

(19) 日本国特許庁(JP)

## (12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第6160478号  
(P6160478)

(45) 発行日 平成29年7月12日(2017.7.12)

(24) 登録日 平成29年6月23日(2017.6.23)

(51) Int.Cl.	F 1			
<b>B60K 6/36</b>	<b>(2007.10)</b>	B 60 K	6/36	Z H V
<b>B60K 6/445</b>	<b>(2007.10)</b>	B 60 K	6/445	
<b>B60K 6/405</b>	<b>(2007.10)</b>	B 60 K	6/405	
<b>F16H 57/021</b>	<b>(2012.01)</b>	F 16 H	57/021	

請求項の数 10 (全 18 頁)

(21) 出願番号	特願2013-269178 (P2013-269178)
(22) 出願日	平成25年12月26日 (2013.12.26)
(65) 公開番号	特開2015-123844 (P2015-123844A)
(43) 公開日	平成27年7月6日 (2015.7.6)
審査請求日	平成28年2月11日 (2016.2.11)

(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	杉山 正隆 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
(72) 発明者	茨木 隆次 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駆動装置

## (57) 【特許請求の範囲】

## 【請求項1】

エンジンと電動機とが異なる回転軸心上に配置されるハイブリッド車両の駆動装置であつて、

前記電動機のロータ軸と共に回転軸心まわりに回転可能に配置され、該電動機のロータ軸と動力伝達可能に接続され、且つ、前記エンジンからの動力が伝達されるドリブンギヤが形成されているドリブンギヤ軸と、

前記電動機のロータ軸と共に回転軸心まわりに回転可能に配置されるとともに、少なくとも一部が前記ドリブンギヤ軸と径方向において重なる位置に配置され、且つ、前記ロータ軸と動力伝達可能に接続されるとともに、駆動輪に動力伝達可能に接続されている出力軸と、

前記電動機のロータ軸を出力側で回転可能に支持する第1軸受装置と、

前記ドリブンギヤ軸および前記出力軸のうち内周側に配置される一方の回転軸を回転可能に支持する第2軸受装置と、

前記ドリブンギヤ軸および前記出力軸のうち内周側に配置される一方の回転軸の外周と前記ロータ軸の内周または前記ドリブンギヤ軸および前記出力軸のうち外周側に配置される他方の回転軸の内周との間に介挿されて、該一方の回転軸を回転可能に支持する第3軸受装置と、

を含むことを特徴とするハイブリッド車両の駆動装置。

## 【請求項2】

10

20

前記ドリブンギヤ軸および前記出力軸のうち外周側に配置される一方の回転軸を回転可能に支持する軸受装置が、前記第3の軸受装置と少なくとも一部が径方向で重なる位置に配置されていることを特徴とする請求項1のハイブリッド車両の駆動装置。

【請求項3】

前記ドリブンギヤ軸および前記出力軸のうち外周側に配置される一方の回転軸を回転可能に支持する前記軸受装置は、非回転部材であるケースに固定されて支持される第4軸受装置であることを特徴とする請求項2のハイブリッド車両の駆動装置。

【請求項4】

前記第3軸受装置は、ニードルベアリングであることを特徴とする請求項1乃至3の何れか1のハイブリッド車両の駆動装置。

【請求項5】

前記ドリブンギヤ軸は、前記出力軸の外周側に配置され、

前記出力軸は、前記ロータ軸と嵌合されることで該ロータ軸と動力伝達可能に接続され、

前記出力軸は、前記第2軸受装置によって支持され、

前記出力軸の外周と前記ドリブンギヤ軸の内周との間に前記第3軸受装置が介挿され、

前記ドリブンギヤ軸は、軸方向の前記電動機側において少なくとも2個の軸受から成る前記第4軸受装置によって片持ち状態で回転可能に支持されていることを特徴とする請求項3のハイブリッド車両の駆動装置。

【請求項6】

前記ドリブンギヤ軸は、前記出力軸の内周側に配置され、

前記ドリブンギヤ軸は、前記ロータ軸と嵌合されることで該ロータ軸と動力伝達可能に接続され、

前記ドリブンギヤ軸は、前記第2軸受装置によって支持され、

前記ドリブンギヤ軸の外周と前記出力軸の内周との間に前記第3軸受装置が介挿され、

前記出力軸は、軸方向の前記電動機側において少なくとも2個の軸受から成る前記第4軸受装置によって片持ち状態で回転可能に支持されていることを特徴とする請求項3のハイブリッド車両の駆動装置。

【請求項7】

前記第4軸受装置は、非回転部材である前記ケースに固定されている別体のリテーナによって支持されていることを特徴とする請求項5または6のハイブリッド車両の駆動装置。

【請求項8】

前記ドリブンギヤ軸は、前記出力軸の外周側に配置され、

前記出力軸は、前記ロータ軸と嵌合されることで該ロータ軸と動力伝達可能に接続され、

前記ロータ軸と前記ドリブンギヤ軸とが一体形成されていることを特徴とする請求項1のハイブリッド車両の駆動装置。

【請求項9】

前記第1軸受装置と前記第3軸受装置とは、径方向において少なくとも一部が重なる位置に配置されていることを特徴とする請求項8のハイブリッド車両の駆動装置。

【請求項10】

軸方向において前記ドリブンギヤ軸と前記出力軸との間に、それらの間の軸方向荷重を受けるスラスト軸受が介挿されるように構成されていることを特徴とする請求項5乃至7の何れか1のハイブリッド車両の駆動装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、ハイブリッド車両の駆動装置に係り、特に、エンジンと電動機とが異なる回転軸心上に配置される駆動装置の構造に関するものである。

10

20

30

40

50

**【背景技術】****【0002】**

エンジンと電動機とを備えるハイブリッド車両の駆動装置において、そのエンジンと電動機とを異なる回転軸に配置する構造のものが提案されている。例えば特許文献1乃至特許文献4に記載のハイブリッド駆動装置もその一例である。このように、エンジンと電動機とが異なる回転軸心上に配置されることで、エンジンと電動機とが共通の回転軸心上に配置される場合に比べて、駆動装置の軸長を短くすることができる。

**【先行技術文献】****【特許文献】****【0003】**

10

【特許文献1】特開2012-17007号公報

【特許文献2】特開2001-246953号公報

【特許文献3】特開2006-341849号公報

【特許文献4】特開2013-23036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、特許文献1の図6に記載の車両用ハイブリッド駆動装置70にあっては、エンジン12からの動力が電気式差動部18、チェーン76、およびロータシャフト22aを介して第2出力軸22bに伝達されるとともに、第2電動機MG2の動力がロータシャフト22aを介して第2出力軸22bに伝達されるように構成されている。また、ロータシャフト22aと第2出力軸22bとは、スプライン嵌合によって動力伝達可能に接続されている。また、特許文献4の図1に記載のハイブリッド車両用駆動装置10にあっては、エンジンからの動力が動力分配機構28、複合ギヤ軸40、カウンタ軸18等を介して駆動輪に伝達されるとともに、第2電動機MG2の駆動力が動力伝達軸20、カウンタ軸18等を介して駆動輪に伝達されるように構成されている。これら特許文献1および特許文献4の回転部材の支持構造は基本的には同様の構造をとっているが、特許文献1の車両用ハイブリッド駆動装置70は、特許文献4のハイブリッド車両用駆動装置10の動力伝達経路と異なり、エンジン12の動力が第2電動機MG2のロータシャフト22aを介して駆動輪に伝達されるように動力伝達経路が構成されている。しかしながら、特許文献1には、この動力伝達経路を支持する構造について記載されていない。また、特許文献1において、この動力伝達経路の支持剛性を高めるために新たに軸受装置を設置する場合であっても、スペースの制約もあり新規に軸受装置を設置するのは困難である。

20

**【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、エンジンと電動機とが異なる回転軸心上に配置されるハイブリッド車両の駆動装置において、スペースをとることなくエンジンおよび電動機から動力が伝達される回転軸の支持剛性を高めて振動および騒音を抑制できる構造を提供することにある。

30

**【課題を解決するための手段】****【0006】**

40

上記目的を達成するための、第1発明の要旨とするところは、(a)エンジンと電動機とが異なる回転軸心上に配置されるハイブリッド車両の駆動装置であって、(b)前記電動機のロータ軸と共に回転可能に配置され、該電動機のロータ軸と動力伝達可能に接続され、且つ、前記エンジンからの動力が伝達されるドリブンギヤが形成されているドリブンギヤ軸と、(c)前記電動機のロータ軸と共に回転可能に配置されるとともに、少なくとも一部が前記ドリブンギヤ軸と径方向において重なる位置に配置され、且つ、前記ロータ軸と動力伝達可能に接続されるとともに、駆動輪に動力伝達可能に接続されている出力軸と、(d)前記電動機のロータ軸を出力側で回転可能に支持する第1軸受装置と、(e)前記ドリブンギヤ軸および前記出力軸のうち内周側に配置される一方の回転軸を回転可能に支持する第2軸受装置と、(f)前記ドリブンギヤ軸および

50

前記出力軸のうち内周側に配置される一方の回転軸の外周と前記ロータ軸の内周または前記ドリブンギヤ軸および前記出力軸のうち外周側に配置される他方の回転軸の内周との間に介挿されて、その一方の回転軸を回転可能に支持する第3軸受装置と、を含むことを特徴とする。

【発明の効果】

【0007】

上記構成に基づくと、内周側に配置される一方の回転軸の外周と、ロータ軸の内周または他方の回転軸の内周との間に、第3軸受装置が介挿されている。この第3軸受装置が介挿されることで、内周側に配置される一方の回転軸がその第3軸受装置によって支持されるため、その一方の回転軸の支持剛性が高くなり、動力伝達中の振動および騒音を抑制することができる。また、第3軸受装置は、内周側に配置される回転軸の外周と、ロータ軸の内周または他方の回転軸の内周との間に介挿されるため、第3軸受装置を設けたことで新たにスペースを取ることもなく、装置の大型化も抑制される。

10

【0008】

また、第2発明の要旨とするところは、第1発明のハイブリッド車両の駆動装置において、前記ドリブンギヤ軸および前記出力軸のうち外周側に配置される一方の回転軸を回転可能に支持する軸受装置が、前記第3の軸受装置と少なくとも一部が径方向で重なる位置に配置されている。このようにすれば、前記軸受装置が第3軸受装置と少なくとも一部が径方向で重なるので、その軸受装置の支持剛性がさらに高くなる。

20

【0009】

また、第3発明の要旨とするところは、第2発明のハイブリッド車両の駆動装置において、前記ドリブンギヤ軸および前記出力軸のうち外周側に配置される一方の回転軸を回転可能に支持する前記軸受装置は、非回転部材であるケースに固定されて支持される第4軸受装置である。このように、第4軸受装置は非回転部材であるケースに支持されるため、支持剛性が高い。従って、その第4軸受装置と径方向で重なる第3軸受装置についても支持剛性が高くなる。

20

【0010】

また、第4発明の要旨とするところは、第1発明乃至第3発明の何れか1のハイブリッド車両の駆動装置において、前記第3軸受装置は、ニードルベアリングである。このように、第3軸受装置がニードルベアリングとすることで、スペースをとることなく第3軸受装置を第4軸受装置と径方向で重ねることができ、結果として第3軸受装置の支持剛性が高くなる。

30

【0011】

また、第5発明の要旨とするところは、第3発明のハイブリッド車両の駆動装置において、(a)前記ドリブンギヤ軸は、前記出力軸の外周側に配置され、(b)前記出力軸は、前記ロータ軸と嵌合されることでそのロータ軸と動力伝達可能に接続され、(c)前記出力軸は、前記第2軸受装置によって支持され、(d)前記出力軸の外周と前記ドリブンギヤ軸の内周との間に前記第3軸受装置が介挿され、(e)前記ドリブンギヤ軸は、軸方向の前記電動機側において少なくとも2個の軸受から成る第4軸受装置によって片持ち状態で回転可能に支持されている。これより、ドリブンギヤ軸の内周側に配置される出力軸が第3軸受装置によって支持されることで、出力軸の支持剛性が高くなる。また、ドリブンギヤ軸についても、2個の軸受から成る第4軸受装置によって片持ち状態で回転可能に支持されることで高い支持剛性が得られる。このように、ドリブンギヤ軸および出力軸ともに支持剛性が高くなるため、動力伝達中の振動および騒音が抑制される。

40

【0012】

また、第6発明の要旨とするところは、第3発明のハイブリッド車両の駆動装置において、(a)前記ドリブンギヤ軸は、前記出力軸の内周側に配置され、(b)前記ドリブンギヤ軸は、前記ロータ軸と嵌合されることでそのロータ軸と動力伝達可能に接続され、(c)前記ドリブンギヤ軸は、前記第2軸受装置によって支持され、(d)前記ドリブンギヤ軸の外周と前記出力軸の内周との間に前記第3軸受装置が介挿され、(e)前記出力軸は、少なくと

50

も2個の軸受から成る第4軸受装置によって片持ち状態で回転可能に支持されている。これより、出力軸の内周側に配置されるドリブンギヤ軸が第3軸受装置によって支持されることで、ドリブンギヤ軸の支持剛性が高くなる。また、出力軸についても、2個の軸受から成る第4軸受装置によって片持ち状態で支持されることで高い支持剛性が得られる。このように、ドリブンギヤ軸および出力軸ともに支持剛性が高くなるため、動力伝達中の振動および騒音が抑制される。

【0013】

また、第7発明の要旨とするところは、第5発明または第6発明のハイブリッド車両の駆動装置において、前記第4軸受装置は、非回転部材である前記ケースに固定されている別体のリテーナによって支持されている。このようにすれば、リテーナを例えば鋳鉄で製造することで、第4軸受装置を支持する支持剛性を一層高めることができる。また、リテーナを軸方向に長くすることもできるので、第4軸受装置とドリブンギヤとの軸方向の距離を短くすることができる。これより、第4軸受装置にかかる荷重を低減することもでき、結果として第4軸受装置を小型化することができる。

10

【0014】

また、第8発明の要旨とするところは、第1発明のハイブリッド車両の駆動装置において、(a)前記ドリブンギヤ軸は、前記出力軸の外周側に配置され、(b)前記出力軸は、前記ロータ軸と嵌合されることで該ロータ軸と動力伝達可能に接続され、(c)前記ロータ軸と前記ドリブンギヤ軸とが一体形成されている。このようにすれば、ドリブンギヤ軸とロータ軸とが別体で構成される場合には、各回転軸を支持する軸受装置がそれぞれ必要となるが、これらの回転軸が一体成形されることで、軸受装置を1つ省略することができる。

20

【0015】

また、第9発明の要旨とするところは、第8発明のハイブリッド車両の駆動装置において、前記第1軸受装置と前記第3軸受装置とが、径方向において少なくとも一部が重なる位置に配置されている。このようにすれば、第1軸受装置の近傍に第3軸受装置が配置されることで、第3軸受装置の支持剛性が一層向上するため、動力伝達中の振動および騒音が一層抑制される。

【0016】

また、第10発明の要旨とするところは、第5発明乃至第7発明の何れか1のハイブリッド車両の駆動装置において、軸方向において前記ドリブンギヤ軸と前記出力軸との間に、それらの間の軸方向荷重を受けるスラスト軸受が介挿されるように構成されている。このようにすれば、ドリブンギヤ軸と出力軸との間でスラスト荷重が伝達されるので、ドリブンギヤ軸を支持する軸受装置と出力軸を支持する軸受装置とでスラスト荷重を分担させることができる。具体的には、各軸受装置を、軸方向の一方に働くスラスト荷重を受け持つ構造とすることができ、各軸受装置が軸方向の両方に働くスラスト荷重を受け持つ場合と比べて軸受装置を小型化することができる。

30

【図面の簡単な説明】

【0017】

【図1】本発明の一実施例であるハイブリッド車両の駆動装置の構成を説明する骨子図である。

40

【図2】図1の駆動装置のうち、第1軸心、第2回転軸心、および第3回転軸心まわりに配置される駆動装置の構成を同一の平面内に示す断面図である。

【図3】本発明の他の実施例である駆動装置の断面図である。

【図4】本発明のさらに他の実施例である駆動装置の断面図である。

【図5】図4のリテーナがケースに固定された状態を示す図である。

【図6】本発明のさらに他の実施例である駆動装置の断面図である。

【発明を実施するための形態】

【0018】

以下、本発明の実施例を図面を参照しつつ詳細に説明する。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、各部の寸法比および形状等は必ずしも正確に描

50

かれていない。

【実施例 1】

【0019】

図1は、本発明の一実施例であるハイブリッド車両の駆動装置10（以下、駆動装置10）の構成を説明する骨子図である。駆動装置10は、車両の主駆動力源としてのエンジン12と、そのエンジン12からダンパ装置13を介して伝達された動力を第1電動機MG1および出力部材14に分配する差動機構16を有し、その第1電動機MG1の運転状態が制御されることにより変速比を制御する電気式差動部18と、第1電動機MG1と異なる回転軸心上に配置され副駆動力源として機能する第2電動機MG2と、出力部材14に形成されている出力ギヤ20と噛み合うアイドラギヤ22およびそのアイドラギヤ22と噛み合うドリブンギヤ24から構成される增速機構26と、ドリブンギヤ24が形成されているドリブンギヤ軸28と、第2電動機MG2のロータ軸30に連結されている出力軸32と、出力軸32に形成されている出力ギヤ34およびその出力ギヤ34と噛み合う大径ギヤ36から構成される減速機構38と、大径ギヤ36および小径ギヤ40が形成されているカウンタ軸42と、小径ギヤ40から動力が伝達され、左右の駆動輪44に動力を伝達するデフギヤ46とを、含んで構成されている。なお、第2電動機MG2が本発明の電動機に対応している。

【0020】

この駆動装置10は、FF（フロントエンジン・フロントドライブ）方式のハイブリッド車両に好適に用いられる。また、駆動装置10は4つの回転軸心C1～C4を有している。具体的には、エンジン12、差動機構16、および第1電動機MG1が配置される第1回転軸心C1、大径ギヤ36および小径ギヤ40が形成されているカウンタ軸42、およびアイドラギヤ22が配置されている回転軸心C2、ドリブンギヤ24が形成されているドリブンギヤ軸28、第2電動機MG2、および出力ギヤ34が形成されている出力軸32が配置されている回転軸心C3、デフギヤ46が配置されている回転軸心C4を有している。このように、エンジン12、第1電動機MG1、および差動機構16と第2電動機MG2とが異なる回転軸心上に配置されることで、駆動装置10の軸長が短縮化されている。

【0021】

差動機構16は、エンジン12から出力される動力を第1電動機MG1と出力部材14とに分配する動力分配装置として機能するものであって、第1電動機MG1のロータ軸48に連結されたサンギヤSと、そのサンギヤSと同心に設けられて円筒状の出力部材14の内周部に一体に設けられたリングギヤRと、サンギヤSおよびリングギヤRにそれぞれ噛み合うピニオンギヤPを自転且つ公転可能に支持するキャリヤCAとを備えるシングルピニオン型の遊星歯車装置から構成されている。

【0022】

また、出力部材14に伝達された動力は、出力部材14の外周に形成されている出力ギヤ20と噛み合うアイドラギヤ22を介して第3回転軸心C3に配置されているドリブンギヤ24に伝達される。ドリブンギヤ24が形成されているドリブンギヤ軸28は、ロータ軸30を介して出力軸32に連結されていることから、ドリブンギヤ24に伝達される動力は、ロータ軸30、出力軸32、減速機構38、小径ギヤ40、およびデフギヤ46を介して左右の駆動輪44に伝達される。

【0023】

図2は、図1の駆動装置10のうち、第1軸心C1、第2回転軸心C2、および第3回転軸心C3まわりに配置される駆動装置10の構成を同一の平面内に示す断面図である。図2にも示されるように、第1軸心C1まわりにエンジン12、差動機構16、および第1電動機MG1が回転可能に配置され、第2軸心C2まわりにカウンタ軸42が回転可能に配置され、第3回転軸心C3まわりにドリブンギヤ軸28、第2電動機MG2（ロータ軸30）、および出力軸32が回転可能に配置されている。

【0024】

10

20

30

40

50

これらの部材は、非回転部材であるケース 50 内に収容されている。ケース 50 は、差動機構 16、カウンタ軸 42、および出力軸 32 等を収容するギヤ室 52 と、第 1 電動機 MG 1 および第 2 電動機 MG 2 を収容するモータ室 54 とを、ケース内に形成している。ケース 50 は、主にギヤ室 52 を形成する有底筒状の第 1 ケース 50a、ギヤ室 52 とモータ室 54 とを仕切る隔壁を含んで構成される筒状の第 2 ケース 50b、および主にモータ室 54 を形成する第 3 ケース 50c が互いに接続されることで一体的に構成されている。

### 【0025】

エンジン 12 の動力は、差動機構 16 を介して第 1 電動機 MG 1 および出力部材 14 に分配される。出力部材 14 は、環状に形成されており、その外周部に出力ギヤ 20 が形成されている。出力ギヤ 20 は、第 2 回転軸心 C2 まわりに回転可能に配置されているアイドラギヤ 22 の噛合歯に噛み合わされている。アイドラギヤ 22 は、カウンタ軸 42 および大径ギヤ 36 に形成されている筒部 36a の外周側に配置されている。アイドラギヤ 22 の内周部において、アイドラギヤ 22 と大径ギヤ 36 との間を相対回転可能に支持するニードルベアリング 56 が介挿され、さらに、軸方向においてアイドラギヤ 22 と小径ギヤ 40 との間、および、軸方向においてアイドラギヤ 22 と大径ギヤ 36 との間にスラスト軸受 58 がそれぞれ介挿されている。アイドラギヤ 22 の内周部がこれらのベアリング 56、58 で支持されることで、カウンタ軸 42 に対して相対回転可能とされている。

### 【0026】

アイドラギヤ 22 の噛合歯がドリブンギヤ 24 の噛合歯と噛み合わされることで、エンジン 12 からの動力がアイドラギヤ 22 を介してドリブンギヤ 24 に伝達される。ドリブンギヤ 24 は、第 3 軸心 C3 まわりに回転可能なドリブンギヤ軸 28 の軸方向の一端に形成されている。ドリブンギヤ軸 28 は、円筒形状を有しており、第 2 電動機 MG 2 と共に第 3 回転軸心 C3 まわりに回転可能に配置されている。また、ドリブンギヤ軸 28 の内周側を出力軸 32 が貫通している。ドリブンギヤ軸 28 は、軸方向の第 2 電動機側に配置されるよく知られた複列アンギュラベアリング 60 によって片持ち状態で回転可能に支持されている。複列アンギュラベアリング 60 は、第 2 ケース 50b に固定されて支持される、軸方向に並ぶ 2 個のボールで構成され、実質的に 2 個の軸受によってドリブンギヤ軸 28 が支持される。このように、ドリブンギヤ軸 28 の支持剛性が 2 個の軸受に相当する複列アンギュラベアリング 60 によって確保される。なお、複列アンギュラベアリング 60 が、本発明の第 4 軸受装置に対応している。

### 【0027】

ドリブンギヤ軸 28 には、径方向に突き出す鍔部 28a が形成されており、その一端が複列アンギュラベアリング 60 の内輪と当接させられている。さらに、複列アンギュラベアリング 60 の鍔部 28a と当接する側と反対側からナット 62 によって締め付けられることで、複列アンギュラベアリング 60 に軸方向に働くプレロード荷重が負荷される。このプレロード荷重が調整されることで、複列アンギュラベアリング 60 の支持状態が適宜調整される。ドリブンギヤ軸 28 の軸方向においてドリブンギヤ 24 と反対側の端部の内周側には、第 2 電動機 MG 2 のロータ軸 30 とスプライン嵌合するための内周歯が形成されている。また、ロータ軸 30 の軸方向において第 1 ケース 50a 側の外周端部には、ドリブンギヤ軸 28 とスプライン嵌合するための外周歯が形成されており、ドリブンギヤ軸 28 の内周歯とスプライン嵌合させられている。従って、ドリブンギヤ軸 28 とロータ軸 30 とは一体的に回転させられる。すなわち、ドリブンギヤ軸 28 は、第 2 電動機 MG 2 のロータ軸 30 と動力伝達可能に接続されている。

### 【0028】

ロータ軸 30 は、円筒形状を有しており、第 3 回転軸心 C3 まわりに回転可能に支持されている。ロータ軸 30 は、軸方向において第 3 ケース 50c 側の端部が玉軸受 66 によって回転可能に支持されるとともに、軸方向において第 1 ケース 50a 側（第 2 電動機 MG 2 の出力側）が玉軸受 68 によって回転可能に支持されている。このように、ロータ軸 30 は、玉軸受 66 および玉軸受 68 によって回転可能に支持されている。また、ロータ

10

20

30

40

50

軸 3 0 の外周部に第 2 電動機 MG 2 を構成するロータ 6 4 が接続されている。従って、第 2 電動機 MG 2 が駆動（回転）すると、ロータ 6 4 とともにロータ軸 3 0 が回転させられる。また、ロータ軸 3 0 の内周側に形成されている内周歯に、出力軸 3 2 の外周端部に形成されている外周歯がスプライン嵌合されることで、ロータ軸 3 0 と出力軸 3 2 とを動力伝達可能に接続する嵌合部 6 9 が形成されている。なお、玉軸受 6 8 が本発明の第 1 軸受装置に対応している。

#### 【 0 0 2 9 】

出力軸 3 2 は、円筒形状を有しており、第 2 電動機 MG 2 のロータ軸 3 0 と共に第 3 回転軸心 C 3 まわりに回転可能に配置されている。また、出力軸 3 2 がドリブンギヤ軸 2 8 の内周側に配置されており、径方向の一部がドリブンギヤ軸 2 8 と重なっている。出力軸 3 2 の軸方向において第 1 ケース 5 0 a 側は、ドリブンギヤ軸 2 8 よりも軸方向に突き出してあり、その端部が、玉軸受 7 0 によって回転可能に支持されている。また、出力軸 3 2 の外周とドリブンギヤ軸 2 8 の内周との間に、出力軸 3 2 を回転可能に支持するニードルベアリング 7 2 が介挿されている。ニードルベアリング 7 2 は軸方向において、ドリブンギヤ軸 2 8 および複列アンギュラベアリング 6 0 と径方向で重なる位置に設けられている。これより、出力軸 3 2 の軸方向において玉軸受 7 0 と反対側は、ニードルベアリング 7 2 によって回転可能に支持されている。具体的には、出力軸 3 2 の軸方向の一端が、複列アンギュラベアリング 6 0 およびドリブンギヤ軸 2 8 を介してニードルベアリング 7 2 によって支持されている。また、出力軸 3 2 の軸方向において第 1 ケース 5 0 a 側の外周には、大径ギヤ 3 6 と噛み合う出力ギヤ 3 4 が形成されている。この出力ギヤ 3 4 は、デフギヤ 4 6 等を介して駆動輪 4 4 に動力伝達可能に接続されている。また、ドリブンギヤ軸 2 8 のドリブンギヤ 2 4 が形成される側の軸端と、出力ギヤ 3 4 との間には、それらの間の軸方向の荷重を受けるスラスト軸受 7 4 が介挿されている。なお、玉軸受 7 0 が本発明の第 2 軸受装置に対応し、ニードルベアリング 7 2 が本発明の第 3 軸受装置に対応している。

#### 【 0 0 3 0 】

大径ギヤ 3 6 は、第 2 回転軸心 C 2 まわりに回転可能に支持され、内周端がカウンタ軸 4 2 にスプライン嵌合されている。カウンタ軸 4 2 は、円筒形状を有しており、軸方向の両端が軸受によって回転可能に支持されている。具体的には、カウンタ軸 4 2 の軸方向において第 1 ケース 5 0 a 側の端部が円すいころ軸受 7 6 によって回転可能に支持されるとともに、軸方向において第 3 ケース 5 0 c 側の端部が円すいころ軸受 7 8 によって回転可能に支持されている。また、カウンタ軸 4 2 の円すいころ軸受 7 6 側の端部がナット 8 0 によって締め付けられることで、スラスト方向に作用するプレロード荷重が適宜付与される。このように、カウンタ軸 4 2 は、円すいころ軸受 7 6 および円すいころ軸受 7 8 によって支持されている。また、カウンタ軸 4 2 の軸方向において円すいころ軸受 7 8 側には、小径ギヤ 4 0 が形成されており、小径ギヤ 4 0 は、図 1 のデフギヤ 4 6 のファイナルドリブンギヤ 8 2 (図 1 参照) に噛み合わされている。

#### 【 0 0 3 1 】

上記のように構成される駆動装置 1 0 の特徴について説明する。ダンパ装置 1 0 にあっては、ドリブンギヤ 2 4 に伝達されるエンジンの動力が、ドリブンギヤ軸 2 8 、ロータ軸 3 0 、嵌合部 6 9 、および出力軸 3 2 の順番で伝達され、さらに、駆動輪 4 4 に動力伝達可能に接続されているカウンタ軸 4 2 に伝達される。このように、駆動装置 1 0 にあっては、エンジン 1 2 の動力がドリブンギヤ軸 2 8 、ロータ軸 3 0 、嵌合部 6 9 、および出力軸 3 2 の順番で伝達される動力伝達経路が構成され、動力伝達中の振動および騒音を抑制するため、これら動力が伝達される回転軸の支持剛性を高める必要がある。これに対して、ドリブンギヤ軸 2 8 は、複列アンギュラベアリング 6 0 によって片持ち状態で支持されている。なお、複列アンギュラベアリング 6 0 は、2 個の軸受から構成されているため、ドリブンギヤ軸 2 8 は実質的に 2 個の軸受によって支持されており、高い支持剛性が確保される。また、ロータ軸 3 0 は、玉軸受 6 6 および玉軸受 6 8 によって回転可能に支持されているので、支持剛性が確保されている。

10

20

30

40

50

## 【0032】

また、出力軸32は、ニードルベアリング72および玉軸受70によって支持されている。なお、ニードルベアリング72は、ドリブンギヤ軸28および複列アンギュラベアリング60を介して出力軸32を支持している。そして、ニードルベアリング72は、径方向においてこれらドリブンギヤ軸28および複列アンギュラベアリング60と重なる位置に配置されるため、ニードルベアリング72が剛性の高いこれらの部材（ドリブンギヤ軸28、複列アンギュラベアリング60）の直下に配置されるので、ニードルベアリング72の支持剛性も確保される。このように、エンジン12から動力が伝達されるドリブンギヤ軸28、ロータ軸30、および出力軸32は、それぞれ各軸受を介して独立して支持されるために支持剛性も高くなることから、エンジン12からこれらの回転軸に動力が伝達されたときに発生する振動や騒音が抑制される。また、出力軸32を支持するニードルベアリング72は、ドリブンギヤ軸28の内周と出力軸32の外周との間に介挿されるので、出力軸32を支持するに際してスペースをとらない。10

## 【0033】

駆動装置10において、ドリブンギヤ軸28がロータ軸30と別体で構成されているため、このドリブンギヤ軸28を支持する複列アンギュラベアリング60が設けられているが、この複列アンギュラベアリング60は径方向において小径ギヤ40と重なる位置に配置されている。小径ギヤ40は、ギヤの径が小さいのでその外周側に空間が形成されやすい。そこで、径方向において小径ギヤ40と重なる位置に複列アンギュラベアリング60が配置されることで空間が有効に利用され、複列アンギュラベアリング60を設けることによる装置の大型化が防止される。20

## 【0034】

駆動装置10において、動力を伝達する各噛合歯車は、何れも斜歯に形成されており、動力が伝達される際には、スラスト荷重が発生する。また、エンジン側から動力が伝達される場合と、駆動輪44側から動力が伝達される場合とでは、スラスト荷重の向きが反転する。ここで、ドリブンギヤ軸28を支持する複列アンギュラベアリング60によって左右のスラスト荷重を受け持たせることもできるが、複列アンギュラベアリング60の軸方向の移動が阻止されるように、複列アンギュラベアリング60の外輪をケースに圧入する、或いは、その外輪の軸方向の移動を阻止するスナップリングを新たに設定するなど製造工数が増加する。さらに、左右のスラスト荷重を保持するよう設計することで、軸受が大型化する。出力軸32を支持する玉軸受70についても同様に、左右のスラスト荷重を受け持たせる場合、製造工数の増加および軸受の大型化が発生する。30

## 【0035】

これに対して、ドリブンギヤ軸28および出力軸32の間には、スラスト軸受74が介挿されており、互いの回転軸で発生するスラスト荷重がスラスト軸受74を介して伝達されるように構成されている。さらに、複列アンギュラベアリング60および玉軸受70が、スラスト荷重をその力の向きに応じて分担するように構成されている。例えば、動力伝達中にドリブンギヤ軸28および出力軸32に玉軸受70側（図において右側）に働くスラスト荷重が発生すると、ドリブンギヤ軸28のスラスト荷重もスラスト軸受74を介して出力軸32に伝達され、これらドリブンギヤ軸28および出力軸32のスラスト荷重が、玉軸受70によって受け持つように設定されている。一方、ドリブンギヤ軸28および出力軸32に複列アンギュラベアリング60側（図において左側）に働くスラスト荷重が発生すると、出力軸32のスラスト荷重もスラスト軸受74を介してドリブンギヤ軸28に伝達され、これらドリブンギヤ軸28および出力軸32のスラスト荷重が、複列アンギュラベアリング60によって受け持つように設定されている。これより、ドリブンギヤ軸28および出力軸32で発生するスラスト荷重は、複列アンギュラベアリング60および玉軸受70によってそれぞれ分担され、複列アンギュラベアリング60および玉軸受70に軸方向の一方のみに作用するスラスト荷重を受け持たせる設計とすることで、複列アンギュラベアリング60および玉軸受70の大型化も防止される。また、複列アンギュラベアリング60および玉軸受70は、いずれもケース50に圧入することもなく、軸方向の4050

移動を規制するスナップリングを設ける必要もないで、製造工数の増加も防止される。なお、ドリブンギヤ軸 28 と複列アンギュラベアリング 60 とを、予め別の組付ラインで組み付けておくことで、主製造ラインの工数増加も抑制される。

#### 【0036】

上述のように、本実施例によれば、出力軸 32 は、ドリブンギヤ軸 28 よりも軸方向に突き出す部位が玉軸受 70 によって回転可能に支持されるとともに、出力軸 32 の外周とドリブンギヤ軸 28 の内周に介挿されているニードルベアリング 72 によって回転可能に支持される。このように、出力軸 32 が玉軸受 70 およびニードルベアリング 72 によって支持されるため、出力軸 32 の支持剛性が高くなり、動力伝達中の振動および騒音を抑制することができる。また、ニードルベアリング 72 は、ドリブンギヤ軸 28 の内周と、出力軸 32 の外周との間に介挿されるため、ニードルベアリング 72 を設けたことでスペースを取ることもなく駆動装置 10 の大型化も抑制される。10

#### 【0037】

また、本実施例によれば、ドリブンギヤ軸 28 が 2 個の軸受で構成される複列アンギュラベアリング 60 によって片持ち状態で回転可能に支持されることで、ドリブンギヤ軸 28 についても高い支持剛性を確保することができる。また、複列アンギュラベアリング 60 は、非回転部材である第 2 ケース 50b ( ケース 50 ) に固定されて支持されるので支持剛性が高い。20

#### 【0038】

また、本実施例によれば、ニードルベアリング 72 が径方向において複列アンギュラベアリング 60 と重なる位置に配置されることで、複列アンギュラベアリング 60 の近傍にニードルベアリング 72 が配置され、ニードルベアリング 72 の支持剛性がさらに高くなり、動力伝達中の振動および騒音を一層抑制することができる。20

#### 【0039】

また、本実施例によれば、ドリブンギヤ軸 28 と出力軸 32 との間でスラスト軸受 74 を介してスラスト荷重が伝達されるので、ドリブンギヤ軸 28 を支持する複列アンギュラベアリング 60 と出力軸 32 を支持する玉軸受 70 とでスラスト荷重を分担させることができる。そして、複列アンギュラベアリング 60 および玉軸受 70 を、それぞれ軸方向の一方に働くスラスト荷重を受け持つ構造とすることができる、複列アンギュラベアリング 60 および玉軸受 70 が軸方向の両方に働くスラスト荷重を受け持つ場合と比べて複列アンギュラベアリング 60 および玉軸受 70 を小型化することができる。30

#### 【0040】

つぎに、本発明の他の実施例を説明する。なお、以下の説明において前述の実施例と共通する部分には同一の符号を付して説明を省略する。

#### 【実施例 2】

#### 【0041】

図 3 は、本発明の他の実施例であるハイブリッド車両の駆動装置 100 ( 駆動装置 100 ) の断面図であり、前述の実施例の図 2 に対応している。図 3 の駆動装置 100 を前述した駆動装置 10 と比較すると、第 1 回転軸心 C1 まわりの構成は基本的には同様であり、第 2 回転軸心 C2 および第 3 回転軸心 C3 まわりの構成が異なっている。本実施例では、第 1 回転軸心 C1 まわりの構成については図面およびその説明を省略し、第 2 回転軸心 C2 および第 3 回転軸心 C3 まわりの構成を中心に説明する。40

#### 【0042】

駆動装置 100 においても、第 1 回転軸心 C1 まわりにエンジン 12 、差動機構 16 、および第 1 電動機 MG1 が配置され ( 図示せず ) 、第 2 回転軸心 C2 まわりにカウンタ軸 102 が回転可能に配置され、第 3 回転軸心 C3 まわりにドリブンギヤ軸 104 、第 2 電動機 MG2 ( ロータ軸 105 ) 、および出力軸 106 が回転可能に配置されている。なお、駆動装置 100 にあっては、ドリブンギヤ軸 104 が出力軸 106 の内周側に配置されている。

#### 【0043】

10

20

30

40

50

エンジン 1 2 から動力が伝達される出力部材 1 0 8 の出力ギヤ 1 1 0 が、第 2 回転軸心 C 2 まわりに回転可能に配置されているアイドラギヤ 1 1 2 の噛合歯と噛み合わされている。アイドラギヤ 1 1 2 は、カウンタ軸 1 0 2 および大径ギヤ 1 1 4 に形成されている筒部 1 1 6 の外周側に配置されている。アイドラギヤ 1 1 2 の内周部には、アイドラギヤ 1 1 4 とカウンタ軸 1 0 2 との間を相対回転可能に支持するニードルベアリング 1 1 8 が介挿され、さらに、軸方向の両端にスラスト軸受 1 2 0 が介挿されている。アイドルギヤ 1 1 2 の内周部がこれらの軸受で支持されることで、カウンタ軸 1 0 2 に対して相対回転可能とされている。

#### 【 0 0 4 4 】

アイドラギヤ 1 1 2 の噛合歯が、第 3 回転軸心 C 3 まわりに配置されているドリブンギヤ 1 2 2 の噛合歯と噛み合わされている。従って、出力ギヤ 1 1 0 およびアイドラギヤ 1 1 2 を介して、ドリブンギヤ 1 2 2 にエンジン 1 2 からの動力が伝達される。ドリブンギヤ 1 2 2 は、第 3 回転軸心 C 3 まわりに配置されているドリブンギヤ軸 1 0 4 の軸方向の一端側（第 1 ケース 5 0 a 側）に形成されている。また、ドリブンギヤ軸 1 0 4 は、ロータ軸 1 0 5 および出力軸 1 0 6 の内周側に配置されている。なお、ドリブンギヤ軸 1 0 4 の支持機構については後述するものとする。ドリブンギヤ軸 1 0 4 の軸方向の他端側（第 3 ケース 5 0 c 側）には、ロータ軸 1 0 5 とスプライン嵌合するための外周歯が形成されている。このドリブンギヤ軸 1 0 4 の外周歯に、ロータ軸 1 0 5 の内周側に形成されている内周歯がスプライン嵌合されることで、ドリブンギヤ軸 1 0 4 とロータ軸 1 0 5 と動力伝達可能に接続する嵌合部 1 2 3 が形成されている。

#### 【 0 0 4 5 】

ロータ軸 1 0 5 は、円筒形状を有しており、第 3 回転軸心 C 3 まわりに回転可能に配置されている。ロータ軸 1 0 5 は、軸方向において第 3 ケース 5 0 c 側の端部が玉軸受 1 2 4 によって回転可能に支持されるとともに、軸方向において第 1 ケース 5 0 a 側（電動機の出力側）が玉軸受 1 2 6 によって回転可能に支持されている。このように、ロータ軸 1 0 5 は、玉軸受 1 2 4 および玉軸受 1 2 6 によって回転可能に支持されている。また、ロータ軸 1 0 5 の外周部に第 2 電動機 MG 2 を構成するロータ 6 4 が接続されている。従って、第 2 電動機 MG 2 が駆動（回転）すると、ロータ 6 4 とともにロータ軸 1 0 5 が回転させられる。また、ロータ軸 1 0 5 の軸方向において第 1 ケース 5 0 a 側の外周端部に、出力軸 1 0 6 とスプライン嵌合するための外周歯が形成されている。なお、玉軸受 1 2 6 が本発明の第 1 軸受装置に対応している。

#### 【 0 0 4 6 】

ロータ軸 1 0 5 に形成されている外周歯が、円筒形状を有する出力軸 1 0 6 の軸方向の一端側（第 3 ケース 5 0 c 側）に形成されている内周歯とスプライン嵌合されることで、ロータ軸 1 0 5 と出力軸 1 0 6 とが動力伝達可能に接続されている。出力軸 1 0 6 は、第 3 回転軸 C 3 まわりに回転可能に支持されており、ドリブンギヤ軸 1 0 4 の外周側に配置されることで、径方向においてドリブンギヤ軸 1 0 4 と重なっている。出力軸 1 0 6 は、複列アンギュラベアリング 1 2 8 によって回転可能に片持ち状態で支持されている。複列アンギュラベアリング 1 2 8 は、第 2 ケース 5 0 b に固定されて支持される、軸方向に並んだ 2 個のボールで構成されており、出力軸 1 0 6 が実質的に 2 個の軸受によって支持されることで出力軸 1 0 6 の支持剛性が確保される。なお、複列アンギュラベアリング 1 2 8 が本発明の第 4 軸受装置に対応している。

#### 【 0 0 4 7 】

また、出力軸 1 0 6 の軸方向において第 2 電動機 MG 2 側と反対側の外周部に、出力ギヤ 1 3 4 が形成されている。この出力ギヤ 1 3 4 とドリブンギヤ 1 2 2 との間にスラスト軸受 1 3 5 が介挿されており、ドリブンギヤ軸 1 0 4 および出力軸 1 0 6 間で発生するスラスト荷重がスラスト軸受 1 3 5 を介して他方の回転軸に伝達される。また、後述する玉軸受 1 3 6 および複列アンギュラベアリング 1 2 8 は、前述の実施例と同様に、軸方向の一方に作用するスラスト荷重のみ受け持つことができるよう構成されている。

#### 【 0 0 4 8 】

10

20

30

40

50

次に、ドリブンギヤ軸 104 の支持機構について説明する。ドリブンギヤ軸 104 は、第3回転軸心 C3 まわりに回転可能に支持されている。ドリブンギヤ軸 104 の軸方向において第1ケース 50a 側が、出力軸 106 よりも軸方向に突き出してあり、その外周端部が玉軸受 136 によって支持されている。また、ドリブンギヤ軸 104 の外周と出力軸 106 の内周との間に、ドリブンギヤ軸 104 を回転可能に支持するニードルベアリング 138 が介挿されており、ドリブンギヤ軸 104 は、複列アンギュラベアリング 128 および出力軸 106 を介してこのニードルベアリング 138 によって支持されている。ニードルベアリング 138 は、径方向において出力軸 106 および複列アンギュラベアリング 128 と重複する位置に設けられている。ここで、複列アンギュラベアリング 128 および出力軸 106 は剛性が高いので、その直下に配置されているニードルベアリング 138 の支持剛性も高くなる。なお、玉軸受 136 が本発明の第2軸受装置に対応し、ニードルベアリング 138 が本発明の第3軸受装置に対応している。10

#### 【0049】

本実施例の駆動装置 100 においても前述した実施例の駆動装置 10 と同様の効果が得られる。例えば、駆動装置 100 において、ドリブンギヤ軸 104 とロータ軸 105 とがスプライン嵌合で接続されるとともに、ロータ軸 105 と出力軸 106 とがスプライン嵌合で接続されており、動力伝達中の振動および騒音を抑制するため、各回転軸の支持剛性を高める必要がある。これに対して、ドリブンギヤ軸 104 は、玉軸受 136 およびニードルベアリング 138 によって支持され、ロータ軸 105 は、玉軸受 124 および玉軸受 126 によって支持され、出力軸 106 は、2 個軸受から構成される複列アンギュラベアリング 128 によって支持されている。このように、エンジン 12 からの動力が伝達される各回転軸がそれぞれ独立して支持されることで、各回転軸とも高い支持剛性が得られるため、動力伝達中の振動や騒音が抑制される。また、ドリブンギヤ軸 104 を支持するニードルベアリング 138 は、ドリブンギヤ軸 104 の外周と出力軸 106 の内周との間に介挿されるので、ドリブンギヤ軸 104 を支持するに際して大きなスペースを必要としない。20

#### 【0050】

また、本実施例の駆動装置 100 にあっては、出力軸 106 がドリブンギヤ軸 104 の外周側に配置されるので、前述した出力軸 32 がドリブンギヤ軸 28 の内周側に配置される駆動装置 10 と比べて出力軸 106 の軸径を大きくすることが容易となる。従って、出力軸 106 の軸強度が確保しやすくなるので、大トルクが伝達される車両に適している。なお、前述した実施例の駆動装置 10 にあっては、ドリブンギヤ軸 28 が出力軸 32 の外周側に配置されるので、アイドラギヤ 22 と噛み合うドリブンギヤ 24 が出力ギヤ 34 よりも軸方向において第2電動機 MG2 側に配置される。ここで、アイドラギヤ 22 は、第1回転軸 C1 まわりに回転可能に配置される出力部材 14 の出力ギヤ 20 とも噛み合うことから、出力ギヤ 20 が出力部材 14 の軸方向において中央ないし中央近傍に配置されている（図2参照）。従って、駆動装置 100 のように、出力部材 108 を軸方向に長くして出力ギヤ 110 を軸方向の端部に配置する必要もなくなることから、駆動装置 10 にあっては出力部材 14 の軸方向の長さが短くなる。このように、出力部材 14 が軸方向に短くなるため、駆動装置 10 をコンパクトに構成することができる。30

#### 【0051】

また、ロータ軸 105 と出力軸 106 とが別体で構成されているため、この出力軸 106 を支持する複列アンギュラベアリング 128 が設けられているが、この複列アンギュラベアリング 128 がカウンタ軸 102 に形成されている小径ギヤ 146 と径方向に重なる位置に配置されることで、小径ギヤ 146 の外周側に形成される空間に複列アンギュラベアリング 128 が配置され、複列アンギュラベアリング 128 を設けたことによる装置の大型化が防止される。40

#### 【0052】

また、ドリブンギヤ軸 104 および出力軸 106 の間で発生するスラスト荷重がスラスト軸受 135 を介して伝達され、そのスラスト荷重を玉軸受 136 と複列アンギュラベア50

リング128とで分担する構造とすることで、軸受の大型化が抑制される。また、軸受の軸方向への移動を阻止する構造とする必要もないので製造工数の増加も抑制される。

#### 【0053】

上述のように、本実施例によれば、内周側に配置されるドリブンギヤ軸104は、嵌合部123を介してロータ軸105に接続される。ここで、そのドリブンギヤ軸104は、出力軸106よりも軸方向に突き出す部位が玉軸受136によって支持されるとともに、出力軸106の内周とドリブンギヤ軸104の外周との間に介挿されるニードルベアリング138によって支持される。従って、ドリブンギヤ軸104が、ニードルベアリング138および玉軸受136によって支持されるためにその支持剛性が高くなり、動力伝達中の振動および騒音を抑制することができる。また、ニードルベアリング138は、出力軸106の内周とドリブンギヤ軸104の外周との間に介挿されるので、スペースを取ることもなく駆動装置100の大型化も抑制される。

#### 【0054】

また、本実施例によれば、出力軸106についても、2個の軸受から構成される複列アンギュラベアリング128によって支持されることで高い支持剛性が得られる。このように、ドリブンギヤ軸104および出力軸106ともに支持剛性が高くなるため、動力伝達中の振動および騒音が抑制される。

#### 【実施例3】

#### 【0055】

図4は、本発明のさらに他の実施例であるハイブリッド車両の駆動装置160（駆動装置160）の断面図であり、前述の実施例の図2、図3に対応している。図4の駆動装置160を前述した駆動装置10と比較すると、複列アンギュラベアリングを支持する部材が別体で構成されている点で相違し、他の構成は駆動装置10と基本的に変わらない。以下、駆動装置10と相違する複列アンギュラベアリングの支持機構について説明する。

#### 【0056】

駆動装置160においても、アイドラギヤ22から動力が伝達されるドリブンギヤ162が形成されているドリブンギヤ軸164が第3回転軸心C3まわりに回転可能に支持されている。ドリブンギヤ軸164は、2個の軸受で構成される複列アンギュラベアリング166によって片持ち状態で支持されている。なお、複列アンギュラベアリング166が本発明の第4軸受装置に対応している。

#### 【0057】

ここで、複列アンギュラベアリング166は、ケース50（第2ケース50b）に固定されたリテーナ168によって支持されている。リテーナ168は、円筒状に形成されており、外周部にはリテーナ168をボルト170でケース50に固定するために径方向に突き出すフランジ部172が周方向に複数箇所形成されている。また、複列アンギュラベアリング166を保持するための円筒形状の筒部173が形成されている。図5は、ケース50（第2ケース50b）にリテーナ168が嵌め付けられた状態を示している。図5において斜線が施されている部位がリテーナ168に対応している。図5に示すように、フランジ部172が周方向に4箇所形成されており、各フランジ部172にボルト締結用のボルト穴が形成されている。

#### 【0058】

また、リテーナ168の軸方向においてケース50に接続される側の内周部には、ケース50に形成されている環状穴174に嵌合される円錐状のボス176が形成されている。このボス176が形成されることで、リテーナ168の外周側にも段付部が形成される。このボス176の段付部とケース50の環状穴176によって形成される段付部とが嵌め合わされた状態でボルト170が締結されることで、リテーナ168がケース50に固定される。このボス176および環状穴176の段付部とが嵌め合わされることでリテーナ168の芯出し精度も高く、ノックピン等も不要となる。また、リテーナ168が例えば鋳鉄等で形成されることで、アルミニウム合金で形成される場合に比べて支持剛性が高められる。

10

20

30

40

50

## 【0059】

また、リテーナ168がケース50に対して別体で構成されるため、鋳造による制限もなくリテーナ168の筒部173の軸方向の長さを長くすることができる。リテーナ168の筒部173が軸方向に長くなると、ドリブンギヤ軸164のドリブンギヤ162と複列アンギュラベアリング166との間の軸方向の距離を短くすることができる。本実施例でも、図5の複列アンギュラベアリング166は、図2の複列アンギュラベアリング60と比較しても、ドリブンギヤ162との軸方向の距離が短くなっている。このように、複列アンギュラベアリング166とドリブンギヤ162との軸方向の距離が短くなると、複列アンギュラベアリング166にかかる軸受荷重が低減される。従って、複列アンギュラベアリング166を小型化することも可能となる。

10

## 【0060】

なお、前述した図2に示すケース50と複列アンギュラベアリング60の支持部とが一体となった構造では、その支持部の軸方向の長さを長くすることに限界がある。これは、ラインでの組付工程の際に前記支持部が干渉しないよう、支持部がケースの合わせ面よりも突き出さない程度の長さに制限されるためである。これに対して、駆動装置160の組付の際には、まず、モータ室側から組み付けられ、次いでギヤ室側が組み付けられるが、リテーナ168が、ギヤ室側の組付直前にケース50に組み付けられることで、上述した寸法の制限もなくリテーナ168の筒部173を軸方向に長くすることができる。

## 【0061】

上述のように、本実施例によっても前述した実施例と略同様の効果を得ることができ、特に、複列アンギュラベアリング166が、非回転部材であるケース50に固定されている別体のリテーナ168を介して支持されることで以下の効果を得ることができる。例えばリテーナ168を鋳鉄で製造することで、複列アンギュラベアリング166を支持する支持剛性を一層高めることができる。また、リテーナ168の筒部173を軸方向に長くすることもできるので、複列アンギュラベアリング166とドリブンギヤ162との軸方向の距離を短くすることができる。これより、複列アンギュラベアリング166にかかる荷重が低減され、結果として複列アンギュラベアリング166を小型化することができる。

20

## 【実施例4】

## 【0062】

30

図6は、本発明のさらに他の実施例であるハイブリッド車両の駆動装置180（駆動装置180）の断面図である。駆動装置180を前述した図2に示す駆動装置10と比較すると、ドリブンギヤ軸とロータ軸とが一体成形されている点で相違している。以下、駆動装置10と相違する、第3回転軸心C3まわりの支持構造について説明する。

## 【0063】

第3回転軸心C3まわりには、アイドラギヤ22と噛み合うドリブンギヤ182が形成されている動力伝達軸184が第3回転軸心C3まわりに回転可能に配置されている。動力伝達軸184は円筒形状を有しており、その内周側に出力軸185が第3回転軸心C3まわりに回転可能に配置されている。

## 【0064】

40

動力伝達軸184は、前述した実施例のドリブンギヤ軸および第2電動機MG2のロータ軸とが一体成形されて構成される回転軸である。動力伝達軸184は、軸方向において第3ケース50c側の端部が玉軸受186によって回転可能に支持されており、さらに、軸方向において中間程度の位置（径方向において第2ケース50bと重なる位置）に配置されている玉軸受188によって回転可能に支持されている。動力伝達軸184は、これら玉軸受186、188によって支持されることで支持剛性が確保される。なお、玉軸受188が本発明の第1軸受装置に対応している。

## 【0065】

出力軸185は、動力伝達軸184の内周側に配置されており、軸方向の第3ケース50c側の一端が動力伝達軸184の内周部とスプライン嵌合されることで、動力伝達軸1

50

84と出力軸185とを動力伝達可能に接続する嵌合部189が形成されている。また、出力軸185の軸方向において第1ケース50a側の外周部に出力ギヤ190が形成されている。出力軸185の軸方向において第1ケース50a側の外周端部が玉軸受192によって回転可能に支持されている。また、出力軸185の外周と動力伝達軸184の内周との間には、出力軸185を回転可能に支持するニードルベアリング194が介挿されている。出力軸185は、これら玉軸受192およびニードルベアリング194によって回転可能に支持される。このように動力伝達軸184および出力軸185が、それぞれ独立して支持されることで各回転軸の支持剛性が高くなり、動力伝達中の振動および騒音が抑制される。なお、玉軸受192が本発明の第2軸受装置に対応し、ニードルベアリング194が第3軸受装置に対応している。

10

【0066】

また、ニードルベアリング194は軸方向において、動力伝達軸184を支持する玉軸受188と径方向に重なる位置に配置されている。このように、玉軸受188とニードルベアリング194とが径方向に重なることで、ニードルベアリング194の支持剛性も高くなり、動力伝達中の振動および騒音が一層抑制される。

【0067】

上述のように、本実施例によれば、ロータ軸とドリブンギヤ軸とが一体成形された動力伝達軸184を用いることで、ロータ軸とドリブンギヤ軸とが別体の場合に設けられていた複列アンギュラベアリングを省略することができる。

20

【0068】

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。

【0069】

例えば、前述の実施例の駆動装置10では、ニードルベアリング72が複列アンギュラベアリング60と径方向で重なる位置に配置されているが、ニードルベアリング72を玉軸受68と径方向で重なる位置に配置しても構わない。また、駆動装置100では、ニードルベアリング138が複列アンギュラベアリング128と径方向で重なる位置に配置されているが、ニードルベアリング138を玉軸受126と径方向で重なる位置に配置しても構わない。また、上記径方向への重なりは、軸受の一部が重なるものであっても構わない。

30

【0070】

また、前述の実施例の駆動装置180では、ロータ軸とドリブンギヤ軸とが一体成形された動力伝達軸184が採用されているが、ロータ軸と出力軸とが一体成形され、その回転軸の内周側にドリブンギヤ軸が配置され、ドリブンギヤ軸とその回転軸とが嵌合される構成であっても構わない。

【0071】

また、前述の実施例の駆動装置100においても、別体で形成されているリテーナによって複列アンギュラベアリング128が支持される構造としても構わない。

【0072】

また、前述の実施例の駆動装置10、100、160、180は、フロントエンジ・フロントドライブ方式(FF方式)の駆動装置であったが、例えばRR方式など他の方式の駆動装置においても適宜適用することができる。

40

【0073】

なお、上述したのはあくまでも一実施形態であり、本発明は当業者の知識に基づいて種々の変更、改良を加えた態様で実施することができる。

【符号の説明】

【0074】

10、100、160、180：ハイブリッド車両の駆動装置

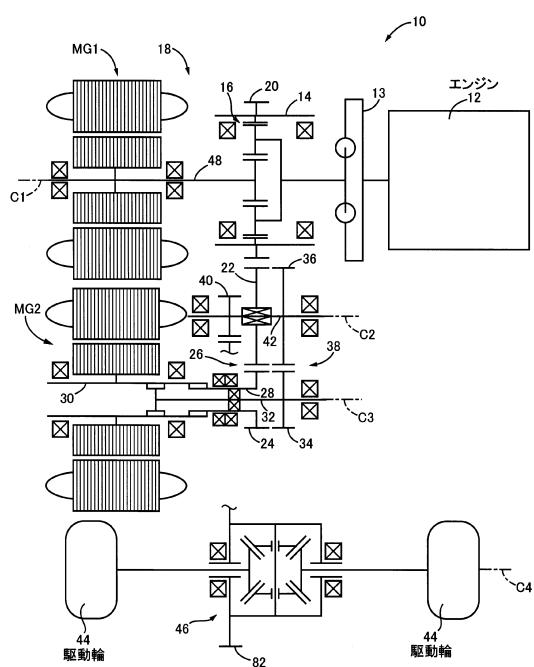
12：エンジン

24、122、162、182：ドリブンギヤ

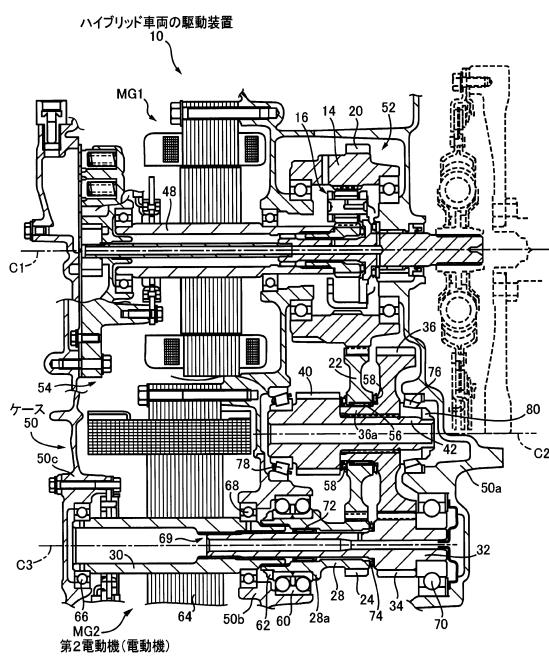
50

- 28、104、164 : ドリブンギヤ軸  
 30、105 : ロータ軸  
 32、106、185 : 出力軸  
 44 : 駆動輪  
 50 : ケース  
 60、128、166 : 複列アンギュラベアリング (第4軸受装置)  
 68、126、188 : 玉軸受 (第1軸受装置)  
 69、123 : 嵌合部  
 70、136、192 : 玉軸受 (第2軸受装置)  
 72、138、194 : ニードルベアリング (第3軸受装置) 10  
 74、135 : スラスト軸受  
 168 : リテーナ  
 184 : 動力伝達軸 (一体成形されたロータ軸とドリブンギヤ軸)  
 MG2 : 第2電動機 (電動機)

【図1】

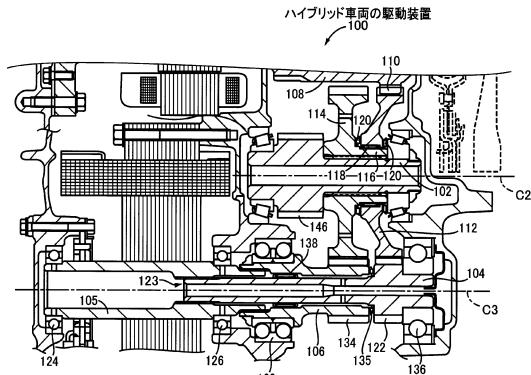


【図2】



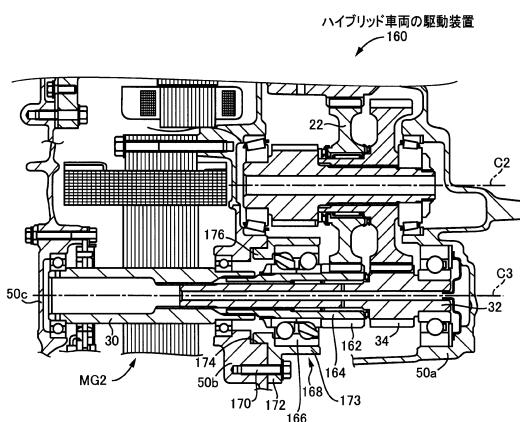
24: ドリブンギヤ 28: ドリブンギヤ軸 30: ロータ軸 32: 出力軸  
 60: 複列アンギュラベアリング (第4軸受装置)  
 68: 玉軸受 (第1軸受装置)  
 70: 玉軸受 (第2軸受装置)  
 72: ニードルベアリング (第3軸受装置)  
 74: スラスト軸受

【図3】



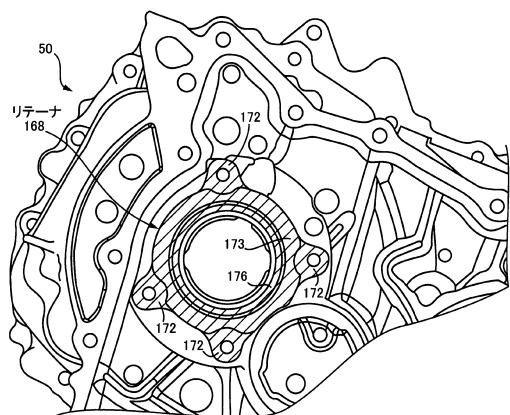
104: ドリブンギヤ軸 105: ロータ軸 106: 出力軸  
 108: ドリブンギヤ  
 110: ハイブリッド車両の駆動装置  
 112: リテナ  
 114: 玉軸受(第1軸受装置)  
 116: 玉軸受(第4軸受装置)  
 120: 玉軸受(第2軸受装置)  
 122: 玉軸受(第3軸受装置)  
 124: リテナ  
 126: スラスト軸受  
 128: 玉軸受(第2軸受装置)  
 130: ニードルペーリング(第3軸受装置)

【図4】

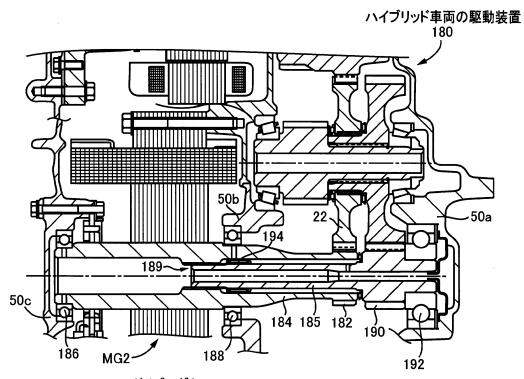


160: ハイブリッド車両の駆動装置  
 162: ドリブンギヤ  
 164: ドリブンギヤ  
 166: ドリブンギヤ  
 168: リテナ  
 170: リテナ  
 172: リテナ  
 173: リテナ  
 174: リテナ  
 176: ドリブンギヤ  
 178: リテナ  
 32: リテナ  
 34: リテナ  
 50a: ハイブリッド車両の駆動装置  
 50b: ハイブリッド車両の駆動装置  
 50c: ハイブリッド車両の駆動装置  
 MG2: モーター/ジェネレーター

【図5】



【図6】



180: ハイブリッド車両の駆動装置  
 182: ドリブンギヤ  
 184: 動力伝達軸(ロータ軸、ドリブンギヤ軸)  
 185: 出力軸  
 186: 玉軸受(第1軸受装置)  
 188: 玉軸受(第2軸受装置)  
 190: 玉軸受(第3軸受装置)  
 192: 玉軸受(第4軸受装置)  
 194: ニードルペーリング(第3軸受装置)

---

フロントページの続き

(72)発明者 木村 浩章  
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 佐々木 淳

(56)参考文献 国際公開第2013/128586 (WO, A1)  
特開2012-122595 (JP, A)  
特開昭59-164439 (JP, A)  
特開平03-281436 (JP, A)  
特開2012-017007 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B60K 6/36  
B60K 6/405  
B60K 6/445  
F16H 57/021