(19)日本国特許庁(JP)　(12)公開特許公報(A)　(11)公開番号
特開2023-66902
(P2023-66902A)
(43)公開日　令和5年5月16日(2023.5.16)

(51)国際特許分類	FI	テーマコード（参考）
F16H 57/023(2012.01)	F16H 57/023	3J063

審査請求　未請求　請求項の数　4　ＯＬ　（全9頁）

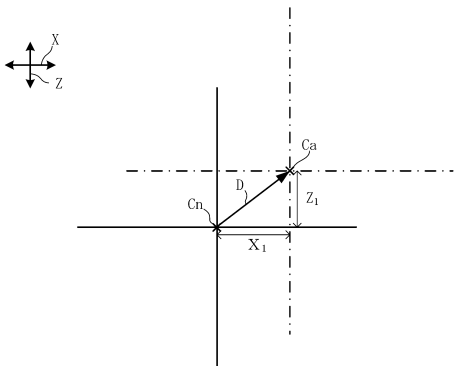
(21)出願番号　特願2021-177758(P2021-177758)
(22)出願日　令和3年10月29日(2021.10.29)

(71)出願人　521537852
ダイムラー トラック エージー
ドイツ連邦共和国 ７０７７１ ラインフェルデン＝エヒターディンゲン ファザーネンヴェーク １０
(74)代理人　100176946
弁理士　加藤 智恵
(74)代理人　100092978
弁理士　真田 有
(72)発明者　竹田 昇悟
神奈川県川崎市中原区大倉町１０番地
三菱ふそうトラック・バス株式会社内

Ｆターム（参考）　3J063　AA04 AB02 AC01 BA04 BA09 BB14 CA01 CB17 CD02

(54)【発明の名称】　車両の動力伝達装置

(57)【要約】
【課題】動力伝達装置の動力負荷に起因して発生する駆動源の出力軸と従動機構の入力軸との軸線どうしの間のズレを抑制する。
【解決手段】動力伝達装置１０は、車両の動力を出力する出力軸１Ｂを備えた駆動源１と、出力軸１Ｂとスプライン係合する入力軸４を備えた従動機構２と、ケーシング１Ａ，２Ａに出力軸１Ｂおよび入力軸４のそれぞれを複数のベアリング９Ａ，９Ｂ，９Ｃ，９Ｄを介して回転可能に支持する支持機構９と、を備えている。支持機構９において、無負荷状態でのベアリング９Ｄの相対位置は、仮想位置Ｃｎに対して所定のオフセット量をずらした位置Ｃａに調節されている。オフセット量は、駆動源１が所定の動力負荷を発生している運転領域において出力軸１Ｂの軸線と入力軸４の軸線との間に生じるズレが所定範囲内に収まるズレ量として設定されている。
【選択図】図２



【特許請求の範囲】
【請求項１】
車両の動力を出力する出力軸を備えた駆動源と、
前記駆動源に対して隣接配置されており、前記出力軸とスプライン係合して前記駆動源からの動力が入力される入力軸を備えた従動機構と、
前記駆動源および前記従動機構のケーシングに前記出力軸および前記入力軸のそれぞれを複数の軸受を介して回転可能に支持する支持機構と、を備えた車両の動力伝達装置であって、
前記支持機構において、無負荷状態での前記複数の軸受どうしの相対位置は、前記出力軸の軸線と前記入力軸の軸線とが直線状をなす仮想位置に対して所定のオフセット量をずらした位置に調節されており、
前記オフセット量は、前記駆動源が所定の動力負荷を発生している運転領域において前記出力軸の軸線と前記入力軸の軸線との間に生じるズレが所定範囲内に収まるズレ量として設定された
ことを特徴とする車両の動力伝達装置。
【請求項２】
前記車両は電動車両であって、前記駆動源が電動モータである
ことを特徴とする請求項１に記載の車両の動力伝達装置。
【請求項３】
前記運転領域は、前記駆動源の発生している動力が高負荷な高負荷運転領域である
ことを特徴とする請求項１または２に記載の車両の動力伝達装置。
【請求項４】
前記所定範囲内に収まるズレ量とは、前記軸受の公差範囲内に収まるズレ量である
ことを特徴とする請求項１～３のいずれか１項に記載の車両の動力伝達装置。
【発明の詳細な説明】
【技術分野】
【０００１】
本件は、車両の動力伝達装置に関する。
【背景技術】
【０００２】
従来、モータやエンジンなどを駆動源とする車両において、駆動源の出力軸が変速機や減速機などの従動機構の入力軸に対してスプライン係合によって結合されて、出力軸から入力軸へ動力が伝達される動力伝達装置が知られる。
この動力伝達装置では、出力軸と入力軸とのそれぞれは駆動源及び従動機構のケーシングに内蔵された複数の軸受によって回転可能に支持されている。これらの軸受は、無負荷状態で出力軸と入力軸との軸線が直線状をなすように設けられている（下記特許文献１を参照）。
【先行技術文献】
【特許文献】
【０００３】
【特許文献１】特開2011-214646号公報
【発明の概要】
【発明が解決しようとする課題】
【０００４】
しかしながら、駆動源が高負荷を発生している高負荷運転領域では、駆動源の出力軸からの駆動トルクによる反力を受けて、従動機構の入力軸やケーシングを含む動力伝達装置全体に曲げや捩れが生じ、駆動源の出力軸の軸線に対して従動機構の入力軸の軸線にズレが生じることがある。特に駆動源の出力軸と従動機構の入力軸とがスプライン係合されたスプライン係合部近傍では、剛性が低いため大きなズレが生じやすい。
このような高負荷運転領域で生じるズレは、スプライン係合部に過大な負荷を与えて、

スプライン係合部の摩耗や、動力伝達効率の低下、歯打ち音の発生などの問題を招くおそれがある。

【０００５】

本件は、上記のような課題に鑑み創案されたものであり、駆動源の出力軸と従動機構の入力軸とがスプライン係合される動力伝達装置において、動力負荷に起因して発生する駆動源の出力軸と従動機構の入力軸との軸線どうしの間のズレを抑制することを目的の一つとする。

【課題を解決するための手段】

【０００６】

本件は、上記の課題の少なくとも一部を解決するためになされたものであり、以下の態様又は適用例として実現できる。

（１）適用例に係る車両用の動力伝達装置は、車両の動力を出力する出力軸を備えた駆動源と、前記駆動源に対して隣接配置されており、前記出力軸とスプライン係合して前記駆動源からの動力が入力される入力軸を備えた従動機構と、前記駆動源および前記従動機構のケーシングに前記出力軸および前記入力軸のそれぞれを複数の軸受を介して回転可能に支持する支持機構と、を備えた車両の動力伝達装置である。

前記支持機構において、無負荷状態での前記複数の軸受どうしの相対位置は、前記出力軸の軸線と前記入力軸の軸線とが直線状をなす仮想位置に対して所定のオフセット量をずらした位置に調節されている。前記オフセット量は、前記駆動源が所定の動力負荷を発生している運転領域において前記出力軸の軸線と前記入力軸の軸線との間に生じるズレが所定範囲内に収まるズレ量として設定されている。

【０００７】

（２）適用例に係る動力伝達装置において、前記車両が電動車両であり、前記駆動源が電動モータであってもよい。

（３）適用例に係る動力伝達装置において、前記運転領域は前記駆動源の発生している動力が高負荷な高負荷運転領域であってもよい。

（４）適用例に係る動力伝達装置において、前記所定範囲内に収まるズレ量とは、前記軸受の公差範囲内に収まるズレ量であってもよい。

【０００８】

適用例に係る動力伝達装置によれば、無負荷状態での前記複数の軸受どうしの相対位置が前記所定のオフセット量をずらした位置に調節されているので、前記駆動源が所定の動力負荷を発生している運転領域において前記動力負荷に起因して発生する前記出力軸と前記入力軸との軸線どうしの間のズレが吸収される。その結果、前記運転領域において前記出力軸と前記入力軸との軸線が略直線状になる。これにより、スプライン係合の摩耗や、動力伝達効率の低下、歯打ち音の発生などが解消される。

【発明の効果】

【０００９】

適用例に係る動力伝達装置によれば、無負荷状態での複数の軸受どうしの相対位置が所定のオフセット量をずらした位置に調節されているので、動力負荷に起因して発生する出力軸と入力軸との軸線どうしの間のズレを抑制することができる。

【図面の簡単な説明】

【００１０】

【図１】本実施形態による適用例に係る車両の動力伝達装置の構成を示す図である。

【図２】軸受を所定のオフセット量だけずらした配置の説明図である。

【図３】（ａ）は、高負荷運転領域で生じるズレの説明図であって、無負荷状態において出力軸の軸線と入力軸の軸線とが直線状をなす場合から高負荷運転領域で非直線状に変形した場合であり、（ｂ）は無負荷状態において軸受が所定のオフセット量だけずらして配置された場合から高負荷運転領域で略直線状になった場合である。

【発明を実施するための形態】

【００１１】

図面を参照して、本件の適用例に係る車両の動力伝達装置１０について説明する。以下の適用例はあくまでも例示に過ぎず、この適用例で明示しない種々の変形や技術の適用を排除する意図はない。下記の適用例の各構成は、それらの趣旨を逸脱しない範囲で種々変形して実施できる。また、下記の適用例の各構成は、必要に応じて取捨選択でき、あるいは公知技術に含まれる各種構成と適宜組み合わせられる。

図中、Ｘ方向は車両の前後方向に対応し、Ｙ方向は車両の車幅方向に対応し、Ｚ方向は、車両の上下方向に対応する。

【００１２】

［１．構成］

図１に示す動力伝達装置１０は、例えば駆動源として電動モータ１が搭載された電動トラックやハイブリッドトラックなどの電動車両に適用され、図示しないフレームやボディに対して取り付けられる。

この動力伝達装置１０は、車両に搭載されており、駆動トルクを出力する電動モータ１と、電動モータ１に隣接配置されており、電動モータ１から入力された駆動トルクを車輪に伝達するギヤボックス２（従動機構）とを備える。

電動モータ１のケーシングをなすモータケース１Ａの内部には、駆動トルクをギヤボックス２側へ出力するためのモータシャフト１Ｂ（出力軸）が回転可能に支持されている。モータシャフト１Ｂは、電動モータ１の駆動トルクを出力する金属製の軸状部材であり、例えば車幅方向に延在するように配置されている。

【００１３】

ギヤボックス２には、電動モータ１で生成される駆動トルクや回転数（角速度、回転速度）を変更するための複数のギヤ８（歯車、ギア）が含まれる。複数のギヤ８は、ギヤボックス２のケーシングをなすギヤボックスケース２Ａの内部に収容される。

ギヤボックスケース２Ａの内部には回転可能に支持された入力シャフト４（入力軸）と中間シャフト５と出力シャフト６とを備える。各シャフト４、５、６は、例えば車幅方向に延在するように互いに平行に配置される。

各シャフト４、５、６は、複数のギヤ８を介して所定の変速比（減速比）で駆動力を伝達するように構成された金属製の軸状部材である。入力シャフト４は、電動モータ１の駆動力が入力される入力軸である。出力シャフト６は、車輪に伝達される変速後の駆動力が出力される軸状部材である。中間シャフト５は、動力伝達経路において入力シャフト４と出力シャフト６との間に介装される。出力シャフト６から出力される変速後の駆動力は、差動機構（ディファレンシャル装置）に入力された後、ドライブシャフト７を介して左右の駆動輪に伝達される。

【００１４】

入力シャフト４の一端部（延在方向の一方側、図１中の右端側）とモータシャフト１Ｂの一端部（延在方向の他方側、図１中の左端側）との間には、入力シャフト４の一端部とモータシャフト１Ｂの一端部とをスプライン係合するスプライン係合部１１が設けられる。

図１に示すスプライン係合部１１では、入力シャフト４の一端部が雄部材をなし、モータシャフト１Ｂの一端部が雌部材をなす構成を例に挙げている。入力シャフト４の一端部外周面には軸方向に延在する複数のスプライン（凸条）が形成される。これに対応するように、モータシャフト１Ｂの一端部内周面にはその軸方向に延在する複数のスプライン溝（凹溝）が形成される。これらのスプライン及びスプライン溝を嵌合させながらモータシャフト１Ｂを入力シャフト４の軸方向に沿って滑動させることで、モータシャフト１Ｂ及び入力シャフト４のスプライン係合が実現される。

【００１５】

モータシャフト１Ｂは、一端部に設けられたベアリング９Ａと他端部（延在方向の一方側、図１中の右端側）に設けられたベアリング（軸受）９Ｂとを介してモータケース１Ａに支持される。また、入力シャフト４は、一端部に設けられたベアリング９Ｃと他端部（延在方向の他方側、図１中の左端側）に設けられたベアリング９Ｄとを介してギヤボック

スケース２Ａに支持される。これらのベアリング９Ａ，９Ｂ，９Ｃ，９Ｄがモータシャフト１Ｂおよび入力シャフト４を回転可能に支持する支持機構９をなす。
ベアリング９Ａ，９Ｂ，９Ｃ，９Ｄとして適用されるベアリングの形状は特に限定されないが、モータシャフト１Ｂや、入力シャフト４の取付時の傾きを吸収しやすいという点で、「転がり軸受け」が適していると言える。
なお、中間シャフト５と出力シャフト６とのそれぞれもベアリングを介してギヤボックスケース２Ａの内部に支持される。

【００１６】

本実施形態の支持機構９において、無負荷状態でのベアリング９Ａ，９Ｂ，９Ｃ，９Ｄどうしの相対位置は、仮想位置に対して所定のオフセット量をずらした位置に調節される。
本実施形態の支持機構９では、ベアリング９Ａ，９Ｂ，９Ｃ，９Ｄのうち、入力シャフト４の他端部に対応して設けられたベアリング９Ｄの位置を、仮想位置に対して所定のオフセット量だけずらして配置する場合を例に挙げる。この場合、ベアリング９Ａ，９Ｂ，９Ｃ，９Ｄのうち、ベアリング９Ａ，９Ｂ，９Ｃは仮想位置に対応する位置に配置される。

【００１７】

無負荷状態とは、電動モータ１が動力を発生しておらず動力伝達装置１０に負荷が生じていない状態である。
仮想位置とは、モータシャフト１Ｂの軸線と入力シャフト４の軸線とが直線状をなす配置として想定されたベアリング９Ａ，９Ｂ，９Ｃ，９Ｄの仮想的な位置である。この仮想位置でベアリング９Ａ，９Ｂ，９Ｃ，９Ｄは、一直線状をなすモータシャフト１Ｂ及び入力シャフト４の各軸線と同軸上（一直線上）に配置される。

【００１８】

上記の所定のオフセット量は、電動モータ１が所定の動力負荷を発生している運転領域においてモータシャフト１Ｂの軸線と入力シャフト４の軸線との間に生じるズレが所定範囲内に収まるズレ量として設定された所定値である。
モータシャフト１Ｂと入力シャフト４の軸線との間に生じるズレの例として、モータシャフト１Ｂの軸線に対する入力シャフト４の軸線の角度ズレが挙げられる。このズレは、電動モータ１が所定の動力負荷を発生している状況で生じる動的なズレであり、車両の前後方向、車幅方向および上下方向の三次元的に生じる。

【００１９】

電動モータ１が所定の動力負荷を発生している運転領域とは、上記のズレを生じうる動力負荷を電動モータ１が発生している運転領域である。この運転領域の一例として、高負荷運転領域が挙げられる。本明細書で高負荷運転領域は、電動モータ１が所定の駆動トルクよりも大きい高負荷を発生している状態である。
高負荷運転領域では、モータシャフト１Ｂからの駆動トルクによる反力を受けて、入力シャフト４や，モータケース１Ａ，ギヤボックスケース２Ａを含む動力伝達装置１０全体に曲げや捩れが生じ、上記のズレが生じやすい。そのため、高負荷運転領域で生じるズレを抑制する観点から、高負荷運転領域で生じるズレのズレ量に基づき所定のオフセット量が設定される。

【００２０】

高負荷運転領域（電動モータ１が所定の動力負荷を発生している運転領域）で生じるズレ量は、シミュレーションや実験によって特定される。ここで、高負荷運転領域は、車両の運転中に使用頻度の高い高負荷運転領域として想定される運転領域であり、駆動トルクの大きさや、駆動トルクの方向などの条件により規定され得る。
使用頻度の高い高負荷運転領域の一例として、電動モータ１が２００［Ｎ・ｍ］の駆動トルクを発生している運転領域を挙げることができる。

【００２１】

所定のオフセット量は、上記のように特定した高負荷運転領域で生じるズレ量を、所定

範囲内に収まる小さなズレに相殺するものであり、発生頻度の高い高負荷運転領域で生じるズレに最適化したオフセット量と言える。

上記の所定範囲とは、高負荷運転領域で生じるズレとして許容しうるズレ量の範囲として設定される。この所定範囲は、例えばベアリング９Ａ，９Ｂ，９Ｃ，９Ｄで許容されるズレの範囲として規定された公差範囲である。

【００２２】

図２は、ベアリング９Ｄを所定のオフセット量だけずらした配置の説明図であって、車幅方向から視たベアリング９Ｄの中心位置Ｃａを模式的に描いている。

図２において、符号「Ｃｎ」は仮想位置に対応するベアリングの中心位置を示す。符号Ｄで示す矢印は、上記のように特定した高負荷運転領域でのズレ量を仮想位置に対する変位量および角度で示している。

【００２３】

ベアリング９Ｄの中心位置Ｃａは、電動モータ１の無負荷状態におけるベアリング９Ｄの中心位置であって、仮想位置Ｃｎに対して所定のオフセット量だけずらした位置に対応している。

図２に例示するオフセット量は、ベアリング９Ｄの中心位置を仮想位置Ｃｎに対して車両の前後方向（Ｘ方向）に「X_1」、車両の上下方向（Ｚ方向）に「Z_1」だけ変位させる量である。すなわち、ベアリング９Ｄの中心位置Ｃａは、仮想位置Ｃｎに対してズレ量Ｄに対応する変位量および変位角度だけずれた位置に調節される。

言い換えれば、本実施形態の支持機構９では、ベアリング９Ｄの中心位置Ｃａは、無負荷状態において仮想位置Ｃｎに対して、特定したズレ量Ｄに対応する所定のオフセット量だけ半径方向にずれた位置に配置される。他のベアリング９Ａ，９Ｂ，９Ｃの中心位置は仮想位置Ｃｎに対応する位置に配置される。

【００２４】

［２．作用及び効果］

図３（ａ），（ｂ）は、高負荷運転領域で生じる軸線どうしのズレを説明する模式図である。図３（ａ），（ｂ）において、実線は無負荷状態におけるモータシャフト１Ｂおよび入力シャフト４の軸線を示しており、破線は高負荷運転領域におけるモータシャフト１Ｂおよび入力シャフト４の軸線を示す。また、黒丸はベアリング９Ａ，９Ｂ，９Ｃ，９Ｄを示す。

【００２５】

図３（ａ）は、実線で示す無負荷状態においてモータシャフト１Ｂおよび入力シャフト４の軸線が直線状をなす従来技術の構造を示す。この場合、無負荷運転状態で、モータシャフト１Ｂと入力シャフト４との軸線が略一直線となるようベアリング９Ａ，９Ｂ，９Ｃ，９Ｄの相対位置が設定される。このようにベアリング９Ａ，９Ｂ，９Ｃ，９Ｄの相対位置が設定された動力伝達装置１０において、電動モータ１の駆動トルクが高負荷となる高負荷運転領域では動力負荷に起因して生じたズレによりモータシャフト１Ｂおよび入力シャフト４の軸線が、破線で示すように「への字型」（非直線状）にずれてしまう。「への字型」にずれたモータシャフト１Ｂの軸線と入力シャフト４の軸線とは、一直線上に位置しない。

そのため、高負荷運転領域ではスプライン係合部１１で過大な負荷が生じて、スプライン係合部の摩耗や、動力伝達効率の低下、歯打ち音の発生などの問題を招くおそれがある。

【００２６】

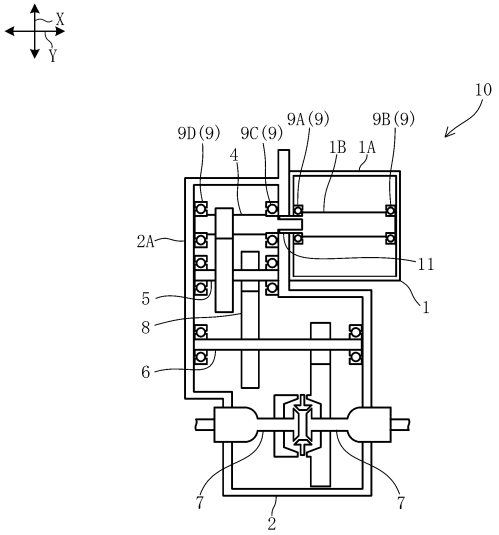
これに対して、本実施形態の図３（ｂ）では、ベアリング９Ｄの相対位置が他のベアリング９Ａ，９Ｂ，９Ｃに対して所定のオフセット量だけずれて配置されている。この場合、実線で示す無負荷状態においてモータシャフト１Ｂの軸線に対して入力シャフト４の軸線がオフセット量の分だけ予め角度をもって（への字型に、非直線状に）配置される。そのため、高負荷運転領域で生じたモータシャフト１Ｂの軸線に対する入力シャフト４の軸線のズレが吸収される。その結果、高負荷運転領域ではモータシャフト１Ｂおよび入力シ

ャフト４の軸線が、破線で示すように略直線状をなす。
【００２７】
よって、高負荷運転領域（電動モータ１が所定の動力負荷を発生している運転領域）において、動力負荷に起因して発生するモータシャフト１Ｂおよび入力シャフト４の軸線どうしの間に生じるズレを抑制できる。その結果、スプライン係合部１１への負荷が抑制されるので、スプライン係合部１１の摩耗や、打ち音の発生などの問題を低減することや、動力伝達効率を向上することができる。
なお、図３（ａ），（ｂ）では、説明のために極端に拡大した図を用いたが、実際には中心位置Ｃａと仮想位置Ｃｎとの距離は、例えば、ベアリング９Ｃ，９Ｄ間の長さ１５０［ｍｍ］に対して数［μｍ］程度である。
また、無負荷状態や高負荷運転領域に満たない低負荷運転領域では、スプライン係合部１１への負荷が小さいため、モータシャフト１Ｂの軸線に対して入力シャフト４の軸線がオフセット量の分だけ予め角度をもって配置されていても、スプライン係合部１１への影響は無視しうるほど小さい。
【００２８】
本実施形態の動力伝達装置１０は、駆動源として電動モータ１を備える電動車両に適用されている。電動モータ１は、エンジンに比べて高回転で運転されるため、スプライン係合部１１における摩耗の早期化、摩耗に起因した歯打ち音も大きくなる傾向がある。そのため、本実施形態の動力伝達装置１０は、特に駆動源として電動モータ１を備える電動車両に対して適用された場合、スプラインの摩耗や歯打ち音等の問題や動力伝達効率の低下の問題が低減や、動力伝達効率を向上に資する。
【００２９】
本実施形態の動力伝達装置１０は、高負荷運転領域においてモータシャフト１Ｂおよび入力シャフト４の軸線どうしの間に生じるズレを抑制できる。高負荷運転領域は、特にスプライン係合部１１に大きい負荷が発生しやすいため、高負荷運転領域でズレを抑制できる本実施形態の動力伝達装置１０は、スプラインの摩耗や歯打ち音等の問題や動力伝達効率の低下の問題が低減や、動力伝達効率を向上に資する。
また、本実施形態の動力伝達装置１０では、オフセット量は、高負荷運転領域で生じたズレがベアリング９Ｄの公差範囲内に収まるズレ量として設定されるので、高負荷運転領域で生じたズレによるスプライン係合部１１への影響をより確実に抑制できる。
【００３０】
［３．その他］
上記の適用例では、支持機構９では、ベアリング９Ｄの位置を仮想位置に対して所定のオフセット量だけ調節し、他のベアリング９Ａ，９Ｂ，９Ｃは仮想位置に対応する位置に配置される構造を例示したが、支持機構９の具体的な構成はこれに限定されない。例えば、４つのベアリング９Ａ，９Ｂ，９Ｃ，９Ｄのうちいずれのベアリングの位置を、仮想位置に対して所定のオフセット量だけ調節してもよい。また、４つのベアリング９Ａ，９Ｂ，９Ｃ，９Ｄのうち複数のベアリングの相対的位置を調節してもよい。この場合も、上記の適用例と同様の作用、効果を奏することができる。
上記の適用例では、動力伝達装置１０が駆動源として電動モータ１を備える電動車両に対して適用された場合を例示したが、動力伝達装置１０は、駆動源としてエンジンを備える車両に適用されてもよい。この場合も、上記の適用例と同様の作用、効果を奏することができる。
【符号の説明】
【００３１】
１　電動モータ（駆動源）
１Ａ　モータケース
１Ｂ　モータシャフト（出力軸）
２　ギヤボックス（従動機構）
２Ａ　ギヤボックスケース

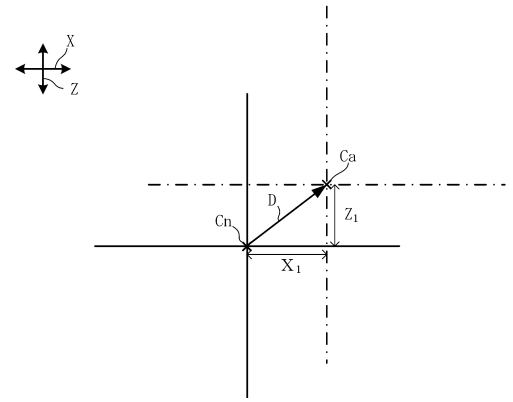
４　入力シャフト
５　中間シャフト
６　出力シャフト
７　ドライブシャフト
８　ギヤ
９　支持機構
９Ａ，９Ｂ，９Ｃ，９Ｄ　ベアリング（軸受）
１０　動力伝達装置
１１　スプライン係合部
Ｃａ　：中心位置
Ｃｎ　：仮想位置
Ｄ　　：ズレ量

【図面】

【図１】

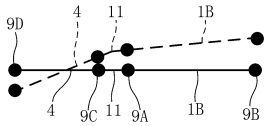
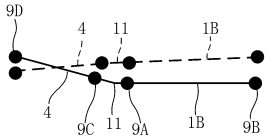


【図２】



【図３】

(a)



(b)