(19)日本国特許庁(JP)　(12)公開特許公報(A)　(11)特許出願公開番号
特開2012-197891
(P2012-197891A)
(43)公開日　平成24年10月18日(2012.10.18)

(51)Int.Cl.	F I	テーマコード（参考）
F16H 3/00 (2006.01)	F16H 3/00	3J028

審査請求 未請求　請求項の数 4　OL　（全 15 頁）

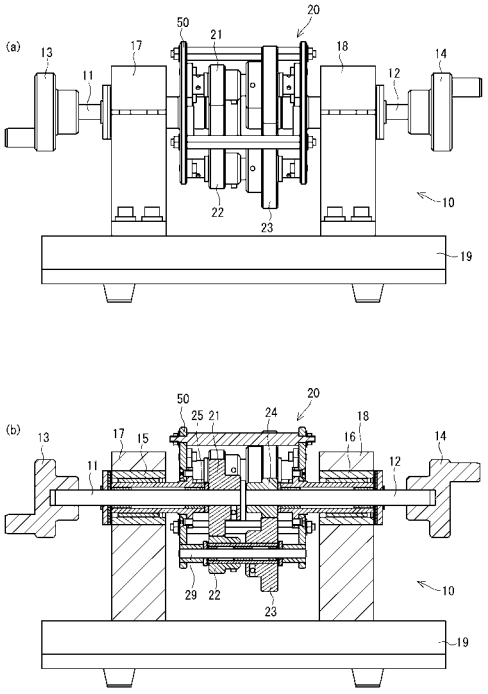
(21)出願番号　特願2011-63013(P2011-63013)
(22)出願日　平成23年3月22日(2011.3.22)

(71)出願人　000101352
アスモ株式会社
静岡県湖西市梅田３９０番地
(71)出願人　000004260
株式会社デンソー
愛知県刈谷市昭和町１丁目１番地
(74)代理人　100093779
弁理士　服部　雅紀
(72)発明者　井上　義康
静岡県湖西市梅田３９０番地　アスモ株式会社内
(72)発明者　高橋　裕也
愛知県刈谷市昭和町１丁目１番地　株式会社デンソー内

最終頁に続く

(54)【発明の名称】動力伝達装置

(57)【要約】
【課題】　入力軸の正転時と逆転時とで、等速の動力伝達と減速の動力伝達とを単純な構成で切り替える動力伝達装置を提供する。
【解決手段】　動力伝達装置１０は、回転フレーム５０に保持された動力伝達ユニット２０がシャーシ１７、１８の間に配設される。回転フレーム５０は、ワンウェイクラッチ１５、１６により、入力軸１１の正転（時計回り方向の回転）時、正転力を等速で出力軸１２に伝達し、逆転（反時計回り方向）時、回転が拘束される。一方、動力伝達ユニット２０は、ワンウェイクラッチ２５により、入力軸１１の正転時は回転が拘束され、逆転時は入力軸１１の逆転力を歯車２１～２４を介して減速し、出力軸１２に伝達する。これにより、外部制御装置や他動力による動力伝達装置を使用せず、入力軸１１の正転時と逆転時とで、等速動力伝達と減速動力伝達とを切り替えることができる。
【選択図】図１



【特許請求の範囲】
【請求項１】
入力軸の回転力を該入力軸から出力軸へ伝達し、前記入力軸の一方の回転方向への回転を正転とし前記入力軸の他方の回転方向への回転を逆転とすると、前記入力軸の正転時には前記出力軸を前記入力軸の回転と等速に回転させ、前記入力軸の逆転時には前記出力軸を前記入力軸の回転に対し等速で又は減速もしくは増速して回転させる動力伝達装置であって、
固定ハウジングと、
前記固定ハウジングに回転可能に支持される回転ハウジングと、
前記回転ハウジングに回転可能に支持され、前記入力軸から伝達された回転力を等速に又は減速もしくは増速して前記入力軸と同軸上に設けられる前記出力軸に伝達する動力伝達ユニットと、
前記入力軸の正転時に前記固定ハウジングに対して前記回転ハウジングを正転可能とするとともに、前記入力軸の逆転時に前記固定ハウジングに対して前記回転ハウジングを逆転不可能とする、前記固定ハウジングに対して前記回転ハウジングの逆転を拘束する第１一方向回転拘束部材と、
前記入力軸の正転時に前記回転ハウジングに対して前記動力伝達ユニットを正転不可能とするとともに、前記入力軸の逆転時に前記回転ハウジングに対して前記動力伝達ユニットを逆転可能とする、前記回転ハウジングに対して前記動力伝達ユニットの正転を拘束する第２一方向回転拘束部材と、
を備え、
前記入力軸の正転時、前記入力軸の正転力が前記回転ハウジングを経由して前記出力軸に伝達され、
前記入力軸の逆転時、前記入力軸の逆転力が前記動力伝達ユニットを経由して前記出力軸に伝達されることを特徴とする動力伝達装置。
【請求項２】
前記動力伝達ユニットは、前記入力軸から伝達された逆転力を複数の伝達経路を経由して前記出力軸に伝達することを特徴とする請求項１に記載の動力伝達装置。
【請求項３】
前記動力伝達ユニットは、前記複数の伝達経路が前記入力軸および前記出力軸を中心として周方向に均等に配置されることを特徴とする請求項２に記載の動力伝達装置。
【請求項４】
前記動力伝達ユニットは、前記複数の伝達経路が、前記回転ハウジングの回転中心と重心とが一致するように配置されることを特徴とする請求項２または３に記載の動力伝達装置。
【発明の詳細な説明】
【技術分野】
【０００１】
本発明は、入力軸の回転力を出力軸へ伝達する動力伝達装置に関する。
【背景技術】
【０００２】
動力伝達装置は、モータ等の駆動力による入力軸の回転を等速で又は減速もしくは増速して出力軸へ伝達し、出力軸に接続された目的動作機構を駆動する。通常の動力伝達装置は、入力軸の回転方向に関わらず、入力軸と出力軸との変速比および伝達トルクの出力特性が一定である。しかし、動力の正転と逆転で、あるいは、目的動作機構としてのアクチュエータの往路と復路の作動で異なる出力特性を要求される場合がある。
【０００３】
例えば、荷役リフトは、リフトアップ時に低速高トルクが要求され、ダウン時にはトルクは必要なく高速特性が要求される。ウインチは、巻上げ時に低速高トルクが要求され、ワイヤ引き出し時にはトルクは必要なく高速特性が要求される。クランプは、締め込み時

に低速で高い押付力が要求され、解放時には押付力は必要なく高速特性が要求される。クラッチは、スプリングを圧縮する時に低速高トルクが要求され、スプリング力に沿って逃げる時には低トルク高速特性が要求される。

また、エンジンの圧縮比を変更可能な可変圧縮比エンジンでは、低圧縮比側から高圧縮比側に変更する場合に低速高トルクが要求され、一方、高圧縮比側から低圧縮比側に変更する場合にはトルクは必要なく高速特性が要求される。

【０００４】

このように、正転と逆転または往路と復路での要求特性が異なる場合、固定変速比のアクチュエータでは、いずれかの特性を犠牲にするか、モータやアクチュエータの出力や体格を大きくして対応しなければならない。

そこで、従来、正転と逆転または往路と復路での出力特性を変化させる装置または方法として、例えば、自動車用自動変速機のように電子制御を用いた変速機が知られている。また、回転方向を機械的または電気的に検出し、歯車比の異なる動力伝達経路を選択する方法が知られている。この例として、特許文献１に記載の正逆転可能な２段変速機は、駆動装置の出力軸と遊星歯車減速機の内歯歯車とを電磁的に連結しかつ切断可能な電磁クラッチを備える。

【０００５】

また、その他の装置または方法として、以下のような技術が開示されている。

特許文献２の可変圧縮比エンジンは、２つのワンウェイクラッチを用い、２つの動力伝達経路を切り替える。これにより、高減速比の動力伝達経路を選択したとき低回転高トルクの出力が得られ、低減速比の動力伝達経路を選択したとき高回転低トルクの出力が得られると記載されている。

特許文献３の開閉体駆動装置は、特許文献２と同様、２つのワンウェイクラッチを組合せ、動力伝達の分割および選択を図っている。

【０００６】

特許文献４の減速比自動切換装置は、アクチュエータ作動域の往路の変位終端で高トルクを発生させた後、突当て力を利用しロックレバーを動かすことで減速比を切り替えて、復路に沿ってアクチュエータを高速で変位させる。

特許文献５の可逆回転伝動装置は、ラチェットを用い、回転方向による動力伝達経路を選択する。

特許文献６に記載されたカメラの自動巻上げ変速機構は、モータと２系統の伝達歯車とを備え、巻上げ負荷に応じて切換歯車が上下に移動することで動力伝達経路を切り替え、巻上げ速度を自動的に変更する。

【先行技術文献】

【特許文献】

【０００７】

【特許文献１】特開２００６－２３４０６２号公報
【特許文献２】特許第４３３３１２９号公報
【特許文献３】特開２００９－７９４０８号公報
【特許文献４】特開２００４－２３９３２６号公報
【特許文献５】特開平７－７１５５８号公報
【特許文献６】実開平６－８９４５号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【０００８】

しかしながら、電子制御を用いた装置や、機械的または電気的な検出および動力切替機構を用いる装置は、仕組みが複雑で体格も大きく、コストの高いものとなる。例えば、特許文献１の装置は、電磁クラッチを構成するソレノイドや制御装置の追加により部品点数が増加しコストアップする。また、モータの回転方向と同期してソレノイドを制御する回路が必要となる。センサや制御要素が必要なため、微作動が難しく、動作が不確実となる

おそれがある。

【０００９】

特許文献２、３の装置は、互いに反対方向の回転を拘束するワンウェイクラッチを２つ使用し、それぞれのワンウェイクラッチが異なる変速比の伝達経路に回転力を伝達することで、回転方向に応じて変速比を切り替えようとしている。しかし、以下に説明するとおり、この構成によって正逆転の作動を実現することはできないと考えられる。

例えば、特許文献３の図３を参照すると、出力軸（４４）に、互いに反対方向の回転を拘束する第１のワンウェイクラッチ（６３）と第２のワンウェイクラッチ（７３）が設けられている。第１のワンウェイクラッチは開放側駆動ギア（６１）を駆動しようとしており、第２のワンウェイクラッチは閉塞側駆動ギア（７１）を駆動しようとしている。また、開放側駆動ギアおよび閉塞側駆動ギアは、それぞれ、共通の中間軸（９０）に固定された開放側従動ギア（６２）および閉塞側従動ギア（７２）と噛み合っている。

【００１０】

このような構成で、出力軸が第１のワンウェイクラッチの動力伝達方向に回転し、それによりギアを介して共通の中間軸が回転したと仮定する。すると、中間軸の回転は閉塞側従動ギアを介して閉塞側駆動ギアに伝達され、閉塞側駆動ギアに出力軸の回転と同一方向の回転力が作用する。ここで、閉塞側駆動ギアの回転速度が出力軸の回転速度より速い場合には、出力軸が閉塞側駆動ギアに対して相対的に反対方向に回転している状態に相当する。出力軸が反対方向に回転する状態とは、第２のワンウェイクラッチの動力伝達状態であるから、第１のワンウェイクラッチと第２のワンウェイクラッチとが同時に動力伝達状態になり、デッドロックすなわち互いに異なる変速比の動力伝達により各伝達系統が相互干渉を起こし、動力伝達が不可能な状態となる。よって、この機構は成立しない。

【００１１】

さらに、２つのワンウェイクラッチが同一方向の回転を拘束するように構成した場合、あるいは、ワンウェイクラッチの内輪側を駆動した場合、外輪側を駆動した場合の様々なパターンを検証した。その結果、いずれのパターンでも、デッドロックが生じるか、または、２つのワンウェイクラッチが共に空転し出力軸が回転しない状態を生じることがわかった。すなわち、単純に２つのワンウェイクラッチを組合せただけでは、正転時と逆転時とで変速比を切り替える機構を構成し得ないと言うことができる。

【００１２】

その他、特許文献４の装置は、往路の変位が終端に達する前に復路に反転した場合には変速させることができない。

特許文献５の装置は、ラチェット切り替えのために入出力軸間でロストルクが生じる。また、駆動軸の内部または駆動軸とつながった部位にラチェットシステムを組み込む必要があり、装置の小型化や構造の簡素化が難しい。さらに、回転バランスが出しにくく高速回転には適さない。加えて、ラチェット嵌合部が周方向の一部に限られるため、装置全体の大きさに対して動力伝達容量が不足するおそれがある。

特許文献６の変速機構は、切換歯車１５が上下に移動する途中、いずれの系統にも動力を伝達することができない期間が生じる。また、切換歯車が回転しながら移動するため、切換歯車と伝達歯車とが接触するとき、歯が噛み合わず、歯車同士が反発するおそれがある。したがって、特に高速回転する装置には適用することができない。

【００１３】

本発明は、このような点に鑑みて創作されたものであり、その目的は、（１）外部制御装置を使用せず、（２）ソレノイド等の他動力による動力選択装置を使用せず、（３）構成が単純で、（４）動作が確実で信頼性が高く、（５）体格を小さくすることができ、（６）入力軸の正転時と逆転時とで、一方が等速、他方が等速又は減速もしくは増速の動力伝達を自動的に切り替えることができる動力伝達装置を提供することである。

【課題を解決するための手段】

【００１４】

請求項１に記載の動力伝達装置は、入力軸の回転力を入力軸から出力軸へ伝達する。こ

こで、入力軸の一方の回転方向への回転を「正転」とし、入力軸の他方の回転方向への回転を「逆転」とすると、この動力伝達装置は、入力軸の正転時には出力軸を入力軸の回転と等速に回転させる。また、入力軸の逆転時には出力軸を入力軸の回転に対し等速で又は減速もしくは増速して回転させる。

【００１５】

この動力伝達装置は、固定ハウジング、回転ハウジング、動力伝達ユニット、第１一方向回転拘束部材および第２一方向回転拘束部材を備える。

回転ハウジングは、固定ハウジングに回転可能に支持される。

動力伝達ユニットは、回転ハウジングに回転可能に支持され、入力軸から伝達された回転力を等速に又は減速もしくは増速して、前記入力軸と同軸に設けられる出力軸に伝達する。

【００１６】

第１一方向回転拘束部材は、入力軸の正転時に固定ハウジングに対して回転ハウジングを正転可能とするとともに、入力軸の逆転時に固定ハウジングに対して回転ハウジングを逆転不可能とするように、固定ハウジングに対して回転ハウジングの逆転を拘束する。すなわち、第１一方向回転拘束部材は、固定ハウジングに対し、回転ハウジングの回転を一方向のみに規制する。

第２一方向回転拘束部材は、入力軸の正転時に回転ハウジングに対して動力伝達ユニットを正転不可能とするとともに、入力軸の逆転時に回転ハウジングに対して動力伝達ユニットを逆転可能とするように、回転ハウジングに対して動力伝達ユニットの正転を拘束する。すなわち、第２一方向回転拘束部材は、回転ハウジングに対し、動力伝達ユニットの回転を一方向のみに規制する。

【００１７】

ここで、入力軸に、以下「正転」と記す任意の一方向に回転力が加わった場合、第１一方向回転拘束部材は回転を拘束しない方向に装着され、第２一方向回転拘束部材は回転を拘束する方向に装着されている。

よって、入力軸に、正転とは逆の以下「逆転」と記す一方向に回転力が加わった場合、第１一方向回転拘束部材は回転を拘束し、第２一方向回転拘束部材は回転を拘束しない。

以上の構成により、この動力伝達装置は、入力軸の正転時、入力軸の正転力が回転ハウジングを経由して出力軸に伝達される。また、入力軸の逆転時、入力軸の逆転力が動力伝達ユニットを経由して出力軸に伝達される。

【００１８】

したがって、入力軸の正転時と逆転時とで、等速の動力伝達と動力伝達ユニットの変速比による動力伝達とを自動的に切り替えることができる。

この動力伝達装置は、外部制御装置や他動力による動力選択装置を使用せず構成が単純なため、体格を小さくし、部品点数やコストを低減することができ、また、動作が確実なため、信頼性を向上することができる。

【００１９】

請求項２に記載の発明によると、動力伝達ユニットは、入力軸から伝達された逆転力を複数の伝達経路を経由して出力軸に伝達する。

動力伝達ユニットは、例えば、平歯車を組み合わせた歯車箱等により実現される。この場合、入力軸に連結された入力歯車と噛み合う入力側の伝達歯車、出力軸に連結された出力歯車と噛み合う出力側の伝達歯車、及び、入力側の伝達歯車と出力側の伝達歯車とを接続する副軸等が伝達経路を構成する。この伝達経路が複数設けられることで、伝達経路の構成要素にかかる応力を分散することができる。よって伝達トルクを低下させることなくシステムの小型化が可能であり、また、同体格のシステムで伝達トルクを増加することができる。

【００２０】

請求項３に記載の発明によると、動力伝達ユニットは、複数の伝達経路が入力軸および出力軸を中心として周方向に均等に配置される。よって、回転動作時のバランスを向上さ

せることができ、回転軸の芯振れを抑制し、回転を安定させることができる。
請求項４に記載の発明によると、動力伝達ユニットは、複数の伝達経路が、回転ハウジングの回転中心と重心とが一致するように配置される。よって、回転動作時のバランスを向上させることができ、回転軸の芯振れを抑制し、回転を安定させることができる。
【図面の簡単な説明】
【００２１】
【図１】本発明の第１実施形態による動力伝達装置の（ａ）：正面図、（ｂ）：断面図である。
【図２】本発明の第１実施形態による動力伝達装置の斜視図である。
【図３】本発明の動力伝達装置が適用される可変圧縮比エンジンの模式図である。
【図４】本発明の第１実施形態による動力伝達装置の（ａ）：断面模式図、（ｂ）：（ａ）のＩＶｂ－ＩＶｂ断面図である。
【図５】ワンウェイクラッチを説明する説明図である。
【図６】本発明の第１実施形態による動力伝達装置の正転時の作動メカニズムを示す模式図である。
【図７】本発明の第１実施形態による動力伝達装置の逆転時の作動メカニズムを示す模式図である。
【図８】本発明の第２実施形態の動力伝達装置の（ａ）：断面模式図、（ｂ）：（ａ）のＶＩＩＩｂ－ＶＩＩＩｂ断面図である。
【図９】従来技術による動力伝達装置を示す（ａ）：ブロック図、（ｂ）：模式図である。
【発明を実施するための形態】
【００２２】
本発明の実施形態を図面に基づいて説明する。
（第１実施形態）
本発明の第1実施形態は、自動車等に搭載され圧縮比を変更可能な可変圧縮比エンジンに本発明の動力伝達装置を適用したものである。図３に示す可変圧縮比エンジン８０は、カムカバー８１、シリンダヘッド８２、シリンダブロック８３およびロアケース８４等から構成される。シリンダブロック８３にはシリンダ８５が形成され、シリンダ８５内に往復移動可能にピストン８６が収容される。シリンダヘッド８２には、吸気通路を開閉する吸気弁８８１、排気通路を開閉する排気弁８８２が設けられる。シリンダ８５の内壁、ピストン８６の上端、吸気弁８８１および排気弁８８２に囲まれた空間は燃焼室８９を形成する。ロアケース８４内にはクランクシャフト８７１、コンロッド８７２等が収容され、ピストン８６の往復運動がクランクシャフト８７１の回転運動に変換される。
また、シリンダブロック８３には、動力伝達装置１０、モータ１７、ウォーム１８およびウォームホイール１９からなる圧縮比変更変機構が設けられている。
【００２３】
以下、動力伝達装置１０の入力軸側（図３の左側）から見て時計回り方向（以下「ＣＷ方向」という。）の回転を「正転」といい、反時計回り方向（以下「ＣＣＷ方向」という。）の回転を「逆転」という。
モータ１７の正転時、動力伝達装置１０は、モータ１７の正転力を等速でウォーム１８に伝達する。また、モータ１７の逆転時、動力伝達装置１０は、モータ１７の逆転力を減速してウォーム１８に伝達する。
【００２４】
図３に示す状態では、シリンダブロック８３はロアケース８４に対して最も低い位置にある。このとき、燃焼室８９の容積は最小であり、ピストン８６の移動による容積変化率が最大となる「高圧縮比」の状態である。
モータ１７の正転力がウォーム１８に伝達されると、カムカバー８１、シリンダヘッド８２およびシリンダブロック８３はロアケース８４に対して上昇し、カムカバー８１の上端位置が図中破線指示した位置に移動する。これにより、燃焼室８９の容積が増加するた

めピストン８６の移動による容積変化率が小さくなり「低圧縮比」の状態となる。この高圧縮比側から低圧縮比側への推移では燃焼室８９の燃焼圧がシリンダブロック８３に作用する力が同じ向きに働くことから、大きな駆動力が要求されない。そのため、動力伝達装置１０は、モータ１７の回転を等速でウォーム１８に伝達し、シリンダブロック８３を比較的高速で上昇させることができる。

【００２５】

続いて、モータ１７の逆転力がウォーム１８に伝達されると、カムカバー８１、シリンダヘッド８２およびシリンダブロック８３はロアケース８４に対して下降する。これにより、燃焼室８９の容積が減少するためピストン８６の移動による容積変化率が大きくなり「高圧縮比」の状態となる。この低圧縮比側から高圧縮比側への推移ではシリンダブロック８３を燃焼室８９の燃焼圧に抗して下降させる必要がある。そこで、動力伝達装置１０は、モータ１７の回転を減速し、高トルクを出力することができる。

【００２６】

次に、動力伝達装置１０の構成について図１、図２、図４～７に基づいて説明する。

図１、２に示す動力伝達装置１０は、構造および作用を説明するために手動で操作する装置であり、入力軸および出力軸は、動力および目的動作機構に接続されていない。

図１、２に示すように、動力伝達装置１０は、回転フレーム５０に支持された動力伝達ユニット２０がシャーシ１７、１８の間に配設される。シャーシ１７、１８は、ベース１９に略平行に固定される。シャーシ１７側及びシャーシ１８側に入力軸１１及びこれと同軸の出力軸１２がそれぞれ延び、その先端には手動操作するためのハンドル１３、１４が取り付けられている。

【００２７】

ワンウェイクラッチ１５、１６は、それぞれシャーシ１７、１８に固定され、後述するように、回転フレーム５０を正転方向にのみ回転可能に支持している。

動力伝達ユニット２０は、入力ギア２１、第１ギア２２、第２ギア２３、出力ギア２４、副軸２９、及び、ワンウェイクラッチ２５等を備えている。特に図１、２に示す動力伝達ユニット２０は、３個の第１ギア２２、第２ギア２３および副軸２９を備えている。回転フレーム５０に固定されるワンウェイクラッチ２５は、後述するように、動力伝達ユニット２０を回転フレーム５０に対して逆転方向にのみ回転可能に支持している。

【００２８】

続いて図４～７を参照して、回転フレーム５０および動力伝達ユニット２０の詳細な構成を説明する。ここで、図４（ａ）、６、７においては、説明の便宜上、図１、２と異なり、第１ギア２２、第２ギア２３および副軸２９が各１個であるものとする。すなわち、図４（ｂ）において、第１ギア２２のうち、図の下側に外形線を実線で示した第１ギア２２ａおよび対応する第２ギア２３ａ、副軸２９ａのみが有り、図の左上および右上に外形線を破線で示した第１ギア２２ｂ、２２ｃおよび対応する第２ギア２３ｂ、２３ｃ、副軸２９ｂ、２９ｃは無いものとして説明する。

また、図１、２に示される動力伝達装置１０と区別するため、図４、６、７に示される動力伝達装置の符号を「１０１」とする。

【００２９】

図４（ａ）に示すように、動力伝達ユニット２０は回転フレーム５０に支持される。回転フレーム５０は、シャーシ１７、１８に固定されたワンウェイクラッチ１５、１６に一方向にのみ回転可能に支持されている。

動力伝達ユニット２０は、歯車箱に類するものである。動力伝達ユニット２０は、入力軸１１に連結される入力ギア２１、出力軸１２に連結される出力ギア２４、入力軸１１および出力軸１２と略平行に設けられる副軸２９に連結される第１ギア２２および第２ギア２３、及び、ワンウェイクラッチ２５、軸受２６、２７、２８を備える（図４の注参照）。ワンウェイクラッチ２５は入力軸１１を一方向にのみ回転可能に支持する。軸受２６、２７は副軸２９を双方向に回転可能に支持し、軸受２８は出力軸１２を双方向に回転可能に支持する。

【００３０】
ギア２１～２４は平歯車であり、入力ギア２１と第１ギア２２とが噛み合い、第２ギア２３と出力ギア２４とが噛み合う。第１ギア２２の歯数は入力ギア２１の歯数より多く、第１ギア２２のピッチ円直径は入力ギア２１のピッチ円直径より大きい。したがって、入力軸１１の回転は、回転方向が反対となるとともに減速されて副軸２９に伝達される。また、出力ギア２４の歯数は第２ギア２３の歯数より多く、出力ギア２４のピッチ円直径は第２ギア２３のピッチ円直径より大きい。したがって、副軸２９の回転は、回転方向が反対となるとともに減速されて出力軸１２に伝達される。その結果、動力伝達ユニット２０は、入力軸１１の回転力を同一方向に減速して出力軸１２に伝達する。
【００３１】
次に、ワンウェイクラッチ１５、１６、２５について説明する。ワンウェイクラッチ１５、１６、２５は、軸に対して一方が「○」、他方が「×」で図示されている。「○」は、外輪に対し内輪が紙面の向こう側から手前側へ向かう方向にのみ動くことを意味し、「×」は、外輪に対し内輪が紙面の手前側から向こう側へ向かう方向にのみ動くことを意味する。
ワンウェイクラッチ１５、１６は、軸の上側が「○」で軸の下側が「×」であるため、入力軸１１側から見てＣＷ方向の回転（正転）を許容し、入力軸１１側から見てＣＣＷ方向の回転（逆転）を拘束する。一方、ワンウェイクラッチ２５は、軸の上側が「×」で軸の下側が「○」であるため、入力軸１１側から見てＣＣＷ方向の回転（逆転）を許容し、入力軸１１側から見てＣＷ方向の回転（正転）を拘束する。
すなわち、ワンウェイクラッチ１５、１６とワンウェイクラッチ２５とは、拘束する回転方向が互いに反対となるように設けられる。
【００３２】
ここで、図５を参照して、ワンウェイクラッチの具体的な構成を説明する。この説明では、ワンウェイクラッチの符号を「３０」とする。
ワンウェイクラッチ３０は、外輪３１、内輪３２、複数のコロ３３およびスプリング３４から構成される。複数のコロ３３は、外輪３１と内輪３２とに挟まれる環状の隙間に配置されている。外輪３１の内壁に、各コロ３３に対応するくさび部３１ａが形成されている。くさび部３１ａは、周方向の一方（図のＣＷ方向）でコロ３３が噛み込み、周方向の他方（図のＣＣＷ方向）でコロ３３がフリーとなる形状に形成されている。スプリング３４は、コロ３３とコロ３３との間に設けられ、コロ３３を外輪３１側へ押し付けている。
図５（ａ）に示すスタンバイ状態において、外輪３１および内輪３２は停止しており、コロ３３はくさび部３１ａに押し付けられている。
【００３３】
図５（ｃ）は、駆動軸である内輪３２が外輪３１に対してＣＷ方向に回転した場合を示し、図５（ｄ）は、駆動軸である外輪３１が内輪３２に対してＣＣＷ方向に回転した場合を示す。いずれの場合も、図中実線矢印で示すように、コロ３３がくさび部３１ａに噛み込み、駆動軸の回転力がコロ３３を介して相手側の軸に伝達される。ここで、内輪３２の回転数をＲｉｎ、外輪３１の回転数をＲｏｕｔとし、ＣＷ方向の回転を正、ＣＣＷ方向の回転を負とすると、「Ｒｉｎ＞Ｒｏｕｔ」のとき、動力伝達状態が成立する。
【００３４】
次に、図５（ｅ）は、駆動軸である内輪３２が外輪３１に対してＣＣＷ方向に回転した場合を示し、図５（ｆ）は、駆動軸である外輪３１が内輪３２に対してＣＷ方向に回転した場合を示す。いずれの場合も、図中破線矢印および「×」印で示すように、コロ３３が外輪３１と内輪３２との間を滑り、駆動軸の回転力は伝達されず、相手軸は空転する。つまり、「Ｒｉｎ＜Ｒｏｕｔ」のとき、空転状態が成立する。
【００３５】
要するに、外輪３１または内輪３２の一方が停止している場合を含め、「外輪３１と内輪３２との相対回転」の方向によって動力伝達状態となるか空転状態となるかが決まる。
なお、図５（ｂ）に示すように、コロ３３がくさび部３１ａから離れた状態からくさび

部３１ａに噛み込み、空転状態から動力伝達状態に切り替わるとき、または、逆に動力伝達状態から空転状態に切り替わるときには、所定の切替角度λ１の回転が必要とされる。

【００３６】

以上説明した第１実施形態の構成において、シャーシ１７、１８は、特許請求の範囲に記載の「固定ハウジング」に相当し、回転フレーム５０は、「回転ハウジング」に相当する。また、ワンウェイクラッチ１５、１６は、「第１一方向回転拘束部材」に相当し、ワンウェイクラッチ２５は、「第２一方向回転拘束部材」に相当する。

【００３７】

次に、図６、図７を参照して、動力伝達装置１０の作動を説明する。

図６に示すように、入力軸１１の正転時、動力伝達ユニット２０は、ワンウェイクラッチ２５によって回転フレーム５０に対して回転が拘束される。このとき、動力伝達ユニット２０と回転フレーム５０とが剛体のようになる。また、回転フレーム５０は、ワンウェイクラッチ１５、１６によってシャーシ１７、１８に対して正転可能である。これにより、回転フレーム５０は、入力軸１１の正転力が伝達され、入力軸１１とともに正転する。よって、入力軸１１から出力軸１２に正転力が等速で伝達される。

【００３８】

一方、図７に示すように、入力軸１１の逆転時、回転フレーム５０は、ワンウェイクラッチ１５、１６によってシャーシ１７、１８に対して回転が拘束される。一方、動力伝達ユニット２０は、ワンウェイクラッチ２５によって回転フレーム５０に対し回転が拘束されないため、入力軸１１の逆転力が入力ギア２１に伝達され、ギア２１～２４を経由して出力軸１２に伝達される。これにより、入力軸１１から出力軸１２に逆転力が減速されて伝達される。

【００３９】

次に、本発明の第１実施形態による動力伝達装置を、従来技術の動力伝達装置と比較して説明する。

図９に示すように、従来技術による動力伝達装置９０は、例えば、自動車用自動変速機や機械クラッチ式変速機等に適用され、以下（Ａ）～（Ｅ）の構成を含む。

（Ａ）入力軸９１に入力された１つの動力Ｐ（電動機、手動ハンドル等）を２系統以上に分割する動力分割機構９２。例えば、歯車、プーリ等が含まれる。

（Ｂ）減速比の異なる２系統以上の動力伝達経路。例えば、等速動力経路９３ａと減速動力経路９３ｂ、または、低減速比歯車箱９４ａと他高減速比歯車箱９４ｂが該当する。その他、摩擦伝達等でもよい。

【００４０】

（Ｃ）回転方向、速度もしくはトルク方向を検知する回転センサ９５。機械的なもの、電子的なものを含む。

（Ｄ）回転センサ９５の判別によりセレクタクラッチ９７を制御駆動するクラッチ制御装置９６。具体例では、制御用電源９６ａ、クラッチコントローラ９６ｂ、クラッチコントロールアクチュエータ９６ｃから構成される。機械的なもの、電子的なものを含む。

（Ｅ）（Ｂ）の変速装置で変速された動力を選択し、目的動作機構９９に接続された出力軸９８に伝えるセレクタクラッチ９７。機械的なもの、電子的なものを含む。

【００４１】

かかる構成の動力伝達装置９０には、「センサや制御要素が必要なため、微作動が難しく、動作が確実でない。」、「外部駆動クラッチ等、外部駆動的な動力切り替え要素が必要で、装置が大掛かりとなる。」、「部品点数が多い。」、「中立点があいまいになる可能性がある。」といった課題がある。

【００４２】

上記従来技術による動力伝達装置９０に対し、本発明の第１実施形態による動力伝達装置１０は、上述した構成および作用により、以下の特徴を有するものである。

（１）外部制御装置を使用しない。

（２）ソレノイド等の他動力による動力選択装置を使用しない。

（３）構成が単純である。
（４）動作が確実で信頼性が高い。
（５）体格を小さくすることができる。
（６）入力軸の正転時と逆転時とで、一方が等速、他方が等速又は減速もしくは増速の動力伝達を自動的に切り替えることができる。

【００４３】

（第２実施形態）
次に、第２実施形態の動力伝達装置について図８を参照して説明する。第２実施形態の動力伝達装置１０２は、第１実施形態に対し動力伝達ユニットの構成が異なる。以下の説明では、実質的に同一の構成には同一の符号を付して説明を省略する。
動力伝達ユニット４０は、図８に示すように、回転フレーム５０に支持される。動力伝達ユニット４０は、入力軸１１に連結される入力ギア４１、出力軸１２に連結される出力ギア４４、入力軸１１および出力軸１２と略平行に設けられる４本の副軸４９に連結される４個の第１ギア４２および４個の第２ギア４３、及び、ワンウェイクラッチ４６、４７、軸受４５、４８を備える。

【００４４】

軸受４５は入力軸１１を双方向に回転可能に支持し、軸受４８は出力軸１２を双方向に回転可能に支持する。
「第２一方向回転拘束部材」としてのワンウェイクラッチ４６、４７は、副軸４９をＣＷ方向に回転可能に支持し、ＣＣＷ方向の回転を拘束する。すると、副軸４９と入力軸１１との回転方向は反対であるため、入力軸１１の回転力は、ＣＣＷ方向の回転（逆転）時に入力ギア４４に伝達され、ＣＷ方向の回転（正転）時には回転フレーム５０に対し回転が拘束される。すなわち、動力伝達ユニット４０は、第１実施形態の動力伝達ユニット２０と同様に作動する。

【００４５】

以上の構成により、入力軸１１の正転時、動力伝達ユニット４０は、ワンウェイクラッチ４６、４７によって回転フレーム５０に対して回転が拘束される。これにより、動力伝達ユニット４０と回転フレーム５０とが剛体のようになる。また、回転フレーム５０は、ワンウェイクラッチ１５、１６によってシャーシ１７、１８に対して正転可能である。これにより、回転フレーム５０は、入力軸１１の正転力が伝達され、入力軸１１とともに正転する。よって、入力軸１１から出力軸１２に正転力が等速で伝達される。

【００４６】

一方、入力軸１１の逆転時、回転フレーム５０は、ワンウェイクラッチ１５、１６によってシャーシ１７、１８に対して回転が拘束される。一方、動力伝達ユニット４０内の、ワンウェイクラッチ４６、４７は拘束されないため、入力軸１１の逆転力が入力ギア４１に伝達され、ギア４１～４４を経由して出力軸１２に伝達される。これにより、入力軸１１から出力軸１２に逆転力が減速されて伝達される。

【００４７】

第２実施形態では、動力伝達ユニット４０において副軸４９、第１ギア４２および第２ギア４３からなる４つの伝達経路を経由して回転力が伝達される。そのため、１つの動力伝達経路の場合に比べ、伝達経路の構成要素であるギアにかかる応力が分散し、伝達トルクを向上することができる。
また、４つの伝達経路は、入力軸１１および出力軸１２を中心として周方向に均等に配置されている。そのため、動力伝達のバランスを向上させることができる。よって、回転軸の芯振れを抑制し、回転を安定させることができる。

【００４８】

（その他の実施形態）
（ア）上記の実施形態では、動力伝達ユニットは入力軸１１の逆転力を減速して出力軸１２に伝達するが、動力伝達ユニットが入力軸１１の逆転力を等速に又は増速して出力軸１２に伝達するようにギアの組合せを設定してもよい。

（イ）動力伝達ユニットを構成する伝動部材は、平歯車に限らず、はすば歯車、ウォーム、遊星歯車であってもよく、あるいは、摩擦伝達、ベルトとプーリ、チェーンとスプロケット等、回転を伝達するものであれば形式を問わない。

【００４９】

（ウ）「一方向回転拘束部材」は、ワンウェイクラッチに限らず、反転防止ラチェット等、任意の一方向の回転を拘束し、その逆の回転を拘束しない要素であってもよい。

（エ）上記の実施形態では、入力軸１１側から見てＣＷ方向を「正転」、入力軸１１側から見てＣＣＷ方向を「逆転」と定義したが、逆であってもよい。

【００５０】

（オ）上記の実施形態では、入力軸１１と出力軸１２とを明確に定義したが、本発明は、モータ／ジェネレータ等のように時々刻々と入力軸と出力軸との関係が入れ替わる装置においても適用可能である。すなわち、装置の内部構造を変更しなくても、実施例で用いた入力軸１１と出力軸１２とをそれぞれ交替させて出力軸と入力軸として機能させることができる。例えば、入力軸１１を正転させた場合に出力軸１２が１倍速（等速）で回転し、入力軸１１を逆転させた場合に出力軸１２が４倍速（増速）で回転する本願発明の動力伝達装置であれば、逆に出力軸１２から正転力（入力軸１１から見た正転方向力）を入力した場合には入力軸１１を１倍速（等速）で回転させ、逆に出力軸１２から逆転力（入力軸１１から見た逆転方向力）を入力した場合には入力軸１１を１／４倍速（減速）で回転させることができる。

【００５１】

（カ）上記の実施形態では、ワンウェイクラッチ（第１一方向回転拘束部材）１５、１６をシャーシ（固定ハウジング）１７、１８に設けているが、回転フレーム（回転ハウジング）５０側に設けてもよいし、シャーシ１７、１８と回転フレーム５０との間に設け、当該拘束機能を発揮するようにすればどのように設けてもよい。

また、同様に、上記の実施形態では、ワンウェイクラッチ（第２一方向回転拘束部材）２５、４６、４７を回転フレーム（回転ハウジング）５０に設けているが、動力伝達ユニット２０、４０側に設けてもよいし、動力伝達ユニット２０、４０と回転フレーム５０との間に設け、当該拘束機能を発揮するようにすればどのように設けてもよい。

【００５２】

（キ）本発明の動力伝達装置は、可変圧縮比エンジンに限らず、正逆転で入力軸と出力軸との変速比および伝達トルクを変更する種々の装置に適用可能である。

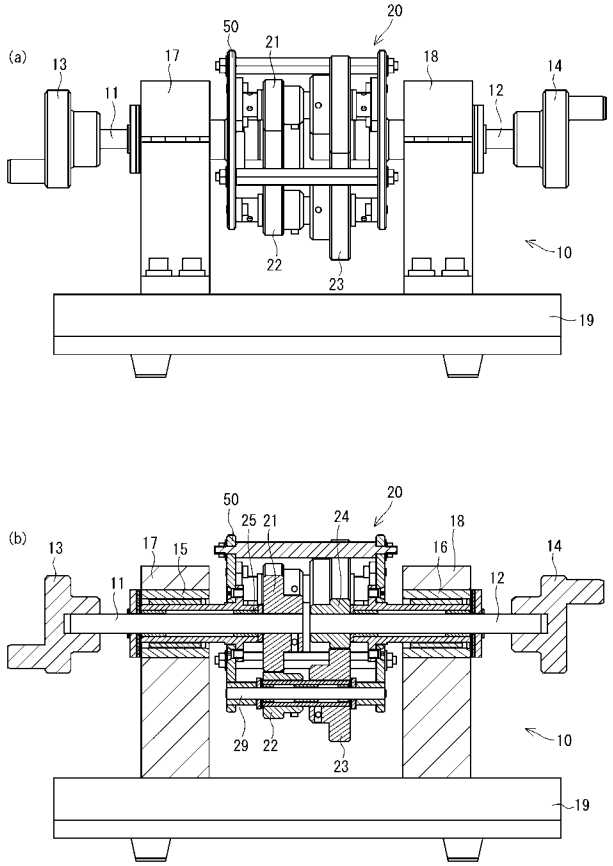
以上、本発明はこのような実施形態に限定されるものではなく、発明の趣旨を逸脱しない範囲において、種々の形態で実施することができる。

【符号の説明】

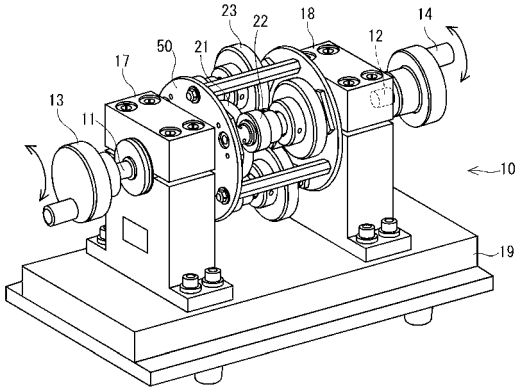
【００５３】

１０、１０１、１０２、９０・・・動力伝達装置、
１１　　・・・入力軸、
１２　　・・・出力軸、
１５、１６・・・ワンウェイクラッチ（第１一方向回転拘束部材）、
１７、１８・・・シャーシ（固定ハウジング）、
２０、４０・・・動力伝達ユニット、
２１　　・・・入力ギア、
２４　　・・・出力ギア、
２５、４６、４７・・・ワンウェイクラッチ（第２一方向回転拘束部材）、
２９　　・・・副軸、
５０　　・・・回転フレーム（回転ハウジング）。

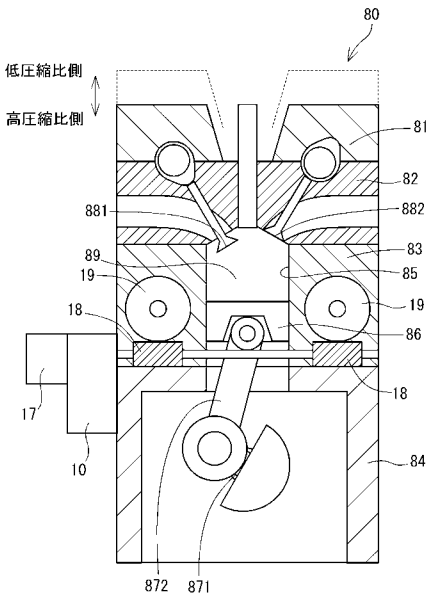
【図１】


(a)
(b)
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
29
50

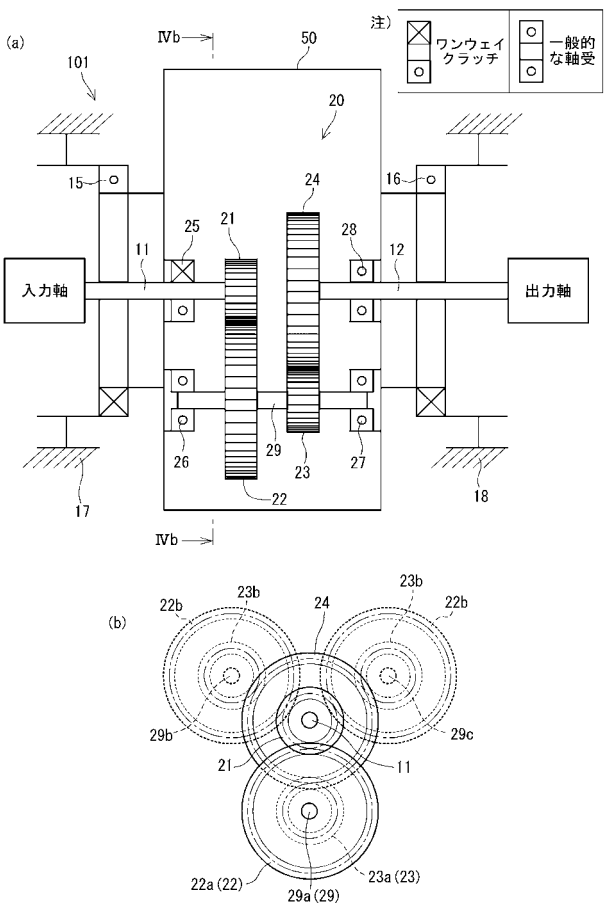
【図２】


10
11
12
13
14
17
18
19
21
22
23
50

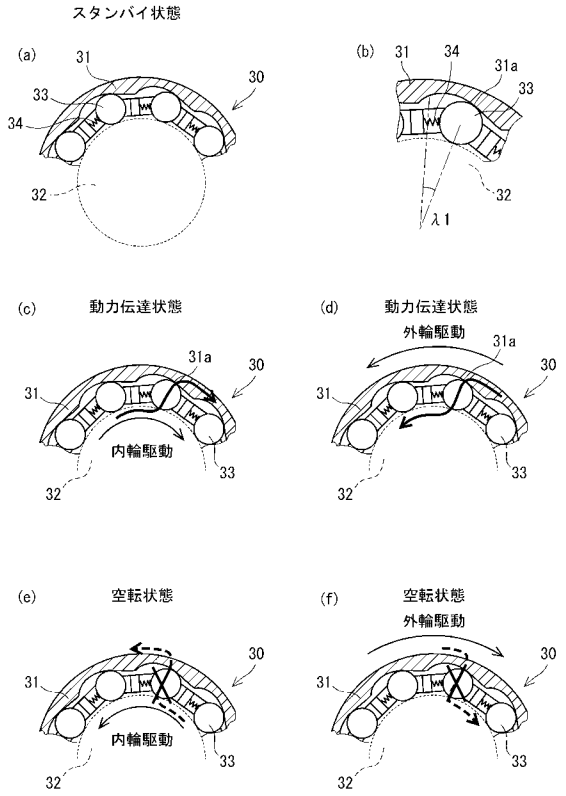
【図３】


80
低圧縮比側
高圧縮比側
81
82
83
84
85
86
881
882
89
19
18
17
10
872
871

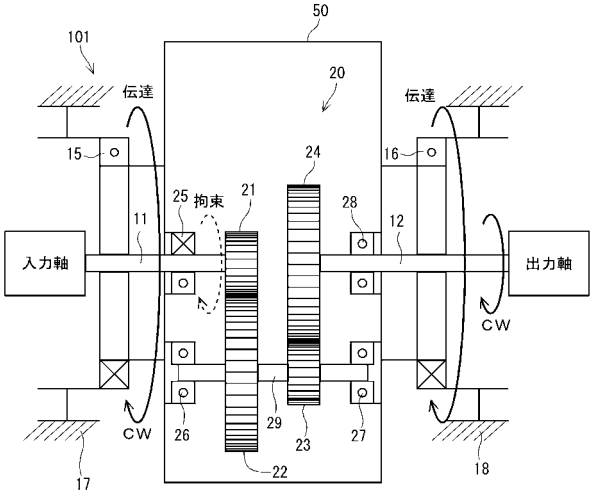
【図４】


(a)
(b)
注）
ワンウェイクラッチ
一般的な軸受
IVb
50
101
20
15
16
24
25
21
28
11
12
入力軸
出力軸
26
29
23
27
22
17
18
22b
23b
29b
29c
22a (22)
23a (23)
29a (29)

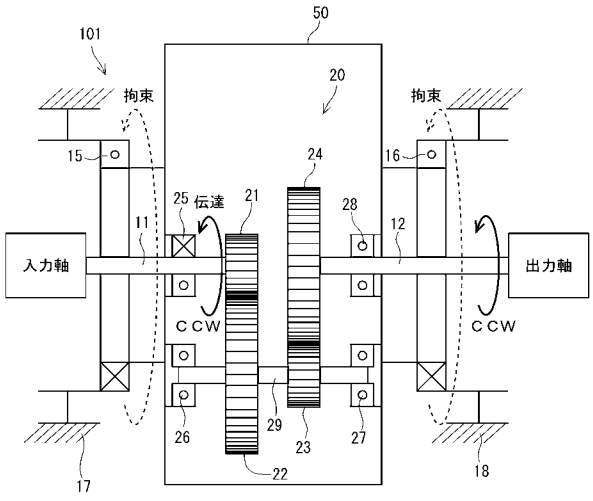
【図５】


スタンバイ状態
(a)
(b)
(c) 動力伝達状態
(d) 動力伝達状態
外輪駆動
内輪駆動
(e) 空転状態
(f) 空転状態
外輪駆動
内輪駆動

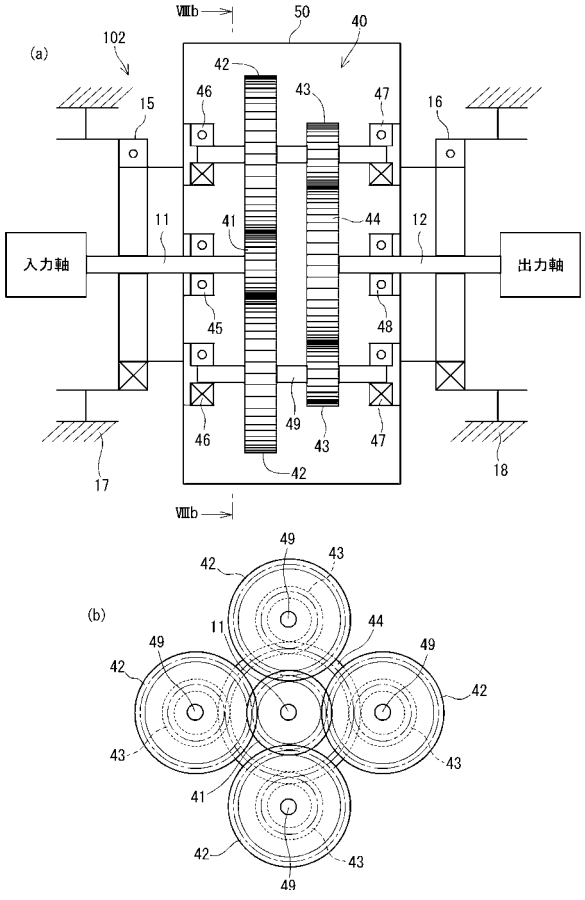
【図６】


入力軸
出力軸
伝達
拘束
CW

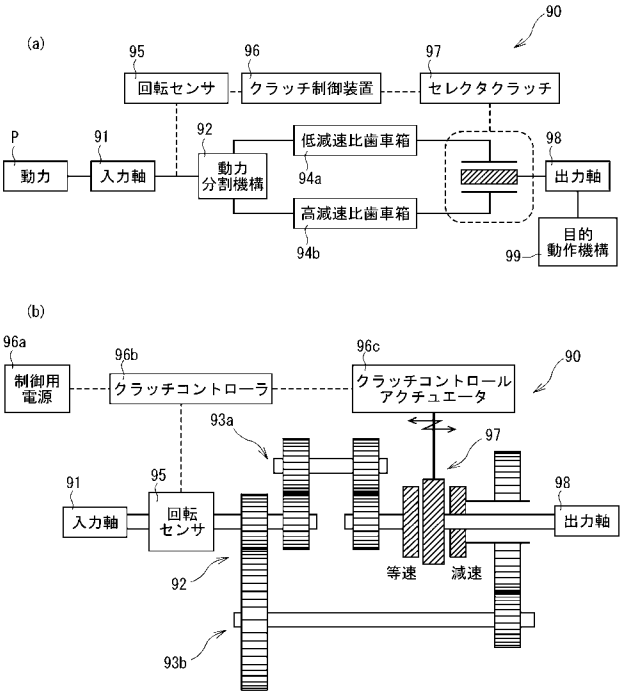
【図７】


入力軸
出力軸
拘束
伝達
CCW

【図８】


(a)
(b)
入力軸
出力軸

【図９】


(a)
90
95
回転センサ
96
クラッチ制御装置
97
セレクタクラッチ
P
動力
91
入力軸
92
動力
分割機構
低減速比歯車箱
94a
高減速比歯車箱
94b
98
出力軸
目的
動作機構
99
(b)
96a
制御用
電源
96b
クラッチコントローラ
96c
クラッチコントロール
アクチュエータ
90
93a
97
91
入力軸
95
回転
センサ
98
出力軸
92
等速
減速
93b

フロントページの続き

(72)発明者　鈴木　康義
愛知県刈谷市昭和町１丁目１番地　株式会社デンソー内

Ｆターム(参考) 3J028 EA09 EA25 EB03 EB13 EB45 FB03 FC33 FC42 FC59 FC63
GA02 GA16