

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4144166号
(P4144166)

(45) 発行日 平成20年9月3日(2008.9.3)

(24) 登録日 平成20年6月27日(2008.6.27)

(51) Int.CI.

F 1

F 16H 37/02 (2006.01)
F 16H 15/38 (2006.01)F 16H 37/02
F 16H 15/38

A

請求項の数 1 (全 17 頁)

(21) 出願番号 特願2000-209876 (P2000-209876)
 (22) 出願日 平成12年7月11日 (2000.7.11)
 (65) 公開番号 特開2002-21969 (P2002-21969A)
 (43) 公開日 平成14年1月23日 (2002.1.23)
 審査請求日 平成17年6月28日 (2005.6.28)

(73) 特許権者 000004204
 日本精工株式会社
 東京都品川区大崎1丁目6番3号
 (74) 代理人 100087457
 弁理士 小山 武男
 (74) 代理人 100056833
 弁理士 小山 欽造
 (72) 発明者 宮田 慎司
 神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目5番50号
 日本精工株式会社内

審査官 鈴木 充

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】揚水ポンプ又は発電機駆動用無段変速装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

駆動源につながってこの駆動源により回転駆動される入力軸と、この入力軸の回転に基づく動力を取り出して揚水ポンプ又は発電機を駆動する為の出力軸と、遊星歯車機構と、トロイダル型無段变速機と、上記入力軸に入力された動力をこのトロイダル型無段变速機と上記遊星歯車機構との間で伝達する第一の動力伝達機構と、上記入力軸に入力された動力をこのトロイダル型無段变速機を介する事なく上記遊星歯車機構に伝達する第二の動力伝達機構とを備え、上記遊星歯車機構は、太陽歯車とこの太陽歯車の周囲に配置したリング歯車との間に設けられ、上記太陽歯車と同心に且つ回転自在に支持したキャリアに回転自在に支持された遊星歯車を、上記太陽歯車とリング歯車とに噛合させて成るものであり、上記第一の動力伝達機構と上記第二の動力伝達機構とを、上記太陽歯車と上記リング歯車と上記キャリアとのうちの2個の部材にそれぞれ結合すると共に、これら太陽歯車とリング歯車とキャリアとのうちの残りの1個の部材に上記出力軸を結合しており、上記トロイダル型無段变速機は、それぞれが断面円弧状の凹面である互いの内側面同士を対向させた状態で、互いに同心に、且つ回転自在に支持された入力側ディスク及び出力側ディスクと、これら入力側ディスク及び出力側ディスクの中心軸に対し捻れの位置にある枢軸を中心として揺動する複数のトラニオンと、これら各トラニオンの中間部に、これら各トラニオンの内側面から突出する状態で支持された変位軸と、これら各トラニオンの内側面側に配置され且つ上記入力側ディスク及び出力側ディスクの間に挟持された状態で、上記各変位軸の周囲に回転自在に支持された、その周面を球状凸面としたパワーローラとを備えた

10

20

ものであり、上記第一の動力伝達機構及び上記第二の動力伝達機構を、何れも、常に動力の伝達を行なう状態に組み合わせると共に、上記入力側ディスク及び出力側ディスクの内側面の断面形状を構成する円弧の一部で、相手ディスクの内側面の断面形状を構成する円弧と各ディスクの軸方向に関する距離が最も長くなる部分を、上記各ディスクの内側面の底部とし、この底部と当該ディスクの外側面との距離を底部肉厚とした場合に、出力側ディスクの底部肉厚が入力側ディスクの底部肉厚よりも小さい揚水ポンプ又は発電機駆動用無段变速装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】

10

この発明に係る無段变速装置は、例えばビルディング等に設置する揚水ポンプや発電機の駆動部に組み込む变速機として利用する。特に本発明は、動力循環型の無段变速装置を構成するトロイダル型無段变速機の小型・軽量化を図るものである。

【0002】

【従来の技術】

自動車用の自動变速機として、図5～6に略示する様なトロイダル型無段变速機が、一部で実施されている。このトロイダル型無段变速機は、例えば実開昭62-71465号公報に開示されている様に、入力軸1と同心に入力側ディスク2を支持し、この入力軸1と同心に配置された出力軸3の端部に出力側ディスク4を固定している。トロイダル型無段变速機を納めたケーシング5（後述する図8～9参照）の内側には、上記入力軸1並びに出力軸3に対し捻れの位置にある枢軸6、6を中心として揺動するトラニオン7、7を設けている。

20

【0003】

これら各トラニオン7、7は、両端部外側面に上記枢軸6、6を、各トラニオン7、7毎に互いに同心に、各トラニオン7、7毎に1対ずつ設けている。これら各枢軸6、6の中心軸は、上記各ディスク2、4の中心軸と交差する事はないが、これら各ディスク2、4の中心軸の方向に対して直角方向若しくは直角に近い方向である、捩れの位置に存在する。又、上記各トラニオン7、7の中心部には変位軸8、8の基半部を支持し、上記枢軸6、6を中心として各トラニオン7、7を揺動させる事により、上記各変位軸8、8の傾斜角度の調節を自在としている。各トラニオン7、7に支持された変位軸8、8の先半部周囲には、それぞれパワーローラ9、9を回転自在に支持している。そして、これら各パワーローラ9、9を、上記入力側、出力側両ディスク2、4の内側面2a、4a同士の間に挟持している。

30

【0004】

上記入力側、出力側両ディスク2、4の互いに対向する内側面2a、4aは、それぞれ断面が、上記枢軸6を中心とする円弧若しくはこの様な円弧に近い曲線を回転させて得られる、断面円弧状の凹面をなしている。そして、球状凸面に形成された各パワーローラ9、9の周面9a、9aを、上記内側面2a、4aに当接させている。又、上記入力軸1と入力側ディスク2との間には、ローディングカム式の押圧装置10を設け、この押圧装置10によって上記入力側ディスク2を、出力側ディスク4に向け弾性的に押圧しつつ、回転駆動自在としている。

40

【0005】

上述の様に構成するトロイダル型無段变速機の使用時、入力軸1の回転に伴って上記押圧装置10が上記入力側ディスク2を、上記複数のパワーローラ9、9に押圧しつつ回転させる。そして、この入力側ディスク2の回転が、上記複数のパワーローラ9、9を介して出力側ディスク4に伝達され、この出力側ディスク4に固定の出力軸3が回転する。

【0006】

入力軸1と出力軸3との回転速度を変える場合で、先ず入力軸1と出力軸3との間で減速を行なう場合には、枢軸6、6を中心として前記各トラニオン7、7を揺動させ、上記各パワーローラ9、9の周面9a、9aが図5に示す様に、入力側ディスク2の内側面2a

50

の中心寄り部分と出力側ディスク4の内側面4aの外周寄り部分とにそれぞれ当接する様に、前記各変位軸8、8を傾斜させる。

【0007】

反対に、增速を行なう場合には、上記各トラニオン7、7を揺動させ、上記各パワーローラ9、9の周面9a、9aが図6に示す様に、入力側ディスク2の内側面2aの外周寄り部分と出力側ディスク4の内側面4aの中心寄り部分とに、それぞれ当接する様に、上記各変位軸8、8を傾斜させる。これら各変位軸8、8の傾斜角度を図5と図6との中間にすれば、入力軸1と出力軸3との間で、中間の変速比を得られる。

【0008】

更に、図7～8は、実願昭63-69293号（実開平1-173552号）のマイクロフィルムに記載された、より具体化されたトロイダル型無段変速機を示している。入力側ディスク2と出力側ディスク4とは円管状の入力軸11の周囲に、それぞれ回転自在に支持している。又、この入力軸11の端部と上記入力側ディスク2との間に、ローディングカム式の押圧装置10を設けている。一方、上記出力側ディスク4には、出力歯車12を結合し、これら出力側ディスク4と出力歯車12とが同期して回転する様にしている。

10

【0009】

1対のトラニオン7、7の両端部に互いに同心に設けた枢軸6、6は1対の支持板（ヨーク）13、13に、揺動並びに軸方向（図7の表裏方向、図8の上下方向）の変位自在に支持している。そして、上記各トラニオン7、7の中間部に、変位軸8、8の基半部を支持している。これら各変位軸8、8は、基半部と先半部とを互いに偏心させている。そして、このうちの基半部を上記各トラニオン7、7の中間部に回転自在に支持し、それぞれの先半部にパワーローラ9、9を回転自在に支持している。

20

【0010】

尚、上記1対の変位軸8、8は、上記入力軸11に対して180度反対側位置に設けている。又、これら各変位軸8、8の基半部と先半部とが偏心している方向は、上記入力側、出力側両ディスク2、4の回転方向に関して同方向（図8で上下逆方向）としている。又、偏心方向は、上記入力軸11の配設方向に対してほぼ直交する方向としている。従って上記各パワーローラ9、9は、上記入力軸11の配設方向に関して若干の変位自在に支持される。

【0011】

30

又、上記各パワーローラ9、9の外側面と上記各トラニオン7、7の中間部内側面との間には、これら各パワーローラ9、9の外側面の側から順に、スラスト玉軸受14、14とスラストニードル軸受15、15とを設けている。このうちのスラスト玉軸受14、14は、上記各パワーローラ9、9に加わるスラスト方向の荷重を支承しつつ、これら各パワーローラ9、9の回転を許容する。又、上記各スラストニードル軸受15、15は、上記各パワーローラ9、9から上記各スラスト玉軸受14、14を構成する外輪16、16に加わるスラスト荷重を支承しつつ、上記各変位軸8、8の先半部及び上記外輪16、16が、これら各変位軸8、8の基半部を中心として揺動する事を許容する。更に、上記各トラニオン7、7は、油圧式のアクチュエータ（油圧シリンダ）17、17により、前記各枢軸6、6の軸方向に変位自在としている。

40

【0012】

上述の様に構成されるトロイダル型無段変速機の場合、入力軸11の回転は前記押圧装置10を介して入力側ディスク2に伝えられる。そして、この入力側ディスク2の回転が、1対のパワーローラ9、9を介して出力側ディスク4に伝えられ、更にこの出力側ディスク4の回転が、出力歯車12より取り出される。

【0013】

入力軸11と出力歯車12との間の回転速度比を変える場合には、上記各アクチュエータ17、17により上記1対のトラニオン7、7を、それぞれ逆方向に、例えば、図8の右側のパワーローラ9を同図の下側に、同図の左側のパワーローラ9を同図の上側に、それぞれ変位させる。この結果、これら各パワーローラ9、9の周面9a、9aと上記入力側

50

ディスク2及び出力側ディスク4の内側面2a、4aとの当接部に作用する、接線方向の力の向きが変化する。そして、この力の向きの変化に伴って上記各トラニオン7、7が、支持板13、13に枢支された枢軸6、6を中心として、互いに逆方向に揺動する。この結果、前述の図5～6に示した様に、上記各パワーローラ9、9の周面9a、9aと上記各内側面2a、4aとの当接位置が変化し、上記入力軸11と出力歯車12との間の回転速度比が変化する。

【0014】

トロイダル型無段变速機による動力伝達時には、構成各部の弾性変形に基づいて、上記各パワーローラ9、9が上記入力軸11の軸方向に変位する。そして、これら各パワーローラ9、9を支持した前記各変位軸8、8が、それぞれの基半部を中心として僅かに回動する。この回動の結果、上記各スラスト玉軸受14、14の外輪16、16の外側面と上記各トラニオン7、7の内側面とが相対変位する。これら外側面と内側面との間には、前記各スラストニードル軸受15、15が存在する為、この相対変位に要する力は小さい。

10

【0015】

更に、伝達可能なトルクを増大すべく、図9～10に示す様に、入力軸11aの周囲に入力側ディスク2A、2Bと出力側ディスク4、4とを2個ずつ設け、これら2個ずつの入力側ディスク2A、2Bと出力側ディスク4、4とを動力の伝達方向に関して互いに並列に配置する、所謂ダブルキャビティ型の構造も、従来から知られている。この図9～10に示した構造は、上記入力軸11aの中間部周囲に出力歯車12aを、この入力軸11aに対する回転を自在として支持し、この出力歯車12aの中心部に設けた円筒部の両端部に上記各出力側ディスク4、4を、スプライン係合させている。又、上記各入力側ディスク2A、2Bは、上記入力軸11aの両端部に、この入力軸11aと共に回転自在に支持している。この入力軸11aは、駆動軸18により、ローディングカム式の押圧装置10を介して回転駆動する。この様なダブルキャビティ型のトロイダル型無段变速機の場合には、入力軸11aから出力歯車12aへの動力の伝達を、一方の入力側ディスク2Aと出力側ディスク4との間と、他方の入力側ディスク2Bと出力側ディスク4との間との、2系統に分けて行なうので、大きな動力の伝達を行なえる。

20

【0016】

上述の様に構成され作用するトロイダル型無段变速機を実際の自動車用の無段变速機に組み込む場合、遊星歯車機構と組み合わせて、動力循環型の無段变速装置を構成する事が、特開平1-169169号公報、同1-312266号公報、同10-196759号公報、同11-63146～7号公報等に記載されている様に、従来から提案されている。即ち、低速走行時にはエンジンの駆動力をトロイダル型無段变速機のみで伝達し、高速走行時には上記駆動力を遊星歯車機構で伝達する事により、高速走行時に上記トロイダル型無段变速機に加わるトルクの低減を図る様にしている。この様に構成する事により、上記トロイダル型無段变速機の構成各部材の耐久性を向上させる事ができる。

30

【0017】

図11は、上記各公報のうちの特開平10-196759号公報に記載された無段变速装置を示している。この無段变速装置は、駆動源であるエンジン19のクランクシャフト20の出力側端部（図11の右端部）と入力軸21の入力側端部（図11の左端部）との間に発進クラッチ22を設けている。又、上記入力軸21の回転に基づく動力を取り出す為の出力軸23を、この入力軸21と平行に配置している。そして、この入力軸21の周囲にトロイダル型無段变速機24を、上記出力軸23の周囲に遊星歯車機構25を、それぞれ設けている。

40

【0018】

上記トロイダル型無段变速機24に組み込むローディングカム式の押圧装置10を構成するカム板26は、上記入力軸21の中間部で出力側端部寄り（図11の右寄り）部分に固定している。又、入力側ディスク2と出力側ディスク4とは、上記入力軸21の周囲に、ニードル軸受等、図示しない軸受により、この入力軸21に対し、互いに独立した回転を自在に支持している。そして、上記カム板26と入力側ディスク2とにより、上記押圧裝

50

置 10 を構成している。従って、上記入力側ディスク 2 は上記入力軸 2 1 の回転に伴い、上記出力側ディスク 4 に向け押圧されつつ回転する。又、上記入力側ディスク 2 の内側面 2 a と上記出力側ディスク 4 の内側面 4 a との間に複数個のパワーローラ 9、9 を挟持して、前述の図 5 ~ 8 に示した如きトロイダル型無段变速機 2 4 を構成している。

【 0 0 1 9 】

又、上記遊星歯車機構 2 5 を構成する太陽歯車 2 7 は、前記出力軸 2 3 の入力側端部（図 1 1 の右端部）に固定している。従ってこの出力軸 2 3 は、上記太陽歯車 2 7 の回転に伴って回転する。この太陽歯車 2 7 の周囲にはリング歯車 2 8 を、上記太陽歯車 2 7 と同心に、且つ回転自在に支持している。そして、このリング歯車 2 8 の内周面と上記太陽歯車 2 7 の外周面との間に、複数個（通常は 3 ~ 4 個）の遊星歯車組 2 9、2 9 を設けている。10
。図示の例ではこれら各遊星歯車組 2 9、2 9 は、それぞれ 1 対ずつの遊星歯車 3 0 a、3 0 b を組み合わせて成る。これら 1 対ずつの遊星歯車 3 0 a、3 0 b は、互いに噛合すると共に、外径側に配置した遊星歯車 3 0 a を上記リング歯車 2 8 に噛合させ、内径側に配置した遊星歯車 3 0 b を上記太陽歯車 2 7 に噛合させている。この様に各遊星歯車組 2 9、2 9 をそれぞれ 1 対ずつの遊星歯車 3 0 a、3 0 b により構成するのは、上記リング歯車 2 8 と太陽歯車 2 7 との回転方向を一致させる為である。従って、他の構成部分との関係で、これらリング歯車 2 8 と太陽歯車 2 7 との回転方向を一致させる必要がなければ、単一の遊星歯車をこれらリング歯車 2 8 と太陽歯車 2 7 との両方に噛合させても良い。上述の様な遊星歯車組 2 9、2 9 は、キャリア 3 1 の片側面（図 1 1 の右側面）に回転自在に支持している。又、このキャリア 3 1 は、前記出力軸 2 3 の中間部に、回転自在に支持している。20

【 0 0 2 0 】

又、上記キャリア 3 1 と前記出力側ディスク 4 とを、第一の動力伝達機構 3 2 により、回転力の伝達を可能な状態に接続している。図示の例ではこの第一の動力伝達機構 3 2 を、互いに噛合した第一、第二の歯車 3 3、3 4 により構成している。従って上記キャリア 3 1 は、上記出力側ディスク 4 の回転に伴って、この出力側ディスク 4 と反対方向に、上記第一、第二の歯車 3 3、3 4 の歯数に応じた速度で回転する。

【 0 0 2 1 】

一方、前記入力軸 2 1 と上記リング歯車 2 8 とは、第二の動力伝達機構 3 5 により回転力の伝達を可能な状態に接続自在としている。図示の例ではこの第二の動力伝達機構 3 5 を、第一、第二のスプロケット 3 6、3 7 と、これら両スプロケット 3 6、3 7 同士の間に掛け渡したチェン 3 8 とにより構成している。即ち、第一のスプロケット 3 6 を上記入力軸 2 1 の出力側端部（図 1 1 の右端部）で前記カム板 2 6 から突出した部分に固定すると共に、第二のスプロケット 3 7 を伝達軸 3 9 の入力側端部（図 1 1 の右端部）に固定している。従ってこの伝達軸 3 9 は、上記入力軸 2 1 の回転に伴って、この入力軸 2 1 と同方向に、上記第一、第二のスプロケット 3 6、3 7 の歯数に応じた速度で回転する。30

【 0 0 2 2 】

又、無段变速装置は、モード切換手段を構成するクラッチ機構を備える。このクラッチ機構は、上記キャリア 3 1 と第二の動力伝達機構 3 5 の構成部材である上記伝達軸 3 9 との何れか一方のみを、上記リング歯車 2 8 に接続する。図 1 1 に示した構造の場合に、このクラッチ機構は、低速用クラッチ 4 0 と高速用クラッチ 4 1 とから成る。このうちの低速用クラッチ 4 0 は、上記キャリア 3 1 の外周縁部と上記リング歯車 2 8 の軸方向一端部（図 1 1 の左端部）との間に設けている。この様な低速用クラッチ 4 0 は、接続時には、前記遊星歯車機構 2 5 を構成する太陽歯車 2 7 とリング歯車 2 8 と遊星歯車組 2 9、2 9 との相対変位を阻止し、これら太陽歯車 2 7 とリング歯車 2 8 とを一体的に結合する。又、高速用クラッチ 4 1 は、上記伝達軸 3 9 と、上記リング歯車 2 8 に支持板 4 2 を介して固定した中心軸 4 3 との間に設けている。これら低速用クラッチ 4 0 と高速用クラッチ 4 1 とは、何れか一方のクラッチが接続された場合には、他方のクラッチの接続が断たれる。

【 0 0 2 3 】

又、図 1 1 の例では、上記リング歯車 2 8 と、無段变速装置のハウジング（図示省略）等

、固定の部分との間に、後退用クラッチ44を設けている。この後退用クラッチ44は、自動車を後退させるべく、上記出力軸23を逆方向に回転させる為に設けている。この後退用クラッチ44は、上記低速用クラッチ40と高速用クラッチ41との何れか一方が接続された状態では、接続が断たれる。又、この後退用クラッチ44が接続された状態では、上記低速用クラッチ40と高速用クラッチ41とは、何れも接続が断たれる。

【0024】

更に、図示の例では、上記出力軸23とデファレンシャルギヤ45とを、第三～第五の歯車46～48で構成する第三の動力伝達機構49により接続している。従って、上記出力軸23が回転すると、これら第三の動力伝達機構49及びデファレンシャルギヤ45を介して左右1対の駆動軸50、50が回転し、自動車の駆動輪を回転駆動させる。

10

【0025】

上述の様に構成する無段変速装置は、先ず、低速走行時には、上記低速用クラッチ40を接続すると共に、上記高速用クラッチ41及び後退用クラッチ44の接続を断つ。この状態で上記発進クラッチ22を接続し、前記入力軸21を回転させると、トロイダル型無段変速機24のみが、この入力軸21から上記出力軸23に動力を伝達する。この様な低速走行時に、入力側、出力側両ディスク2、4同士の間の変速比を変える際の作用は、前述の図5～8に示した従来のトロイダル型無段変速機の場合と同様である。勿論、この状態では、上記入力軸21と出力軸23との間の変速比、即ち、無段変速装置全体としての変速比は、トロイダル型無段変速機24の変速比に比例する。又、この状態では、このトロイダル型無段変速機24に入力されるトルクは、上記入力軸21に加えられるトルクに等しくなる。

20

【0026】

これに対して、高速走行時には、上記高速用クラッチ41を接続すると共に、上記低速用クラッチ40及び後退用クラッチ44の接続を断つ。この状態で上記発進クラッチ22を接続し、上記入力軸21を回転させると、この入力軸21から上記出力軸23には、前記第二の動力伝達機構35を構成する第一、第二のスプロケット36、37及びチェン38と前記遊星歯車機構25とが、動力を伝達する。

【0027】

即ち、上記高速走行時に上記入力軸21が回転すると、この回転は上記第二の動力伝達機構35並びに高速用クラッチ41を介して中心軸43に伝わり、この中心軸43を固定したリング歯車28を回転させる。そして、このリング歯車28の回転が複数の遊星歯車組29、29を介して太陽歯車27に伝わり、この太陽歯車27を固定した上記出力軸23を回転させる。上記リング歯車28が入力側となった場合に上記遊星歯車機構25は、上記各遊星歯車組29、29が停止している（太陽歯車27の周囲で公転しない）と仮定すれば、上記リング歯車28と太陽歯車27との歯数の比に応じた変速比で增速を行なう。但し、上記各遊星歯車組29、29は上記太陽歯車27の周囲を公転し、無段変速装置全体としての変速比は、これら各遊星歯車組29、29の公転速度に応じて変化する。そこで、上記トロイダル型無段変速機24の変速比を変えて、上記各遊星歯車組29、29の公転速度を変えれば、上記無段変速装置全体としての変速比を調節できる。

30

【0028】

即ち、上記高速走行時に上記各遊星歯車組29、29が、上記リング歯車28と同方向に公転する。そして、これら各遊星歯車組29、29の公転速度が遅い程、上記太陽歯車27を固定した出力軸23の回転速度が速くなる。例えば、上記公転速度とリング歯車28の回転速度（何れも角速度）が同じになれば、上記リング歯車28と出力軸23の回転速度が同じになる。これに対して、上記公転速度がリング歯車28の回転速度よりも遅ければ、上記リング歯車28の回転速度よりも出力軸23の回転速度が速くなる。反対に、上記公転速度がリング歯車28の回転速度よりも速ければ、上記リング歯車28の回転速度よりも出力軸23の回転速度が遅くなる。

40

【0029】

従って、上記高速走行時には、前記トロイダル型無段変速機24の変速比を減速側に変化

50

させる程、無段变速装置全体の变速比は增速側に変化する。この様な高速走行時の状態では、上記トロイダル型無段变速機24に、入力側ディスク2からではなく、出力側ディスク4からトルクが加わる（低速時に加わるトルクをプラスのトルクとした場合にマイナスのトルクが加わる）。即ち、前記高速用クラッチ41を接続した状態では、前記エンジン19から入力軸21に伝達されたトルクは、前記ローディングカム装置10が前記入力側ディスク2を押圧する以前に、前記第二の動力伝達機構35を介して前記遊星歯車機構25のリング歯車28に伝達される。従って、入力軸21の側から上記ローディングカム装置10を介して入力側ディスク2に伝達されるトルクは殆どなくなる。

【0030】

一方、上記第二の動力伝達機構35を介して前記遊星歯車機構25のリング歯車28に伝達されたトルクの一部は、前記各遊星歯車組29、29から、キャリア31及び第一の動力伝達機構32を介して出力側ディスク4に伝わる。この様に出力側ディスク4からトロイダル型無段变速機24に加わるトルクは、無段变速装置全体の变速比を增速側に変化させるべく、トロイダル型無段变速機24の变速比を減速側に変化させる程小さくなる。この結果、高速走行時に上記トロイダル型無段变速機24に入力されるトルクを小さくして、このトロイダル型無段变速機24の構成部品の耐久性向上を図れる。

10

【0031】

更に、自動車を後退させるべく、前記出力軸23を逆回転させる際には、前記低速用、高速用両クラッチ40、41の接続を断つと共に、前記後退用クラッチ44を接続する。この結果、上記リング歯車28が固定され、上記各遊星歯車組29、29が、このリング歯車28並びに前記太陽歯車27と噛合しつつ、この太陽歯車27の周囲を公転する。そして、この太陽歯車27並びにこの太陽歯車27を固定した出力軸23が、前述した低速走行時並びに上述した高速走行時とは逆方向に回転する。

20

【0032】

尚、上述の様な無段变速装置に組み込むトロイダル型無段变速機24は、図11及び図5～8に示したシングルキャビティ型のものに限らず、前述した図9～10に示す様なダブルキャビティ型のものでも良い。ダブルキャビティ型のトロイダル型無段变速機を組み込んだ無段变速装置は、前記特開平11-63146～7号公報等に記載されている。例えば、図12～13は、特開平11-63147号公報に記載された無段变速装置の2例を示している。このうち、図12に示した構造は、ダブルキャビティ型のトロイダル型無段变速機24aの中心部に、前述の図11に示した構造の場合と同様に入力軸21aを挿通し、上記トロイダル型無段变速機24aの軸方向に関して入力部と反対側で、このトロイダル型無段变速機24aと遊星歯車機構25とに動力を分割したものである。これに対して図13に示した構造は、トロイダル型無段变速機24aの側方に伝達軸51を、このトロイダル型無段变速機24aと並列に配設し、このトロイダル型無段变速機24aの軸方向に関して入力部と同じ側で、このトロイダル型無段变速機24aと遊星歯車機構25とに動力を分割したものである。

30

【0033】

何れの構造にしても、トロイダル型無段变速機24、24aと遊星歯車機構25とを組み合わせて、パワー・スプリット型と称せられる、動力循環型の無段变速装置を構成する事により、高速走行時に上記トロイダル型無段变速機24、24aを通過する動力を小さくできる。この為、このトロイダル型無段变速機24、24aを構成する各部材の耐久性向上を図れる。即ち、エンジン等の駆動源からこのトロイダル型無段变速機24、24aに加えられるトルクに対する、このトロイダル型無段变速機24、24aを構成する入力側ディスク2、2A、2Bに加わるトルクの割合は、図14に示す様に変化する。

40

【0034】

この図14のうち、左半部に位置する範囲は、低速用クラッチ40が繋がれて高速用クラッチ41の接続が断たれた低速モード状態に、右半部に位置する範囲は、高速用クラッチ41が繋がれて低速用クラッチ40の接続が断たれた高速モード状態に、それぞれ対応する。この図14から明らかな通り、低速モードでは、上記駆動源のトルクがそのまま

50

上記トロイダル型無段变速機 24、24a を通過するが、高速モードでは、無段变速装置全体としての变速比を增速状態に変化させる程、上記トロイダル型無段变速機 24、24a を通過するトルクが減少する。尚、前述の説明から明らかに、上記範囲に対応する高速モード状態では、無段变速装置全体としての变速比を增速状態に変化させる程、上記トロイダル型無段变速機 24、24a の变速状態は減速側に変化する。

【0035】

図 11～13 に示した無段变速装置は何れも、自動車用の自動变速機を構成する事を意図したものであり、トロイダル型無段变速機 24、24a のみで動力を伝達する低速走行モードから、動力伝達を主として遊星歯車機構 25 により行なう高速モードまでを使用する。これに対して、各種エンジンに付属した補機や、ビルディング等に設置する揚水ポンプ、又は、発電機の駆動を、エンジン或はモータにより、トロイダル型無段变速機と遊星歯車機構とを組み合わせた無段变速装置を介して行なう事が考えられている。10

【0036】

この様な用途に使用する無段变速装置の場合、自動車用の自動变速機として使用する無段变速装置の場合程は、大きな变速比を要しないし、回転方向を変換する必要もない。この為、動力を主として遊星歯車機構で伝達し、トロイダル型無段变速機はこの遊星歯車機構部分の变速比をえる為にのみ使用する機構を採用する事が考えられる。この場合には、図 11～13 に示した無段变速装置から低速用クラッチ 40 及び後退用クラッチ 44 を省略すると共に、第二の動力伝達機構 35 とリング歯車 28 とを、常に動力の伝達自在に組み合わせる。20

【0037】

【発明が解決しようとする課題】

上述した様な、動力を主として遊星歯車機構 25 で伝達する無段变速装置を実施する場合に、自動車用自動变速機として使用する事を前提に考えられた無段变速装置の構成をそのまま利用した場合には、次の様な無駄が生じる。

即ち、トロイダル型無段变速機 24、24a と遊星歯車機構 25 とを組み合わせた動力循環型の無段变速装置を自動車用の自動变速機として使用する場合には、前述した低速モード状態では、動力の伝達を総てトロイダル型無段变速機 24、24a で行なう。

【0038】

又、トロイダル型無段变速機 24、24a により動力伝達を行なう場合に、入力側、出力側各ディスク 2、2A、2B、4 の内側面 2a、4a と各パワーローラ 9、9 の周面 9a、9a との当接部に働く押圧力（当接圧と当接面積との積）は、図 5 に示す様な減速状態で最も大きくなる。この状態で各パワーローラ 9、9 の周面 9a、9a は、出力側ディスク 4 の内側面 4a のうち、肉厚が小さくなつた外径寄り部分に当接する。上記動力循環型の無段变速装置を自動車用の自動变速機として使用する場合には、この様な場合にも、上記出力側ディスク 4 の耐久性を十分に確保できるだけの剛性並びに強度を、この出力側ディスク 4 に持たせる必要がある。この為に従来構造の場合には、出力側ディスク 4 の重量が、入力側ディスク 2、2A、2B の重量よりも嵩んでいる。30

【0039】

これに対して、上記動力循環型の無段变速装置を、揚水ポンプや補機の駆動部に組み込んで使用する場合には、出力側ディスク 4、4 に加わる押圧力は、前述の図 14 から明らかに、限られたものとなる。この様に、作用する押圧力が限られているのに、大きな押圧力が加わった場合にも十分な耐久性を確保できる程の出力側ディスク 4、4 を組み込む事は無駄であり、上記無段变速装置の小型・軽量化の妨げとなる。40

本発明の揚水ポンプ又は発電機駆動用無段变速装置は、この様な事情に鑑みて発明したものである。

【0040】

【課題を解決するための手段】

本発明の揚水ポンプ又は発電機駆動用無段变速装置は、駆動源につながつてこの駆動源により回転駆動される入力軸と、この入力軸の回転に基づく動力を取り出して揚水ポンプ50

又は発電機を駆動する為の出力軸と、遊星歯車機構と、トロイダル型無段变速機と、上記入力軸に入力された動力をこのトロイダル型無段变速機と上記遊星歯車機構との間で伝達する第一の動力伝達機構と、上記入力軸に入力された動力をこのトロイダル型無段变速機を介する事なく上記遊星歯車機構に伝達する第二の動力伝達機構とを備える。

このうちの遊星歯車機構は、太陽歯車とこの太陽歯車の周囲に配置したリング歯車との間に設けられ、上記太陽歯車と同心に且つ回転自在に支持したキャリアに回転自在に支持された遊星歯車を、上記太陽歯車とリング歯車とに噛合させて成る。

そして、上記第一の動力伝達機構と上記第二の動力伝達機構とを、上記太陽歯車と上記リング歯車と上記キャリアとのうちの2個の部材にそれぞれ結合すると共に、これら太陽歯車とリング歯車とキャリアとのうちの残りの1個の部材に上記出力軸を結合している。 10

又、上記トロイダル型無段变速機は、それぞれが断面円弧状の凹面である互いの内側面同士を対向させた状態で、互いに同心に、且つ回転自在に支持された入力側ディスク及び出力側ディスクと、これら入力側ディスク及び出力側ディスクの中心軸に対し捻れの位置にある枢軸を中心として揺動する複数のトラニオンと、これら各トラニオンの中間部に、これら各トラニオンの内側面から突出する状態で支持された変位軸と、これら各トラニオンの内側面側に配置され且つ上記入力側ディスク及び出力側ディスクの間に挟持された状態で、上記各変位軸の周囲に回転自在に支持された、その周面を球状凸面としたパワーローラとを備える。

【0041】

特に、本発明の揚水ポンプ又は発電機駆動用無段变速装置に於いては、上記第一の動力伝達機構及び上記第二の動力伝達機構を、何れも、常に動力の伝達を行なう状態に組み合わせている。 20

又、上記入力側ディスク及び出力側ディスクの内側面の断面形状を構成する円弧の一部で、相手ディスクの内側面の断面形状を構成する円弧と各ディスクの軸方向に関する距離が最も長くなる部分を、上記各ディスクの内側面の底部とし、この底部と当該ディスクの外側面との距離を底部肉厚とした場合に、出力側ディスクの底部肉厚が入力側ディスクの底部肉厚よりも小さい。

【0042】

【作用】

上述の様に構成する本発明の揚水ポンプ又は発電機駆動用無段变速装置により、入力軸と出力軸との間の变速比を無段階に変換する際の作用は、例えば前述の図11～13に示した様な、従来から知られている動力循環式の無段变速装置で、高速用クラッチのみを接続して他のクラッチの接続を断った状態での变速動作と同様である。 30

特に、本発明の揚水ポンプ又は発電機駆動用無段变速装置によれば、トロイダル型無段变速機を構成する出力側ディスクの強度並びに剛性を過剰に高くする事をなくせる。

即ち、本発明の揚水ポンプ又は発電機駆動用無段变速装置の場合には常に、動力の伝達を主として遊星歯車機構を通じて行なう為、上記トロイダル型無段变速機を通過する動力は小さい。しかも、このトロイダル型無段变速機が減速状態となり、上記出力側ディスクに最も大きな力が加わる状態では、このトロイダル型無段变速機を通過する動力が更に小さくなる。この為、上記出力側ディスクを薄肉にしても、この出力側ディスクの強度並びに剛性が不足する事はない。 40

【0043】

【発明の実施の形態】

図1～2は、本発明の実施の形態の1例を示している。駆動源であるエンジン19の動力は、図示を省略した、歯車伝達機構或はチェン伝達機構等の動力分割手段により分割して、トロイダル型無段变速機24bと遊星歯車機構25aとに入力している。即ち、上記動力分割手段により分割した動力のうちの一部を、駆動軸18により、上記トロイダル型無段变速機24bに伝達自在としている。そして、このトロイダル型無段变速機24bの出力歯車12aと上記遊星歯車機構25aとを、この出力歯車12aと噛合した歯車52により構成する、第一の動力伝達機構32により結合している。これに対して、上記動力 50

分割手段により分割された動力のうちの残部を、図示を省略した歯車等の動力伝達部材により構成する、第二の動力伝達機構35により、上記遊星歯車機構25aに伝達自在としている。尚、請求項に記載した入力軸は、上記エンジン19と上記動力分割手段との間に存在する。又、本例の場合、上記遊星歯車機構25aを構成するリング歯車28に、出力軸23aの基端部（図1の左端部）を結合している。この出力軸23aの先端部（図1の右端部）は、図示しない揚水ポンプ或は発電機の回転軸に結合する。

【0044】

上記遊星歯車機構25aは、太陽歯車27と、この太陽歯車27の周囲に配置したリング歯車28と、これら両歯車27、28同士の間に設けられ、それぞれがこれら両歯車27、28と噛合した複数個の遊星歯車30、30とを備える。本例の場合、これら遊星歯車30、30は、単一のものが上記両歯車27、28に噛合する、シングルピニオン型のものを採用している。又、上記各遊星歯車30、30は、上記太陽歯車27と同心に且つ回転自在に支持したキャリア31に回転自在に支持している。10

【0045】

そして、上記第一の動力伝達機構32を、上記太陽歯車27に結合している。又、上記第二の動力伝達機構35を、キャリア31に結合している。更に、出力軸23aを、上記リング歯車28に結合している。

【0046】

又、図示の例では、上記トロイダル型無段变速機24bとして、前述の図9～10に示した様な、ダブルキャビティ型の構造のものを使用している。この様なトロイダル型無段变速機24bの構造及び作用は、上記図9～10に示した、従来から知られているものと同様である。特に、本発明の揚水ポンプ又は発電機駆動用無段变速装置を構成するトロイダル型無段变速機24bの場合には、前記出力歯車12aを軸方向両側から挟む状態で設けた1対の出力側ディスク4A、4Aの重量を、各入力側ディスク2A、2Bの重量よりも軽くしている。20

【0047】

この為に図示の例では、上記各出力側ディスク4A、4Aの外側面（図1～2の互いに対向する側面）の内径側半部に断面形状が略三角形である凹部53、53を、それぞれの全周に亘って形成すると共に、上記各出力側ディスク4A、4Aの内側面4a、4aの底部肉厚を、各入力側ディスク2A、2Bの内側面2a、2aの底部肉厚よりも小さくしている。30

【0048】

ここで言う底部肉厚の概念に就いて、図3～4により説明する。先ず、上記入力側ディスク2A、2B及び出力側ディスク4A、4Aの内側面2a、4aの断面形状を構成する円弧の一部で、相手ディスクの内側面の断面形状を構成する円弧と各ディスク2A、2B、4Aの軸方向（図3～4の左右方向）に関する距離が最も長くなる部分を、上記各ディスク2A、2B、4Aの内側面2a、4aの底部とする。例えば、図3に示す様に、出力側ディスク4Aの内側面4aの曲率中心O_{4a}がこの出力側ディスク4Aの外周縁よりも径方向内方に存在する場合には、この出力側ディスク4Aの軸方向（図3～4の左右方向）に関して上記曲率中心O_{4a}と整合する位置が、上記内側面4aの底部となる。そして、この底部と上記出力側ディスク4Aの外側面との距離Tを、この出力側ディスク4Aの底部肉厚とする。40

【0049】

これに対して、図4（A）に示す様に、出力側ディスク4Aの内側面4aの曲率中心O_{4a}がこの出力側ディスク4Aの外周縁よりも径方向外方に存在する場合には、図4（B）に鎖線で示す様に、上記出力側ディスク4Aの内側面4aを径方向外方に、そのままの曲率半径で延長した場合に就いて考える。そして、この延長部分のうちで、上記軸方向に関して上記曲率中心O_{4a}と整合する位置が、上記内側面4aの底部となる。そして、この底部と上記出力側ディスク4Aの外側面との距離T'を、この出力側ディスク4Aの底部肉厚とする。50

何れの場合でも、本発明の揚水ポンプ又は発電機駆動用無段変速装置を構成するトロイダル型無段変速機 24 b の場合には、上記各出力側ディスク 4 A、4 A の底部肉厚が、上記各入力側ディスク 2 A、2 B の底部肉厚よりも小さい。

【0050】

上述の様に構成する本発明の揚水ポンプ又は発電機駆動用無段変速装置により、前記図示を省略した入力軸と、前記出力軸 23 aとの間の変速比を無段階に変換する際の作用は、前述の図 11～13 に示した様な、従来から知られている動力循環式の無段変速装置で、高速用クラッチのみを接続して他のクラッチの接続を断った状態での変速動作とほぼ同様である。

【0051】

但し、図示の例では、前記第一、第二の動力伝達機構 32、35 及び上記出力軸 23 a と、前記遊星歯車機構 25 a の構成各部材との結合状態が上記図 11～13 に示した従来構造と異なるので、この遊星歯車機構 25 a 部分での変速時の作用が異なる。即ち、図示の例の場合には、太陽歯車 27 とキャリア 31 とが同方向に回転しつつ、上記第二の動力伝達機構 35 からこのキャリア 31 に伝達された動力を、(太陽歯車 27 が停止していると仮定した場合には) 増速しつつ前記リング歯車 28 に伝達する。この結果上記出力軸 23 a が、上記入力軸よりも高速で回転する。

10

【0052】

これら入力軸と出力軸 23 a との増速比は、上記太陽歯車 27 の回転速度を遅くする程大きくなる(入力軸の回転速度に対する出力軸 23 a の回転速度が速くなる)。又、上記太陽歯車 27 の回転速度は、図 1～2 に示す様に各トラニオン 7、7 を揺動変位させ、これら各トラニオン 7、7 に回転自在に支持された各パワーローラ 9、9 の周面 9 a、9 a を、各入力側ディスク 2 A、2 B の内側面 2 a、2 a の内径寄り部分と、各出力側ディスク 4 A、4 A の内側面 4 a、4 a の外径寄り部分とに当接させた状態で遅くなる。

20

【0053】

前述の説明から明らかな通り、前記トロイダル型無段変速機 24 b を通過するトルクが一定であると仮定した場合には、上記各出力側ディスク 4 A、4 A の内側面 4 a、4 a と各パワーローラ 9、9 の周面 9 a、9 a との当接部に働く押圧力は、図 1～2 に示す様な減速状態で最も大きくなる。一方、無段変速装置全体としての変速比を増速側に変換させるべく、上記トロイダル型無段変速機 24 b の変速状態を減速側にした場合には、前述の図 14 の説明から明らかな通り、このトロイダル型無段変速機 24 b を通過するトルクが小さくなる。この為、このトロイダル型無段変速機 24 b を減速状態とした場合でも、上記内側面 4 a、4 a と各パワーローラ 9、9 の周面 9 a、9 a との当接部に働く押圧力は限られたものとなる(あまり大きくならない)。

30

【0054】

この様に、本発明の揚水ポンプ又は発電機駆動用無段変速装置の場合には、上記各出力側ディスク 4 A、4 A の内側面 4 a、4 a に大きな押圧力が作用する状態では、上記トロイダル型無段変速機 24 b を通過するトルクが小さくなる。従って、上記各出力側ディスク 4 A、4 A の肉厚を小さくしても、これら各出力側ディスク 4 A、4 A に大きな応力が加わる事がなくなつて、これら各出力側ディスク 4 A、4 A の耐久性を十分に確保できる。この為、本発明の揚水ポンプ又は発電機駆動用無段変速装置によれば、上記トロイダル型無段変速機 24 b を構成する上記各出力側ディスク 4 A、4 A の強度並びに剛性を過剰に高くする事をなくせる。尚、本発明の揚水ポンプ又は発電機駆動用無段変速装置を実施する場合に、第一、第二の動力伝達機構と遊星歯車機構との結合状態は、図 1 に示したものに限らず、前述の図 11～13 に示したものでも良い。

40

【0055】

【発明の効果】

本発明は、以上に述べた通り構成され作用するので、十分な耐久性を確保しつつ、小型・軽量な揚水ポンプ又は発電機駆動用無段変速装置の実現に寄与できる。

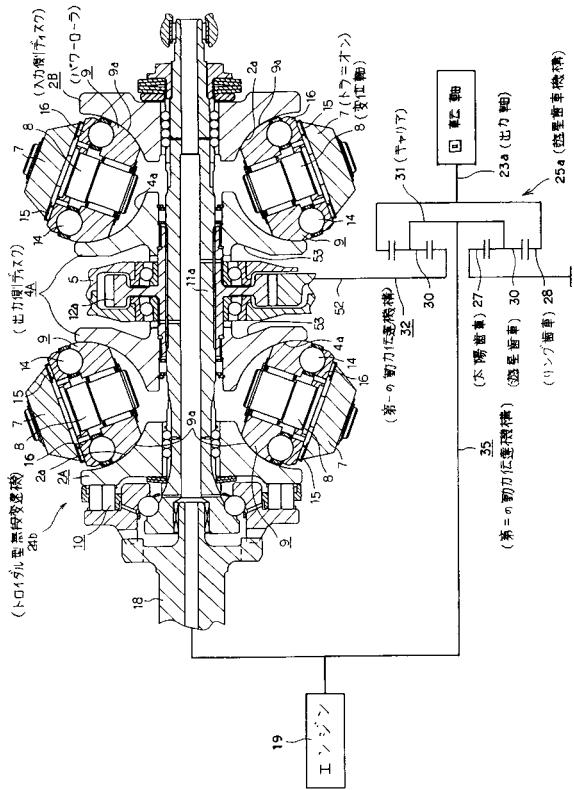
【図面の簡単な説明】

50

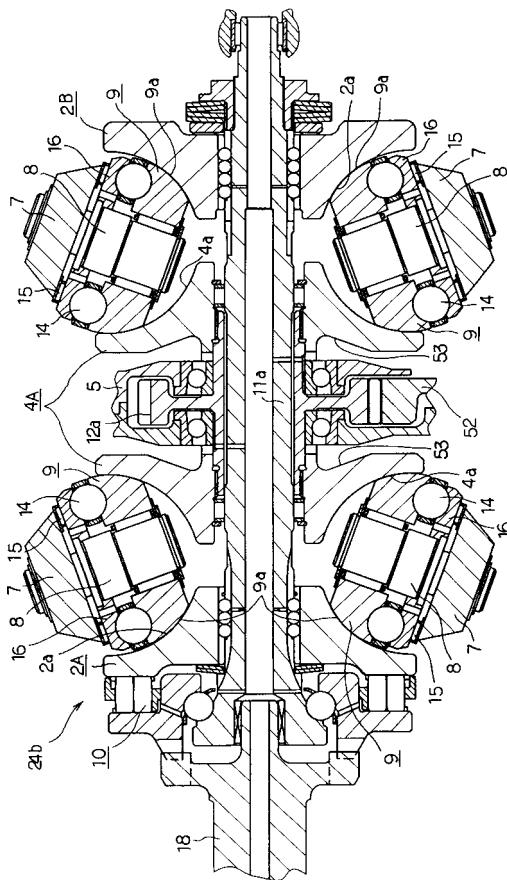
- 【図1】本発明の実施の形態の1例を、一部を省略して示す断面図。
- 【図2】トロイダル型無段変速機部分のみを取り出して示す断面図。
- 【図3】底部肉厚の概念を説明する為、出力側ディスクを取り出して示す断面図。
- 【図4】別形状での底部肉厚の概念を説明する為の図で、(A)は図3と同様の、(B)は(A)の上部のみを拡大して示す、それぞれ断面図。
- 【図5】トロイダル型無段変速機の基本構造を、最大減速時の状態で示す略側面図。
- 【図6】同じく最大増速時の状態で示す略側面図。
- 【図7】トロイダル型無段変速機の具体的構造の第1例を示す要部断面図。
- 【図8】図7のA-A断面図。
- 【図9】トロイダル型無段変速機の具体的構造の第2例を示す要部断面図。 10
- 【図10】図9のB-B断面図。
- 【図11】トロイダル型無段変速機を組み込んだ無段変速装置の第1例を示す略断面図。
- 【図12】同第2例を示す略断面図。
- 【図13】同第3例を示す略断面図。
- 【図14】無段変速装置全体の変速比(エンジン回転数が一定の場合の車速)と、エンジンのトルクに対する入力側ディスクに加わるトルクの割合との関係を示す線図。
- 【符号の説明】
- | | | |
|--------------|-------------|----|
| 1 | 入力軸 | |
| 2、2 A、2 B | 入力側ディスク | |
| 2 a | 内側面 | 20 |
| 3 | 出力軸 | |
| 4、4 A | 出力側ディスク | |
| 4 a | 内側面 | |
| 5 | ケーシング | |
| 6 | 枢軸 | |
| 7 | トラニオン | |
| 8 | 変位軸 | |
| 9 | パワーローラ | |
| 9 a | 周面 | |
| 10 | 押圧装置 | 30 |
| 11、11 a | 入力軸 | |
| 12、12 a | 出力歯車 | |
| 13 | 支持板 | |
| 14 | スラスト玉軸受 | |
| 15 | スラストニードル軸受 | |
| 16 | 外輪 | |
| 17 | アクチュエータ | |
| 18 | 駆動軸 | |
| 19 | エンジン | |
| 20 | クランクシャフト | 40 |
| 21、21 a | 入力軸 | |
| 22 | 発進クラッチ | |
| 23、23 a | 出力軸 | |
| 24、24 a、24 b | トロイダル型無段変速機 | |
| 25、25 a | 遊星歯車機構 | |
| 26 | カム板 | |
| 27 | 太陽歯車 | |
| 28 | リング歯車 | |
| 29 | 遊星歯車組 | |
| 30、30 a、30 b | 遊星歯車 | 50 |

3 1	キャリア	
3 2	第一の動力伝達機構	
3 3	第一の歯車	
3 4	第二の歯車	
3 5	第二の動力伝達機構	
3 6	第一のスプロケット	
3 7	第二のスプロケット	
3 8	チェン	
3 9	伝達軸	
4 0	低速用クラッチ	10
4 1	高速用クラッチ	
4 2	支持板	
4 3	中心軸	
4 4	後退用クラッチ	
4 5	デファレンシャルギヤ	
4 6	第三の歯車	
4 7	第四の歯車	
4 8	第五の歯車	
4 9	第三の動力伝達機構	
5 0	駆動軸	20
5 1	伝達軸	
5 2	歯車	
5 3	凹部	

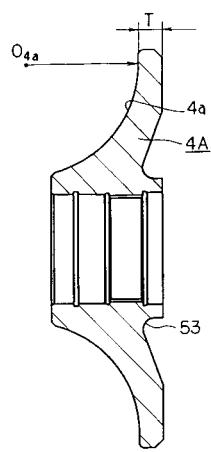
【図1】



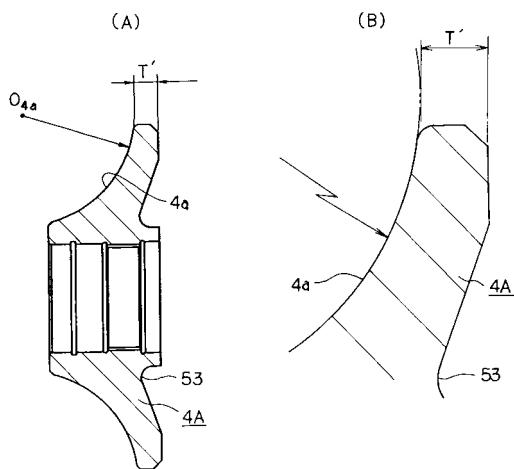
【図2】



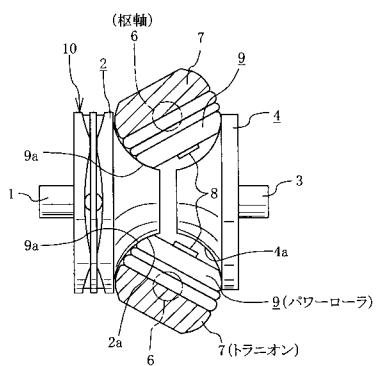
【図3】



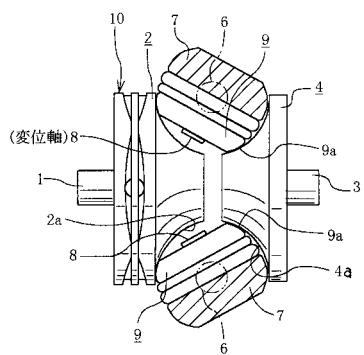
【図4】



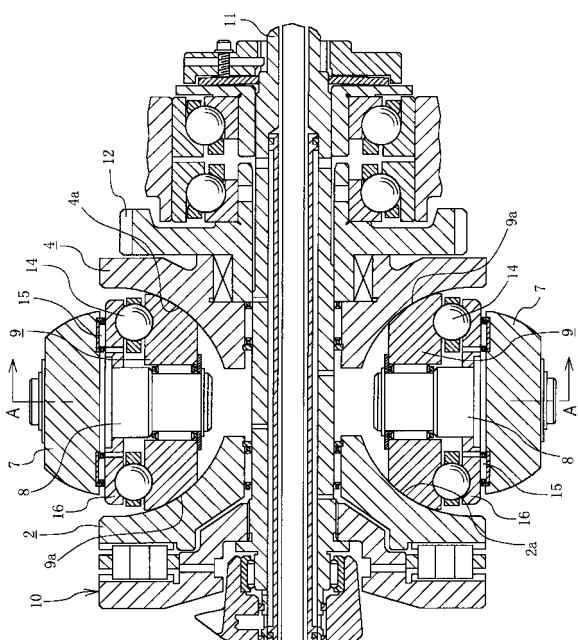
【図5】



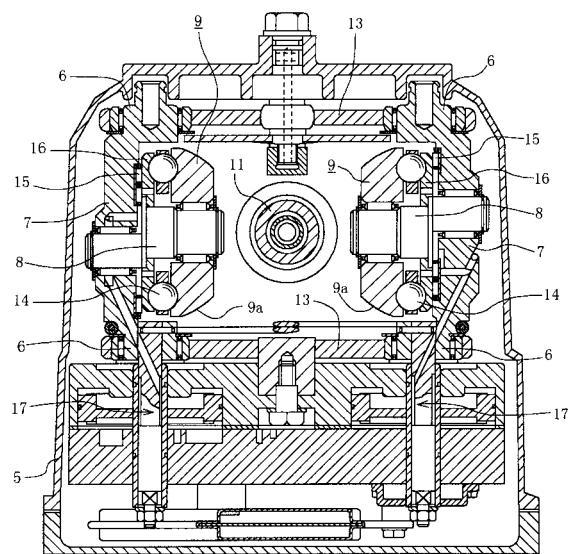
【図6】



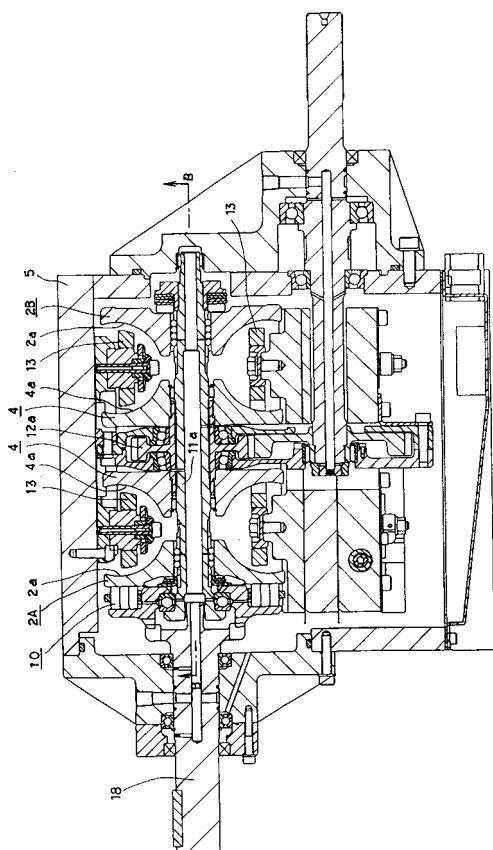
【図7】



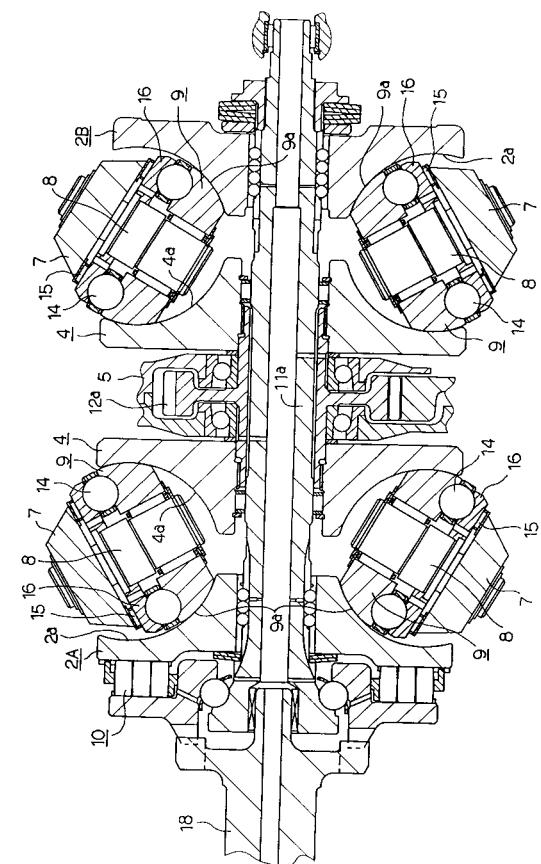
【図8】



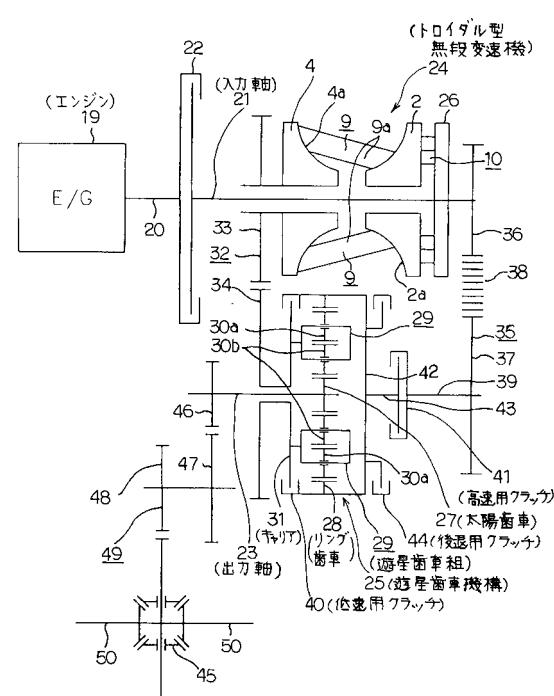
【図9】



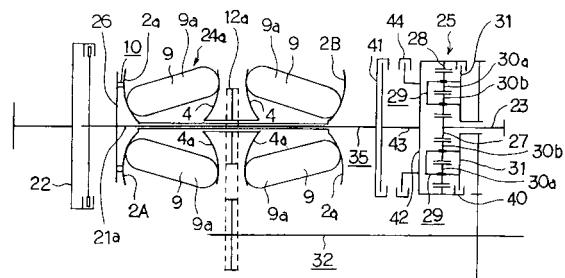
【図10】



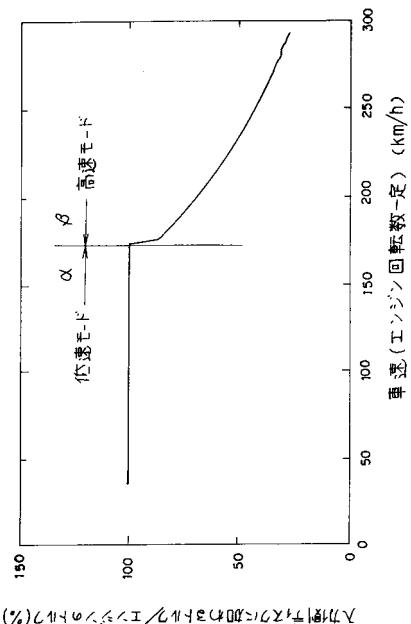
【図11】



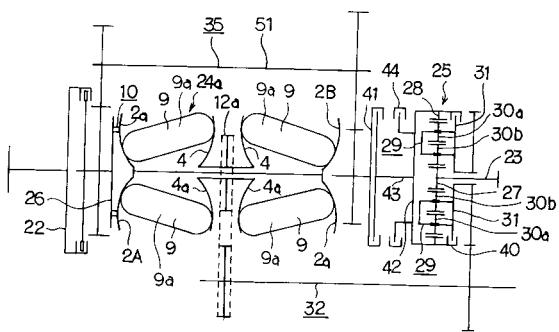
【図12】



【図14】



【図13】



フロントページの続き

(56)参考文献 特開2000-120822(JP,A)
実開昭61-059945(JP,U)
実開昭63-147666(JP,U)
特開昭63-106456(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16H 37/00-37/16

F16H 15/38