合（例えば、エンジン回転速度 N_e が高かったり、吸気温度 T_{inh} が低かったりする場合）に比べて変更速度制限値 V_{chglim} として小さな値が算出される。すなわち、変速制御中における過給応答遅れが大きい場合には、小さい場合に比べて過給圧の変更速度 V_{chg} の制限が大きくなる。これは、変速制御中における過給応答遅れ以外の条件が同じであれば（例えば図10に示す充放電可能電力 W_{in} , W_{out} が同じ条件であれば）、変速制御中における過給応答遅れが大きい場合には、小さい場合に比べて変更速度制限値 V_{chglim} として小さな値が算出されることを意味し、変速制御中における過給応答遅れ以外の条件が異なれば、変速制御中における過給応答遅れが大きい場合に、小さい場合に比べて必ず変更速度制限値 V_{chglim} として小さな値が算出されることまでは意味しない。

30

【 0 0 9 2 】

制限部106は、図8乃至図10で説明したように、変速制御中における充放電可能電力 W_{in} , W_{out} 、第1回転機MG1の回転速度変化率 dN_g/dt 、回転速度変化率 dN_{ati}/dt 、及び過給応答遅れに応じて（すなわち、これらを変数として）、過給圧 P_{chg} に対する変更速度制限値 V_{chglim} を算出する。制限部106は、算出された変更速度制限値 V_{chglim} を変速制御中において適用有りとする。

【 0 0 9 3 】

変速制御中において、制限部106により変更速度制限値 V_{chglim} が適用有りとされた場合には、その変更速度制限値 V_{chglim} を超過しないように過給圧の変更速度 V_{chg} が制限された状態でエンジン12が制御される。過給圧の変更速度 V_{chg} の制限は、例えばWGV30の弁開度の調整によって行われる。また、過給圧の変更速度 V_{chg} がその変更速度制限値 V_{chglim} を超過しないように制限された場合には、MG2制御部112は、過給圧の変更速度 V_{chg} が制限されることに伴う要求エンジントルク T_{edem} [Nm] と実エンジントルク T_{er} との差 T_e に基づく中間伝達部材76に出力されるトルクのずれを第2回転機MG2のMG2トルク T_m によって補償するように制御する。このように、MG2制御部112は、過給圧の変更速度 V_{chg} が制限されることに伴う要求エンジントルク T_{edem} と実エンジントルク T_{er} との差 T_e に基づく中間伝達部材76に出力されるトルク

40

50

のずれを補償する補償部として機能する。なお、MG 2 制御部 1 1 2 は、本発明における「補償部」に相当する。

【0094】

図 1 1 は、電子制御装置 1 0 0 の制御作動の要部を説明するフローチャートの一例である。図 1 1 は、有段変速部 6 0 における変速制御が実行されることが決定された場合に実行される。

【0095】

まず、判定部 1 0 2 の機能に対応するステップ S 1 0 において、充放電可能電力 W_{in} , W_{out} が制限されているか否かが判定される。ステップ S 1 0 の判定が肯定された場合、ステップ S 2 0 が実行される。ステップ S 1 0 の判定が否定された場合、ステップ S 4 0 が実行される。

10

【0096】

駆動力制御部 1 0 4 の機能に対応するステップ S 2 0 において、変速制御中における電力収支目標値 P_{aim} が算出される。そしてステップ S 3 0 が実行される。

【0097】

駆動力制御部 1 0 4 の機能に対応するステップ S 3 0 において、変速制御が開始される。そしてステップ S 3 2 が実行される。

【0098】

駆動力制御部 1 0 4 の機能に対応するステップ S 3 2 において、電力収支目標値 P_{aim} に応じて、変速制御中における差動機構 8 0 の各回転要素 $RE 1$, $RE 2$, $RE 3$ の回転速度変化率 d/dt の目標値が算出される。そしてステップ S 3 4 が実行される。

20

【0099】

制限部 1 0 6 の機能に対応するステップ S 3 4 において、変速制御中における充放電可能電力 W_{in} , W_{out} 、回転速度変化率 dN_g/dt 、回転速度変化率 dN_{ati}/dt 、及び過給応答遅れに応じて、変更速度制限値 V_{chglm} が算出される。そしてステップ S 3 6 が実行される。

【0100】

駆動力制御部 1 0 4 の機能に対応するステップ S 3 6 において、エンジン 1 2、第 1 回転機 MG 1、第 2 回転機 MG 2、有段変速部 6 0 がそれぞれ制御されて、有段変速部 6 0 での変速制御が実行される。この変速制御中において、ステップ S 3 4 で算出された変更速度制限値 V_{chglm} が適用有りとされる。すなわち、変更速度制限値 V_{chglm} を超過しないように過給圧の変更速度 V_{chg} が制限された状態でエンジン 1 2 が制御される。そしてステップ S 3 8 が実行される。

30

【0101】

駆動力制御部 1 0 4 の機能に対応するステップ S 3 8 において、変速制御が終了したか否かが判定される。ステップ S 3 8 の判定が肯定された場合、リターンとなる。ステップ S 3 8 の判定が否定された場合、ステップ S 3 2 が再度実行される。

【0102】

ステップ S 3 2 からステップ S 3 8 までが繰り返し実行されることで、バッテリー 5 4 の充放電電力収支が電力収支目標値 P_{aim} となるような差動機構 8 0 の各回転要素 $RE 1$, $RE 2$, $RE 3$ の回転速度変化率 d/dt の目標値に、実際の差動機構 8 0 の各回転要素 $RE 1$, $RE 2$, $RE 3$ の回転速度変化率 d/dt が制御される。これにより、バッテリー 5 4 の充放電電力収支が電力収支目標値 P_{aim} となるように変速制御が行われる。

40

【0103】

駆動力制御部 1 0 4 の機能に対応するステップ S 4 0 において、変速制御が実行される。ステップ S 4 0 における変速制御中では、変更速度制限値 V_{chglm} が適用無しとされる。すなわち、過給圧の変更速度 V_{chg} は変更速度制限値 V_{chglm} の制約を受けることなくエンジン 1 2 が制御される。そしてリターンとなる。

【0104】

図 1 2 は、図 1 1 に示す電子制御装置 1 0 0 の制御作動が実行された場合のタイムチャ

50

ートの一例である。

【0105】

図12において、横軸は時間 t [sec] であり、縦軸は上から順に点火時期遅角量 $D T i g$ [rad]、過給圧 $P c h g$ 、実エンジントルク $T e r$ 、エンジン回転速度 $N e$ 、MG1トルク $T g$ 、MG1回転速度 $N g$ 、MG2トルク $T m$ 、クラッチ $C 2$ 及びブレーキ $B 1$ の変速制御油圧 $P c 2$ [Pa]、 $P b 1$ [Pa]、及びアクセル開度 $a c c$ である。過給圧の変更速度 $V c h g$ が変更速度制限値 $V c h g l m$ により制限された場合のタイムチャートが実線で示され、比較のため過給圧の変更速度 $V c h g$ が変更速度制限値 $V c h g l m$ により制限されていない場合のタイムチャートが破線で示されている。

【0106】

まず、過給圧の変更速度 $V c h g$ が制限された場合のタイムチャート（実線）について説明する。

【0107】

時刻 $t 1$ 以前の期間においては、アクセル開度 $a c c$ が開度値 $a c c 1 (> 0)$ 、点火時期遅角量 $D i g$ が零、過給圧 $P c h g$ が圧力値 $P c h g 1 (> 0)$ 、実エンジントルク $T e r$ がトルク値 $T e 1 (> 0)$ 、エンジン回転速度 $N e$ が回転速度値 $N e 1 (> 0)$ 、MG1トルク $T g$ がトルク値 $T g 1 (< 0)$ 、MG1回転速度 $N g$ が回転速度値 $N g 1 (> 0)$ 、MG2トルク $T m$ がトルク値 $T m 1 (> 0)$ で、開度値 $a c c 1$ 及び車速 V に応じて有段変速部 60 において A T 2 速ギヤ段（「2nd」）が形成された状態で車両 10 は走行している。

【0108】

時刻 $t 1$ から時刻 $t 2 (> t 1)$ までの期間では、例えば運転者によるアクセルペダルの踏み増し操作によって、アクセル開度 $a c c$ が開度値 $a c c 1$ から開度値 $a c c 2 (> a c c 1)$ まで増加させられる。アクセル開度 $a c c$ の増加により、実エンジントルク $T e r$ がトルク値 $T e 1$ からトルク値 $T e 2 (> T e 1)$ まで増加させられ、エンジン回転速度 $N e$ が回転速度値 $N e 1$ から回転速度値 $N e 2 (> N e 1)$ まで増加させられて過給圧 $P c h g$ も圧力値 $P c h g 1$ から圧力値 $P c h g 2 (> P c h g 1)$ まで増加させられる。また、MG1トルク $T g$ がトルク値 $T g 1$ からトルク値 $T g 2 (< T g 1)$ まで減少させられ（反力トルクである負トルクが増加させられ）、MG1回転速度 $N g$ が回転速度値 $N g 1$ から回転速度値 $N g 2 (> N g 1)$ まで増加させられて第1回転機 MG1 での発電電力 $W g$ が増加する。この増加した発電電力 $W g$ を用いて第2回転機 MG2 が回転駆動されて MG2 トルク $T m$ がトルク値 $T m 1$ から増加させられる。実エンジントルク $T e r$ 及び MG2 トルク $T m$ の増加により、車速 V が増加して有段変速部 60 において形成されるギヤ段を A T 2 速ギヤ段から A T 3 速ギヤ段へ切り替える変速制御を実行することが決定される。

【0109】

A T 2 速ギヤ段から A T 3 速ギヤ段へ切り替える変速制御を実行する前に、変速制御中における電力収支目標値 $P a i m$ が算出され、変速制御中における充放電可能電力 $W i n$ 、 $W o u t$ 、回転速度変化率 $d N g / d t$ 、回転速度変化率 $d N a t i / d t$ 、及び過給応答遅れに応じて、変更速度制限値 $V c h g l m$ が算出される。

【0110】

時刻 $t 3 (> t 2)$ において変速制御が開始され、時刻 $t 5 (> t 3)$ において変速制御が終了する。時刻 $t 3$ から時刻 $t 5$ までの期間が、変速制御中の期間である。

【0111】

時刻 $t 3$ から時刻 $t 4 (t 5 > t 4 > t 3)$ までの期間では、ブレーキ $B 1$ の断接を制御する変速制御油圧 $P b 1$ がハイ状態からロー状態へ次第に変化させられる。一方、時刻 $t 4$ から時刻 $t 5$ までの期間では、クラッチ $C 2$ の断接を制御する変速制御油圧 $P c 2$ がロー状態からハイ状態へ次第に変化させられる。このように、時刻 $t 3$ から時刻 $t 5$ までの変速制御中の期間において、A T 2 速ギヤ段から A T 3 速ギヤ段への切り替えは、ブレーキ $B 1$ の解放作動とクラッチ $C 2$ の係合作動とがアンダーラップ状態で実行される所謂クラッチツウクラッチ変速により実行される。

【0112】

10

20

30

40

50

時刻 t_4 から時刻 t_5 までの期間では、MG 1 トルク T_g がトルク値 T_{g2} からトルク値 T_{g3} ($0 > T_{g3} > T_{g2}$) へ増加させられ (反力トルクである負トルクが減少させられ)、MG 1 回転速度 N_g が回転速度値 N_{g2} から回転速度値 N_{g3} まで増加させられる。

【0113】

時刻 t_3 から時刻 t_5 までの変速制御中の期間では、バッテリー 54 の充放電電力収支が電力収支目標値 P_{aim} となるように、過給圧の変更速度 V_{chg} が変更速度制限値 V_{chglm} によって制限される。本タイムチャートでは、発明の理解を容易とするため、変更速度制限値 V_{chglm} が零とされて過給圧 P_{chg} が変化せず、実エンジントルク T_{er} も変化しないように図示している。

【0114】

変速制御の終了時刻である時刻 t_5 以降に、変更速度制限値 V_{chglm} による制限が徐々に解除される。これにより、時刻 t_5 から時刻 t_6 ($> t_5$) までの期間では、過給圧 P_{chg} が圧力値 P_{chg2} から圧力値 P_{chg3} ($> P_{chg2}$) まで緩やかに増加する。すなわち、制限部 106 (図 1 参照) は、変速制御の終了後に変更速度制限値 V_{chglm} による制限を徐々に解除する。過給圧 P_{chg} の増加に応じて、時刻 t_5 から時刻 t_7 ($> t_6$) までの期間では、実エンジントルク T_{er} がトルク値 T_{e2} からトルク値 T_{e3} ($> T_{e2}$) まで増加させられる。なお、トルク値 T_{e3} は、運転者が要求する要求エンジントルク T_{edem} である。

【0115】

時刻 t_5 から時刻 t_7 までの期間では、エンジン 12 の点火時期を遅らせる点火遅角制御が実行されることで、実エンジントルク T_{er} が緩やかに増加する。実エンジントルク T_{er} の増加に応じて、MG 1 トルク T_g がトルク値 T_{g3} から次第に減少させられる (反力トルクである負トルクが増加させられる)。すなわち、エンジン制御部 108 (図 1 参照) は、変速制御の終了後に遅角制御を実行してトルク調整を行う。

【0116】

また、時刻 t_5 から時刻 t_7 までの期間では、過給圧の変更速度 V_{chg} が制限されることに伴う要求エンジントルク T_{edem} (トルク値 T_{e3}) と実エンジントルク T_{er} との差 T_e に基づく中間伝達部材 76 に出力されるトルクのずれを補償するように、第 2 回転機 MG 2 から一点鎖線に示すようにアシストトルクが出力される。

【0117】

つぎに、過給圧の変更速度 V_{chg} が変更速度制限値 V_{chglm} により制限されていない場合のタイムチャート (破線) について説明する。なお、過給圧の変更速度 V_{chg} が変更速度制限値 V_{chglm} により制限されていない場合のタイムチャートにおいて、前述した過給圧の変更速度 V_{chg} が変更速度制限値 V_{chglm} により制限された場合と同じである箇所についてはその説明を適宜省略する。

【0118】

時刻 t_2 においてエンジン回転速度 N_e が回転速度値 N_{e2} まで上昇させられているため、時刻 t_2 以降も変更速度制限値 V_{chglm} により制限されることなく過給圧 P_{chg} が圧力値 P_{chg3} まで上昇させられる。このように、過給圧の変更速度 V_{chg} が制限された場合には、時刻 t_6 で過給圧 P_{chg} が圧力値 P_{chg3} まで上昇させられたが、過給圧の変更速度 V_{chg} が制限されていない場合には、時刻 t_6 よりも早期に過給圧 P_{chg} が圧力値 P_{chg3} まで上昇させられる。これにより、実エンジントルク T_{er} が早期に要求エンジントルク T_{edem} (トルク値 T_{e3}) まで増加させられる。

【0119】

本実施例の電子制御装置 100 が搭載された車両 10 は、過給機 18 を有するエンジン 12、第 1 回転機 MG 1、エンジン 12 が動力伝達可能に連結された第 1 回転要素 RE 1 と第 1 回転機 MG 1 が動力伝達可能に連結された第 2 回転要素 RE 2 と駆動輪 16 に動力伝達可能な中間伝達部材 76 が連結された第 3 回転要素 RE 3 とを有する差動機構 80、中間伝達部材 76 に動力伝達可能に連結された第 2 回転機 MG 2、及び第 1 回転機 MG 1 および第 2 回転機 MG 2 の各々に対して電力を授受するバッテリー 54 を備え、差動機構 8

10

20

30

40

50

0と駆動輪16との間に有段変速部60が設けられている。

【0120】

本実施例によれば、(a)バッテリー54の充放電電力収支が電力収支目標値 P_{aim} となるように変速制御を行う駆動力制御部104と、(b)変速制御中においてバッテリー54の充放電可能電力 W_{in} , W_{out} が制限される場合には、過給機18による過給圧の変更速度 V_{chg} を制限し、充放電可能電力 W_{in} , W_{out} の制限が大きい場合には小さい場合に比べて過給圧の変更速度 V_{chg} の制限を大きくする制限部106と、が備えられる。有段変速部60の変速制御中において過給圧 P_{chg} の応答遅れが生じると、実エンジントルク T_{er} のばらつきが大きくなりやすく、バッテリー54の充放電電力収支のバランスが取り難くなり、特にバッテリー54の充放電可能電力 W_{in} , W_{out} が制限される場合には、充放電電力収支のバランスが取り難くなる。有段変速部60の変速制御中において、充放電可能電力 W_{in} , W_{out} の制限が大きい場合には、小さい場合に比べて過給圧の変更速度 V_{chg} の制限が大きくされて実エンジントルク T_{er} のばらつきが低減される。これにより、有段変速部60の変速制御中における充放電電力収支のバランスが取りやすくなって充放電電力収支のバランスの悪化が抑制される。

10

【0121】

本実施例によれば、制限部106は、有段変速部60におけるAT入力軸76の回転速度変化率 dN_{ati}/dt が大きい場合には小さい場合に比べて過給圧の変更速度 V_{chg} の制限を大きくする。速やかな変速のために変速時間を短くすると、有段変速部60におけるAT入力軸76の回転速度変化率 dN_{ati}/dt すなわち同値である差動機構80の回転速度変化率 $d\omega_m/dt$ が大きくなる。変速制御中において有段変速部60におけるAT入力軸76の回転速度変化率 dN_{ati}/dt が大きい場合(差動機構80の回転速度変化率 $d\omega_m/dt$ が大きい場合)には、小さい場合に比べて過給圧 P_{chg} の応答遅れによる実エンジントルク T_{er} のばらつきが大きくなりやすく、バッテリー54の充放電電力収支のバランスが取り難くなる。有段変速部60におけるAT入力軸76の回転速度変化率 dN_{ati}/dt が大きい場合には、小さい場合に比べて過給圧の変更速度 V_{chg} の制限が大きくされることで実エンジントルク T_{er} のばらつきが低減される。これにより、有段変速部60の変速制御中における充放電電力収支のバランスが取りやすくなって充放電電力収支のバランスの悪化が抑制される。

20

【実施例2】

【0122】

図13は、本発明の実施例2に係る電子制御装置200が搭載されるハイブリッド車両210の概略構成図であると共に、ハイブリッド車両210における各種制御のための制御機能の要部を表す機能ブロック図である。ハイブリッド車両210(以下、「車両210」と記す。)は、エンジン12、第1回転機MG1、第2回転機MG2、動力伝達装置214、及び駆動輪16を備える。実施例2について、前述の実施例1と機能において実質的に共通する部分には同一の符号を付して説明を適宜省略する。

30

【0123】

エンジン12は、後述する電子制御装置200によって車両210に備えられたエンジン制御装置50が制御されることにより、エンジントルク T_e が制御される。

【0124】

第1回転機MG1及び第2回転機MG2は、各々、車両210に備えられたインバータ52を介して、車両210に備えられたバッテリー54に接続されている。第1回転機MG1及び第2回転機MG2は、各々、後述する電子制御装置200によってインバータ52が制御されることにより、MG1トルク T_g 及びMG2トルク T_m が制御される。

40

【0125】

動力伝達装置214は、ケース256内に、有段変速部258、無段変速部260、ドリブンギヤ262、ドリブン軸264、ファイナルギヤ266、ディファレンシャルギヤ268、リダクションギヤ270等を備える。有段変速部258と無段変速部260とは、有段変速部258の入力回転部材である入力軸272と同軸心に配置されている。有段変速部258は、入力軸272などを介してエンジン12に連結されている。無段変速部

50

260は、有段変速部258と直列に連結されている。ドリブンギヤ262は、無段変速部260の出力回転部材であるドライブギヤ274と噛み合っている。ドリブン軸264は、ドリブンギヤ262とファイナルギヤ266とを各々相対回転不能に固設する。ファイナルギヤ266は、ドリブンギヤ262よりも小径である。ディファレンシャルギヤ268は、デフリングギヤ268aを介してファイナルギヤ266と噛み合っている。リダクションギヤ270は、ドリブンギヤ262よりも小径であって、ドリブンギヤ262と噛み合っている。リダクションギヤ270には、入力軸272とは別にその入力軸272と平行に配置された、第2回転機MG2のロータ軸276が連結されており、第2回転機MG2がドリブンギヤ262に動力伝達可能に接続されている。動力伝達装置214は、ディファレンシャルギヤ268に連結された車軸78等を備える。

10

【0126】

このように構成された動力伝達装置214は、FF（フロントエンジン・フロントドライブ）方式或いはRR（リアエンジン・リアドライブ）方式の車両に好適に用いられる。動力伝達装置214では、エンジン12、第1回転機MG1、及び第2回転機MG2から各々出力される動力は、ドリブンギヤ262へ伝達される。ドリブンギヤ262へ伝達された動力は、ファイナルギヤ266、ディファレンシャルギヤ268、車軸78等を順次介して駆動輪16へ伝達される。動力伝達装置214における有段変速部258、無段変速部260、ドリブンギヤ262、ドリブン軸264、ファイナルギヤ266、ディファレンシャルギヤ268、及び車軸78が、エンジン12と駆動輪16との間に設けられた動力伝達経路PTを構成している。このように、第2回転機MG2はリダクションギヤ270を介して動力伝達経路PTに動力伝達可能に接続され、第2回転機MG2は駆動輪16に動力伝達可能に接続されている。

20

【0127】

有段変速部258は、第1遊星歯車機構280、クラッチC1、及びブレーキB1を備える。第1遊星歯車機構280は、サンギヤS0、キャリアCA0、及びリングギヤR0を備える公知のシングルピニオン型の遊星歯車装置である。無段変速部260は、第2遊星歯車機構282を備える。第2遊星歯車機構282は、サンギヤS1、キャリアCA1、及びリングギヤR1を備える公知のシングルピニオン型の遊星歯車装置である。

【0128】

クラッチC1及びブレーキB1は、車両210に備えられた油圧制御回路284が後述する電子制御装置200によって制御されることにより、油圧制御回路284から出力される調圧された各油圧に応じて、各々、係合や解放などの状態である作動状態が切り替えられる。

30

【0129】

第1遊星歯車機構280、第2遊星歯車機構282、クラッチC1、及びブレーキB1は、図13に示すように連結されている。

【0130】

クラッチC1及びブレーキB1が共に解放された状態においては、第1遊星歯車機構280の差動が許容される。この状態では、サンギヤS0にてエンジントルク T_e の反力トルクが取れないため、有段変速部258は機械的な動力伝達が不能な中立状態すなわちニュートラル状態とされる。クラッチC1が係合され且つブレーキB1が解放された状態においては、第1遊星歯車機構280は各回転要素が一体となって回転させられる。この状態では、エンジン12の回転は等速でリングギヤR0からキャリアCA1へ伝達される。クラッチC1が解放され且つブレーキB1が係合された状態においては、第1遊星歯車機構280はサンギヤS0の回転が止められ、リングギヤR0の回転がキャリアCA0の回転よりも増速される。この状態では、エンジン12の回転は増速されてリングギヤR0から出力される。

40

【0131】

このように、有段変速部258は、その変速比が「1.0」の直結状態となるローギヤと、その変速比が例えば「0.7」のオーバードライブ状態となるハイギヤと、に切り替

50

え可能な２段の有段変速機として機能する。クラッチＣ１及びブレーキＢ１が共に係合された状態においては、第１遊星歯車機構２８０は各回転要素の回転が止められる。この状態では、有段変速部２５８の出力回転部材であるリングギヤＲ０の回転が停止させられることで、無段変速部２６０の入力回転部材であるキャリアＣＡ１の回転が停止させられる。

【０１３２】

第２遊星歯車機構２８２では、第１回転要素ＲＥ１に対応するキャリアＣＡ１にエンジン１２が動力伝達可能に連結され、第２回転要素ＲＥ２に対応するサンギヤＳ１に第１回転機ＭＧ１が動力伝達可能に連結され、第３回転要素ＲＥ３に対応するリングギヤＲ１に駆動輪１６に動力伝達可能なドライブギヤ２７４が連結されている。サンギヤＳ１は、第１回転機ＭＧ１のロータ軸２８６に一体的に連結されており、第１回転機ＭＧ１が動力伝達可能に連結された回転要素である。リングギヤＲ１は、ドライブギヤ２７４に一体的に連結されており、駆動輪１６に動力伝達可能に連結された回転要素であり、且つ、無段変速部２６０の出力回転部材として機能する。なお、ドライブギヤ２７４は、本発明における「伝達部材」に相当し、第２遊星歯車機構２８２は、本発明における「差動機構」に相当する。

10

【０１３３】

第２遊星歯車機構２８２は、有段変速部２５８を介してキャリアＣＡ１に入力されるエンジン１２の動力を第１回転機ＭＧ１及びドライブギヤ２７４に機械的に分割する動力分割機構である。つまり、第２遊星歯車機構２８２は、エンジン１２の動力を駆動輪１６と第１回転機ＭＧ１とに分割して伝達する差動機構である。第２遊星歯車機構２８２において、キャリアＣＡ１は入力要素として機能し、サンギヤＳ１は反力要素として機能し、リングギヤＲ１は出力要素として機能する。無段変速部２６０は、第２遊星歯車機構２８２に動力伝達可能に連結された第１回転機ＭＧ１の運転状態が制御されることにより第２遊星歯車機構２８２の差動状態（すなわち無段変速部２６０の差動状態）が制御される電気式変速機構例えば電気式無段変速機を構成する。無段変速機である無段変速部２６０は、動力伝達経路ＰＴに設けられている。第１回転機ＭＧ１は、エンジン１２の動力が伝達される回転機である。有段変速部２５８はオーバードライブであるので、第１回転機ＭＧ１の高トルク化が抑制される。

20

【０１３４】

図１４は、各走行モードとそれに用いられるクラッチＣ１及びブレーキＢ１の作動状態の組み合わせとの関係を説明する係合作動表である。図１４において、「」は係合状態を示し、「空欄」は解放状態を示し、「」は回転停止状態のエンジン１２を連れ回し状態とするエンジンプレーキの併用時にクラッチＣ１及びブレーキＢ１のいずれか一方を係合状態とすることを示している。また、「」は第１回転機ＭＧ１を主にジェネレータとして機能させることを示し、「」は第１回転機ＭＧ１及び第２回転機ＭＧ２の各々を駆動時には主にモータとして機能させ、回生制御時には主にジェネレータとして機能させることを示している。車両１０は、走行モードとして、ＥＶ走行モード及びＨＶ走行モードを選択的に実現することができる。ＥＶ走行モードは、単独駆動ＥＶモードと両駆動ＥＶモードとの２つのモードを有している。

30

【０１３５】

単独駆動ＥＶ走行モードは、エンジン１２を走行用駆動力源とせず且つ第２回転機ＭＧ２のみを走行用駆動力源とした走行モードである。単独駆動ＥＶ走行モードは、クラッチＣ１及びブレーキＢ１が共に解放された状態で実現される。単独駆動ＥＶ走行モードでは、クラッチＣ１及びブレーキＢ１が解放されることで、有段変速部２５８がニュートラル状態とされる。有段変速部２５８がニュートラル状態とされると、無段変速部２６０はリングギヤＲ０に連結されたキャリアＣＡ１にてＭＧ１トルク T_g の反力トルクが取れないニュートラル状態とされる。この状態で、電子制御装置２００は、第２回転機ＭＧ２から走行用のＭＧ２トルク T_m を出力させる。単独駆動ＥＶ走行モードでは、前進走行時に対して第２回転機ＭＧ２を逆回転させて後進走行することも可能である。

40

【０１３６】

50

単独駆動EV走行モードでは、リングギヤR0はキャリアCA1に連れ回されるが、有段変速部258はニュートラル状態にあるので、エンジン12は連れ回されずゼロ回転で停止状態とされる。よって、単独駆動EV走行モードでの走行中に第2回転機MG2にて回生制御を行う場合、回生電力量を大きく取ることができる。単独駆動EV走行モードでの走行時に、バッテリー54が満充電状態となり回生エネルギーが取れない場合、エンジンブレーキを併用することが考えられる。エンジンブレーキを併用する場合は、ブレーキB1又はクラッチC1が係合される。ブレーキB1又はクラッチC1が係合されると、エンジン12は連れ回し状態とされて、エンジンブレーキが作用させられる。

【0137】

両駆動EV走行モードは、第1回転機MG1及び第2回転機MG2の両方を走行用駆動力源とした走行モードである。両駆動EV走行モードは、クラッチC1及びブレーキB1が共に係合された状態で実現される。両駆動EV走行モードでは、クラッチC1及びブレーキB1が係合されることで、第1遊星歯車機構280の各回転要素の回転が停止させられ、エンジン12がゼロ回転で停止状態とされ且つリングギヤR0に連結されたキャリアCA1の回転が停止させられる。キャリアCA1の回転が停止させられると、キャリアCA1にてMG1トルクTgの反力トルクが取れるため、MG1トルクTgがリングギヤR1から機械的に出力されて駆動輪16へ伝達され得る。この状態で、電子制御装置200は、第1回転機MG1及び第2回転機MG2から各々走行用のMG1トルクTg及びMG2トルクTmを出力させる。両駆動EV走行モードでは、前進走行時に対して第1回転機MG1及び第2回転機MG2が共に逆回転とされて後進走行とすることも可能である。

【0138】

HV走行モードは、少なくともエンジン12を走行用駆動力源とした走行モードである。HV走行モードのロー状態は、クラッチC1が係合された状態且つブレーキB1が解放された状態で実現される。HV走行モードのロー状態では、クラッチC1が係合されることで、第1遊星歯車機構280の回転要素が一体回転させられ、有段変速部258は直結状態とされる。そのため、エンジン12の回転は等速でリングギヤR0からキャリアCA1へ伝達される。HV走行モードのハイ状態は、ブレーキB1が係合された状態且つクラッチC1が解放された状態で実現される。HV走行モードのハイ状態では、ブレーキB1が係合されることで、サンギヤS0の回転が停止させられ、有段変速部258はオーバードライブ状態とされる。そのため、エンジン12の回転が加速されてリングギヤR0からキャリアCA1へ伝達される。HV走行モードにおいて、電子制御装置200は、エンジントルクTeに対する反力トルクとなるMG1トルクTgを第1回転機MG1での発電により出力させると共に、第1回転機MG1による発電電力Wgにより第2回転機MG2からMG2トルクTmを出力させる。HV走行モードでは例えばHV走行モードのロー状態では、前進走行時に対して第2回転機MG2が逆回転とされて後進走行とすることも可能である。HV走行モードでは、バッテリー54からの電力を用いたMG2トルクTmを更に付加して走行することも可能である。HV走行モードでは、例えば車速Vが比較的高く且つ要求駆動トルクTwdemが比較的低い場合には、HV走行モードのうちのハイ状態が成立させられる。

【0139】

図13に戻り、車両210は、エンジン12、第1回転機MG1、及び第2回転機MG2などの制御に関連する車両210の制御装置を含むコントローラとしての電子制御装置200を備える。電子制御装置200は、前述の実施例1で示した電子制御装置100と略同じ構成である。電子制御装置200には、電子制御装置100に入力されるのと同様の各種信号等が入力される(本実施例では、出力回転速度センサ90により駆動輪16の回転に拘束されるドライブギヤ274の回転速度が出力回転速度No[rpm]として検出されて入力される)。電子制御装置200からは、電子制御装置100が出力するのと同様の各種指令信号が出力される。電子制御装置200は、電子制御装置100と同様に、判定部102、駆動力制御部104、制限部106、エンジン制御部108、MG1制御部110、MG2制御部112、及び油圧制御部114の各機能と同等の機能を有してい

10

20

30

40

50

る。なお、電子制御装置 200 は、本発明における「制御装置」に相当する。

【0140】

電子制御装置 200 の制御作動は、前述の実施例 1 における電子制御装置 100 と略同じであるが、実施例 1 では「有段変速部 60 での変速制御中」において実行されたが、本実施例では「車両 210 での加速制御中」において実行される点異なる。すなわち、前述した実施例 1 では「有段変速部 60 での変速制御中」における電子制御装置 100 の制御作動であったものが、本実施例では「車両 210 での加速制御中」における電子制御装置 200 の制御作動に替わっている点異なる。また、本実施例では、実施例 1 のように差動機構である第 2 遊星歯車機構 282 と駆動輪 16 との間には機械式変速機構が設けられていない点異なっている。これにより、変更速度制限値 V_{chglm} の算出は、加速制御中における充放電可能電力 W_{in} 、 W_{out} 、回転速度変化率 dN_g/dt 、及び過給応答遅れに依拠して行われる。そのため、本実施例では実施例 1 と異なる部分を中心に説明することとし、実施例 1 と共通する部分はその説明を適宜省略する。

10

【0141】

図 15 は、電子制御装置 200 の制御作動の要部を説明するフローチャートの一例である。図 15 は、車両 210 において加速制御が実行されることが決定された場合に実行される。

【0142】

まず、判定部 102 の機能に対応するステップ S110 において、充放電可能電力 W_{in} 、 W_{out} が制限されているか否かが判定される。ステップ S110 の判定が肯定された場合、ステップ S120 が実行される。ステップ S110 の判定が否定された場合、ステップ S140 が実行される。

20

【0143】

駆動力制御部 104 の機能に対応するステップ S120 において、加速制御中における電力収支目標値 P_{aim} が算出される。そしてステップ S130 が実行される。

【0144】

駆動力制御部 104 の機能に対応するステップ S130 において、加速制御が開始される。そしてステップ S132 が実行される。

【0145】

駆動力制御部 104 の機能に対応するステップ S132 において、電力収支目標値 P_{aim} に応じて、加速制御中における第 2 遊星歯車機構 282 の各回転要素（第 1 回転要素 RE1 に対応するキャリア CA1 の回転速度を表す e 軸、第 2 回転要素 RE2 に対応するサンギヤ S1 の回転速度を表す g 軸、及び第 3 回転要素 RE3 に対応するリングギヤ R1 の回転速度を表す m 軸）の回転速度変化率 d/dt の目標値が算出される。そしてステップ S134 が実行される。

30

【0146】

制限部 106 の機能に対応するステップ S134 において、加速制御中における充放電可能電力 W_{in} 、 W_{out} 、回転速度変化率 dN_g/dt 、及び過給応答遅れに応じて、変更速度制限値 V_{chglm} が算出される。そしてステップ S136 が実行される。

【0147】

駆動力制御部 104 の機能に対応するステップ S136 において、エンジン 12、第 1 回転機 MG1、第 2 回転機 MG2 がそれぞれ制御されて、車両 210 での加速制御が実行される。この加速制御中において、ステップ S134 で算出された変更速度制限値 V_{chglm} が適用有りとされる。すなわち、変更速度制限値 V_{chglm} を超過しないように過給圧の変更速度 V_{chg} が制限された状態でエンジン 12 が制御される。そしてステップ S138 が実行される。

40

【0148】

駆動力制御部 104 の機能に対応するステップ S138 において、加速制御が終了したか否かが判定される。ステップ S138 の判定が肯定された場合、リターンとなる。ステップ S138 の判定が否定された場合、ステップ S132 が再度実行される。

50

【 0 1 4 9 】

ステップ S 1 3 2 からステップ S 1 3 8 までが繰り返し実行されることで、バッテリー 5 4 の充放電電力収支が電力収支目標値 P_{aim} となるような第 2 遊星歯車機構 2 8 2 (差動機構) の各回転要素 R E 1 , R E 2 , R E 3 の回転速度変化率 d/dt の目標値に、実際の第 2 遊星歯車機構 2 8 2 の各回転要素 R E 1 , R E 2 , R E 3 の回転速度変化率 d/dt が制御される。これにより、バッテリー 5 4 の充放電電力収支が電力収支目標値 P_{aim} となるように加速制御が行われる。

【 0 1 5 0 】

駆動力制御部 1 0 4 の機能に対応するステップ S 1 4 0 において、加速制御が実行される。ステップ S 1 4 0 における加速制御中では、変更速度制限値 V_{chglm} が適用無しとされる。すなわち、過給圧の変更速度 V_{chg} は変更速度制限値 V_{chglm} の制約を受けることなくエンジン 1 2 が制御される。そしてリターンとなる。

10

【 0 1 5 1 】

本実施例の電子制御装置 2 0 0 が搭載された車両 2 1 0 は、過給機 1 8 を有するエンジン 1 2、第 1 回転機 M G 1、エンジン 1 2 が動力伝達可能に連結された第 1 回転要素 R E 1 と第 1 回転機 M G 1 が動力伝達可能に連結された第 2 回転要素 R E 2 と駆動輪 1 6 に動力伝達可能なドライブギヤ 2 7 4 が連結された第 3 回転要素 R E 3 とを有する第 2 遊星歯車機構 (差動機構) 2 8 2、ドライブギヤ 2 7 4 に動力伝達可能に連結された第 2 回転機 M G 2、及び第 1 回転機 M G 1 および第 2 回転機 M G 2 の各々に対して電力を授受するバッテリー 5 4 を備える。

20

【 0 1 5 2 】

本実施例によれば、(a) バッテリー 5 4 の充放電電力収支が電力収支目標値 P_{aim} となるように加速制御を行う駆動力制御部 1 0 4 と、(b) 加速制御中においてバッテリー 5 4 の充放電可能電力 W_{in} , W_{out} が制限される場合には、過給機 1 8 による過給圧の変更速度 V_{chg} を制限し、充放電可能電力 W_{in} , W_{out} の制限が大きい場合には小さい場合に比べて過給圧の変更速度 V_{chg} の制限を大きくする制限部 1 0 6 と、が備えられる。加速制御中において過給圧 P_{chg} の応答遅れが生じると、実エンジントルク T_{er} のばらつきが大きくなりやすく、バッテリー 5 4 の充放電電力収支のバランスが取り難くなり、特にバッテリー 5 4 の充放電可能電力 W_{in} , W_{out} が制限される場合には、充放電電力収支のバランスが取り難くなる。加速制御中において、充放電可能電力 W_{in} , W_{out} の制限が大きい場合には、小さい場合に比べて過給圧の変更速度 V_{chg} の制限が大きくされて実エンジントルク T_{er} のばらつきが低減される。これにより、加速制御中における充放電電力収支のバランスが取りやすくなって充放電電力収支のバランスの悪化が抑制される。

30

【 0 1 5 3 】

本実施例によれば、制限部 1 0 6 は、第 1 回転機 M G 1 の回転速度である M G 1 回転速度 N_g の回転速度変化率 dN_g/dt が大きい場合には小さい場合に比べて過給圧の変更速度 V_{chg} の制限を大きくする。速やかな加速のために加速時間を短くすると、第 1 回転機 M G 1 の回転速度変化率 dN_g/dt すなわち同値である第 2 遊星歯車機構 2 8 2 の回転速度変化率 d_g/dt が大きくなる。加速制御中において第 1 回転機 M G 1 の回転速度変化率 dN_g/dt が大きい場合 (第 2 遊星歯車機構 2 8 2 の回転速度変化率 d_g/dt が大きい場合) には、小さい場合に比べて過給圧 P_{chg} の応答遅れによる実エンジントルク T_{er} のばらつきが大きくなりやすく、バッテリー 5 4 の充放電電力収支のバランスが取り難くなる。第 1 回転機 M G 1 の回転速度変化率 dN_g/dt が大きい場合には、小さい場合に比べて過給圧の変更速度 V_{chg} の制限が大きくされることで実エンジントルク T_{er} のばらつきが低減される。これにより、加速制御中における充放電電力収支のバランスが取りやすくなって充放電電力収支のバランスの悪化が抑制される。

40

【 0 1 5 4 】

本実施例によれば、制限部 1 0 6 は、過給圧 P_{chg} の応答遅れが大きい場合には小さい場合に比べて過給圧の変更速度 V_{chg} の制限を大きくする。過給圧 P_{chg} の応答遅れが大きい場合には、小さい場合に比べて実エンジントルク T_{er} のばらつきが大きくなりやすく、

50

バッテリー54の充放電電力収支のバランスが取り難くなる。過給圧Pchgの応答遅れが大きい場合には、小さい場合に比べて過給圧の変更速度Vchgの制限が大きくされて実エンジントルクTerのばらつきが低減される。これにより、加速制御中における充放電電力収支のバランスが取りやすくなって充放電電力収支のバランスの悪化が抑制される。

【0155】

本実施例によれば、過給圧の変更速度Vchgが制限されることに伴う要求エンジントルクTedemと実エンジントルクTerとの差 $T_e (= T_{edem} - T_e)$ に基づく差動機構である第2遊星歯車機構282から伝達部材であるドライブギヤ274に出力されるトルクにずれをMG2トルクTmによって補償する補償部(MG2制御部112)がさらに備えられる。過給圧の変更速度Vchgが制限されることに伴い、要求エンジントルクTedemと実エンジントルクTerとの間に差 T_e が生じ、差動機構である第2遊星歯車機構282から伝達部材であるドライブギヤ274に出力されるトルクにずれが生じることになるが、このずれがMG2トルクTmによって補償されることで運転者の加速要求に応えることが可能となる。

10

【0156】

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、本発明はその他の態様においても適用される。

【0157】

前述の実施例1では、ギヤ段をAT2速ギヤ段からAT3速ギヤ段へ切り替えるアップシフトの変速制御中において過給圧の変更速度Vchgを制限する制御が実行されたが、これに限らず、例えばダウンシフトの変速制御中において実行されても良い。

20

【0158】

前述の実施例2では、加速制御中において過給圧の変更速度Vchgを制限する制御が実行されたが、これに限らず、例えば車両210での減速制御中において実行されても良い。バッテリー54の充放電電力収支が電力収支目標値 P_{aim} となるような第2遊星歯車機構282(差動機構)の各回転要素RE1, RE2, RE3の回転速度変化率 d/dt の目標値に、実際の第2遊星歯車機構282の各回転要素RE1, RE2, RE3の回転速度変化率 d/dt が制御されることにより、バッテリー54の充放電電力収支が電力収支目標値 P_{aim} となるように減速制御が行われる。また、前述の実施例1では、変速制御中において過給圧の変更速度Vchgを制限する制御が実行されたが、これに限らず、例えば実施例2と同様に加速制御中において実行されても良く、また、減速制御中において実行されても良い。加速制御、減速制御、及び変速制御は、本発明における駆動力制御部104が行う「駆動力制御」の一種であり、「駆動力制御」は、過給圧Pchgが変更されてエンジントルクTeが変更される制御である。例えば、「駆動力制御」は、アクセル開度 acc の増減に基づいて過給圧Pchgが変更されてエンジントルクTeが変更される制御である。このような駆動力制御中において充放電可能電力Win, Woutの制限が大きい場合には、小さい場合に比べて過給圧の変更速度Vchgの制限が大きくなることで、駆動力制御中における実エンジントルクTerのばらつきが低減されて充放電電力収支のバランスが取りやすくなり、充放電電力収支のバランスの悪化が抑制される。

30

【0159】

前述の実施例1では、変速制御中における充放電可能電力Win, Wout、回転速度変化率 dNg/dt 、回転速度変化率 $dNati/dt$ 、及び過給応答遅れの4つを変数として変更速度制限値Vchglmが算出され、前述の実施例2では、加速制御中における充放電可能電力Win, Wout、回転速度変化率 dNg/dt 、及び過給応答遅れの3つを変数として変更速度制限値Vchglmが算出されたが、この態様に限らない。例えば、これら4つ又は3つのうち少なくとも充放電可能電力Win, Woutを変数として変更速度制限値Vchglmが算出されれば良い。

40

【0160】

前述の実施例1, 2では、電力収支目標値 P_{aim} の基本値は $[(Wout + Win) / 2]$ とされていたが、これに限らない。例えば、電力収支目標値 P_{aim} の基本値が零とされ

50

ても良い。これにより変速制御の前後又は加速制御の前後において、バッテリー54への電力の入出力が抑制されるため、バッテリー54の電池寿命を延ばすことが可能となる。

【0161】

前述の実施例1, 2では、充放電電力が制限されていると判定されるのは、充電可能電力Winが所定の第1電力値未満である場合や放電可能電力Woutが所定の第2電力値未満である場合であったが、この判定は充電可能電力Winが所定の第1電力値未満である場合及び放電可能電力Woutが所定の第2電力値未満である場合の少なくとも一方が成立した場合で良い。また、充放電電力が制限されているか否かの判定は、例えば図7の関係に基づいてバッテリー温度Thbや充電状態値SOCで行われても良く、バッテリー54の劣化の進み具合に応じて行われても良い。例えば、予め実験的に定められたバッテリー54の劣化度(劣化の進み具合)とバッテリー充放電電流Ibatの電流値及び充放電回数の累積データとの関係からバッテリー54の劣化度が推定され、その推定された劣化度が所定の劣化度以上である場合に、バッテリー54の劣化の進行を抑制するために充放電電力が制限される。このような場合には、充放電電力が制限されていると判定される。なお、所定の劣化度は、バッテリー54の劣化の進行を抑制する必要があると判定するための予め定められた閾値である。

10

【0162】

前述の実施例1, 2では、変速制御又は加速制御の終了後に遅角制御が実行されてトルク調整が行われたが、これに限らない。例えば、変速制御又は加速制御の終了後に進角制御が実行されてトルク調整が行われても良い。

20

【0163】

前述の実施例1, 2では、前進走行において過給圧の変更速度Vchgを制限する制御が実行されたが、本発明は後進走行においても適用可能である。

【0164】

前述の実施例1では、キャリアCA1を回転不能に固定することができるロック機構としてワンウェイクラッチF0を例示したが、この態様に限らない。このロック機構は、例えば入力軸72とケース56とを選択的に連結する、噛合式クラッチ、クラッチやブレーキなどの油圧式摩擦係合装置、乾式の係合装置、電磁式摩擦係合装置、磁粉式クラッチなどの係合装置であっても良い。或いは、車両10は、必ずしもワンウェイクラッチF0を備える必要はない。

30

【0165】

前述の実施例2において、車両210は、有段変速部258を備えずエンジン12が無段変速部260に連結される車両であっても良い。また、無段変速部260は、第2遊星歯車機構282の回転要素に連結されたクラッチ又はブレーキの制御により差動作用が制限され得る機構であっても良い。また、第2遊星歯車機構282は、ダブルピニオン型の遊星歯車装置であっても良い。また、第2遊星歯車機構282は、複数の遊星歯車装置が相互に連結されることで4つ以上の回転要素を有する差動機構であっても良い。また、第2遊星歯車機構282は、エンジン12によって回転駆動されるピニオンと、そのピニオンに噛み合う一対のかさ歯車に第1回転機MG1及びドライブギヤ274が各々連結された差動歯車装置であっても良い。また、第2遊星歯車機構282は、2以上の遊星歯車装置がそれらを構成する一部の回転要素で相互に連結された構成において、それらの遊星歯車装置の回転要素にそれぞれエンジン12、第1回転機MG1、駆動輪16が動力伝達可能に連結される機構であっても良い。

40

【0166】

前述の実施例1, 2では、過給機18は、公知の排気タービン式の過給機であったが、この態様に限らない。例えば、過給機18は、エンジン或いは電動機によって回転駆動される機械ポンプ式の過給機であっても良い。また、過給機として、排気タービン式の過給機と機械ポンプ式の過給機とが併用で設けられても良い。

【0167】

なお、上述したのはあくまでも本発明の実施例であり、本発明はその趣旨を逸脱しない

50

範囲において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。

【符号の説明】

【 0 1 6 8 】

1 0、2 1 0 : ハイブリッド車両

1 2 : エンジン

1 6 : 駆動輪

1 8 : 過給機

5 4 : バッテリ (蓄電装置)

7 6 : 中間伝達部材 (伝達部材、A T 入力軸)

10

8 0 : 差動機構

1 0 0、2 0 0 : 電子制御装置 (制御装置)

1 0 4 : 駆動力制御部

1 0 6 : 制限部

1 1 2 : M G 2 制御部 (補償部)

2 7 4 : ドライブギヤ (伝達部材)

2 8 2 : 第 2 遊星歯車機構 (差動機構)

C A 1 : キャリア (第 1 回転要素)

M G 1 : 第 1 回転機

M G 2 : 第 2 回転機

20

N g : M G 1 回転速度 (第 1 回転機の回転速度)

P chg : 過給圧

R 1 : リングギヤ (第 3 回転要素)

S 1 : サンギヤ (第 2 回転要素)

T er : 実エンジントルク

T edem : 要求エンジントルク

T m : M G 2 トルク (第 2 回転機のトルク)

V chg : 過給圧の変更速度

W in : 充電可能電力

W out : 放電可能電力

30

d N at i / d t : 回転速度変化率 (A T 入力軸の回転速度変化率)

d N g / d t : 回転速度変化率 (第 1 回転機の回転速度変化率)

P aim : 電力収支目標値

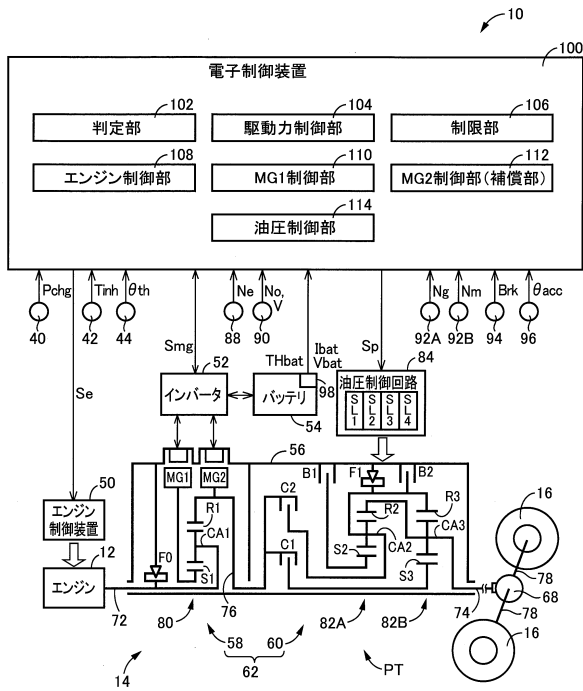
T e : 差

40

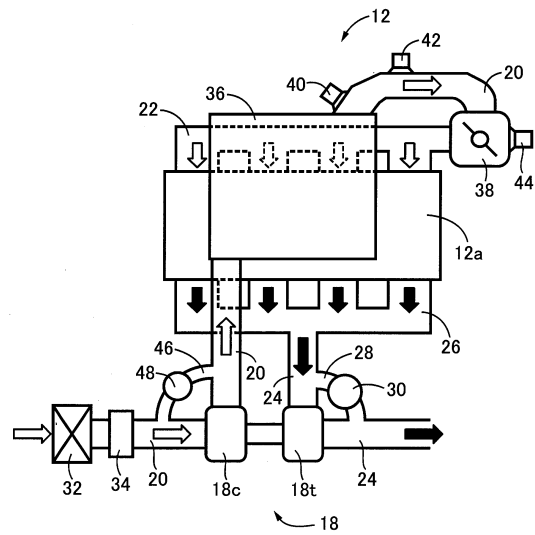
50

【図面】

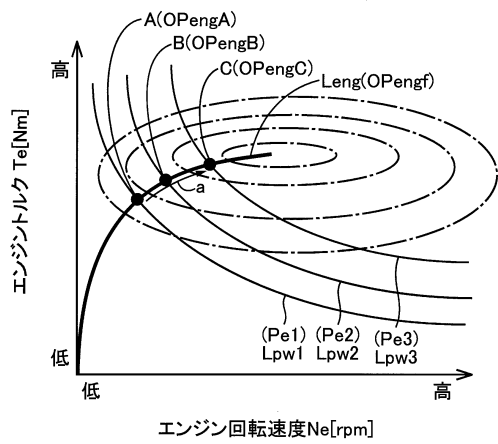
【図1】



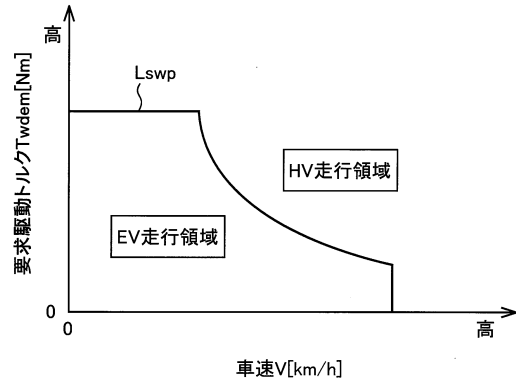
【図2】



【図3】



【図4】



10

20

30

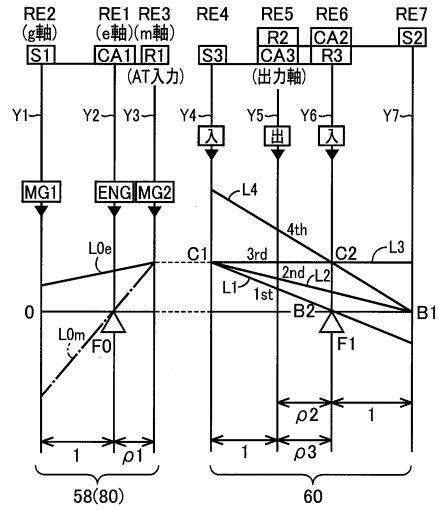
40

50

【 図 5 】

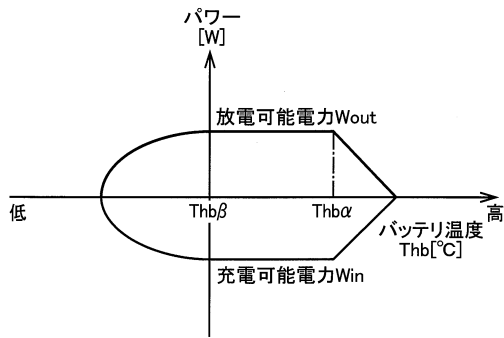
ATギヤ段	C1	C2	B1	B2	F1
1st	○			△	○
2nd	○		○		
3rd	○	○			
4th		○	○		
Rev	○			○	

【 図 6 】

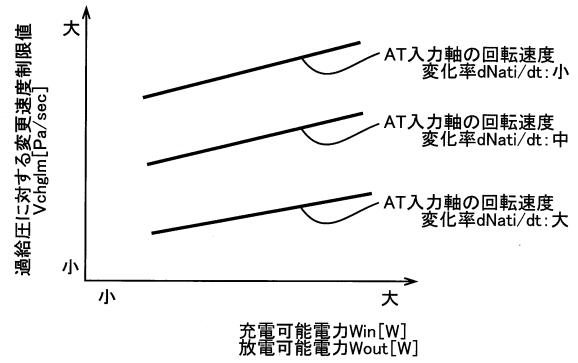


10

【 図 7 】



【 図 8 】



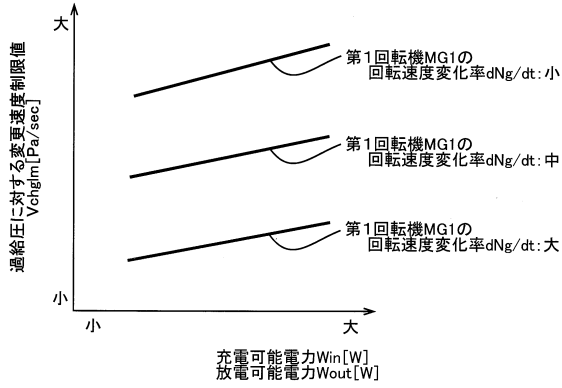
20

30

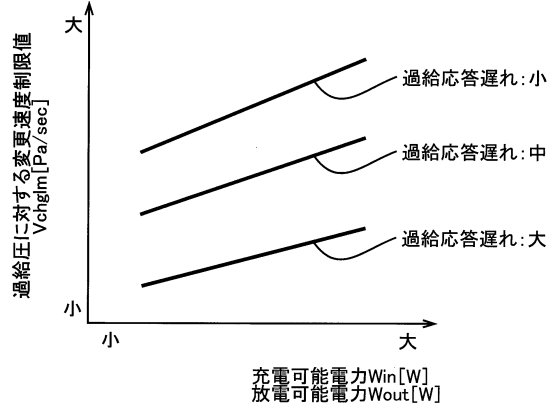
40

50

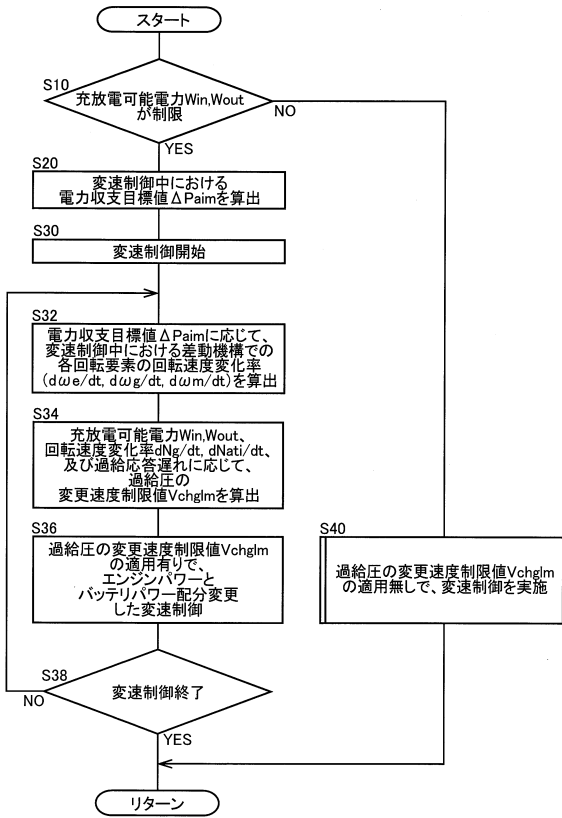
【 図 9 】



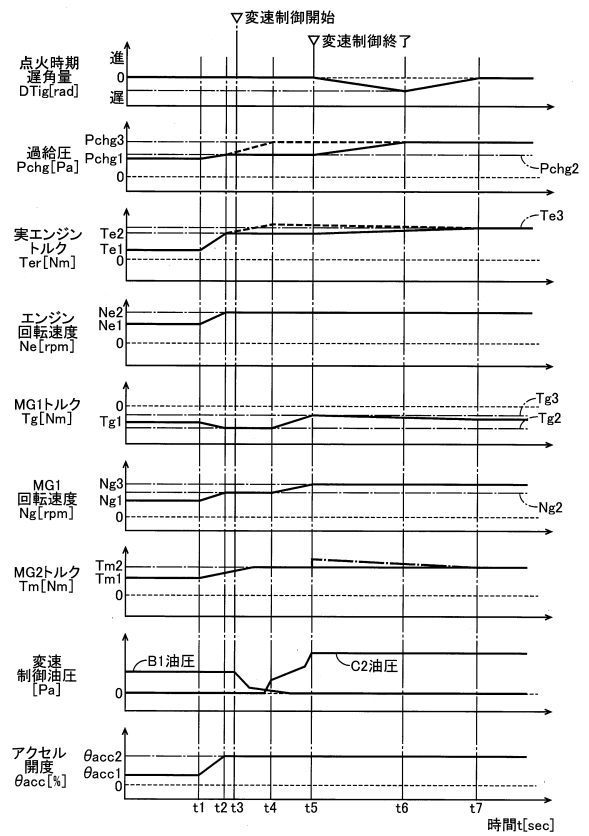
【 図 10 】



【 図 11 】



【 図 12 】



10

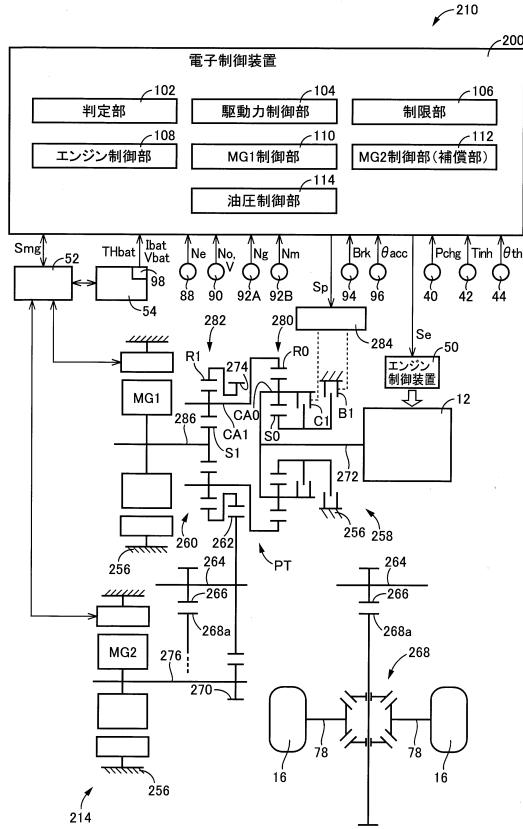
20

30

40

50

【 図 1 3 】



【 図 1 4 】

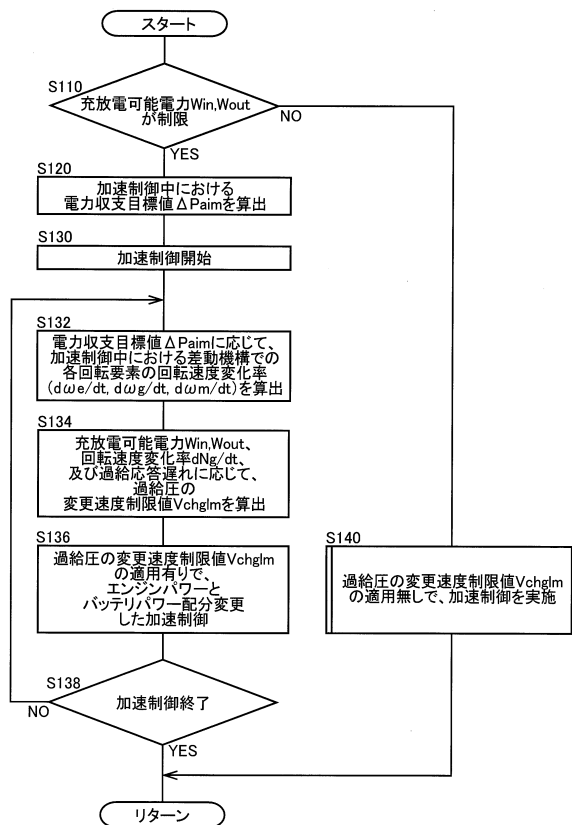
走行モード			C1	B1	MG1	MG2
EV	前進/後進	単独駆動			G	M
		エンブレ併用	△	△	G	M
	両駆動	○	○	M	M	
HV	前進	ハイ		○	G	M
		ロー	○		G	M
	後進	ロー	○		G	M

○:係合 △:エンジンブレーキ併用時どちらか係合
G:主にジェネレータ M:主にモータ、但し回生時ジェネレータ

10

20

【 図 1 5 】



30

40

50

フロントページの続き

(51)国際特許分類

F I

B 6 0 K	6/547(2007.10)	B 6 0 K	6/547	
B 6 0 L	15/20 (2006.01)	B 6 0 L	15/20	S
B 6 0 L	50/16 (2019.01)	B 6 0 L	15/20	K
B 6 0 L	50/60 (2019.01)	B 6 0 L	50/16	
B 6 0 L	58/12 (2019.01)	B 6 0 L	50/60	
B 6 0 L	9/18 (2006.01)	B 6 0 L	58/12	
		B 6 0 L	9/18	P

動車株式会社内

(72)発明者 土田 康隆

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 上野 力

(56)参考文献 特開2015-223907(JP,A)

特開2013-159314(JP,A)

特開2013-133085(JP,A)

特開2004-11456(JP,A)

(58)調査した分野 (Int.Cl., DB名)

B 6 0 W 1 0 / 0 6

B 6 0 K 6 / 4 4 5

B 6 0 W 1 0 / 0 8

B 6 0 W 1 0 / 2 6

B 6 0 W 2 0 / 1 3

B 6 0 K 6 / 5 4 7

B 6 0 L 1 5 / 2 0

B 6 0 L 5 0 / 1 6

B 6 0 L 5 0 / 6 0

B 6 0 L 5 8 / 1 2

B 6 0 L 9 / 1 8