

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3832424号
(P3832424)

(45) 発行日 平成18年10月11日(2006.10.11)

(24) 登録日 平成18年7月28日(2006.7.28)

(51) Int. Cl. F I
F 1 6 H 37/02 (2006.01)
 F 1 6 H 37/02 A
 F 1 6 H 37/02 Q
 F 1 6 H 37/02 R

請求項の数 6 (全 14 頁)

<p>(21) 出願番号 特願2002-344837 (P2002-344837) (22) 出願日 平成14年11月28日(2002.11.28) (65) 公開番号 特開2004-176832 (P2004-176832A) (43) 公開日 平成16年6月24日(2004.6.24) 審査請求日 平成17年6月28日(2005.6.28)</p>	<p>(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 100120190 弁理士 中井 俊 (74) 代理人 100056833 弁理士 小山 欽造 (72) 発明者 井上 英司 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 富岡 和人</p>
---	---

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 無段変速装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

入力軸と、この入力軸と同心に配置されたトロイダル型無段変速機と、この入力軸と平行な回転伝達軸と、この回転伝達軸の周囲に互いに同心に配置された第一、第二の遊星歯車式変速機と、上記入力軸及び上記回転伝達軸と平行に配置された第二の回転伝達軸と、上記回転伝達軸と同心に配置された出力軸と、上記入力軸の回転を上記第一の遊星歯車式変速機を構成する第一のリング歯車に伝達する第一の動力伝達機構と、上記入力軸の回転を上記第二の回転伝達軸を介して上記第二の遊星歯車式変速機を構成する第二のキャリアに伝達する第二の動力伝達機構と、これら第一、第二の動力伝達機構を通じての上記入力軸と上記出力軸との間の動力伝達の状態を切り換える為の切換機構とを備え、上記第一の動力伝達機構を通じての動力伝達を行なわせ、上記第二の動力伝達機構を通じての動力伝達を遮断した状態で、上記トロイダル型無段変速機の変速比の調節に基づき、上記入力軸を回転させたまま上記出力軸を停止可能とした無段変速装置。

10

【請求項2】

入力軸と、この入力軸と同心に配置されたトロイダル型無段変速機と、この入力軸と平行な回転伝達軸と、この回転伝達軸の周囲に互いに同心に配置された、それぞれがシングルピニオン型である第一、第二の遊星歯車式変速機と、上記入力軸及び上記回転伝達軸と平行に配置された第二の回転伝達軸と、上記回転伝達軸と同心に配置された出力軸と、第一、第二の動力伝達機構と、これら第一、第二の動力伝達機構を通じての上記入力軸と上記出力軸との間の動力伝達の状態を切り換える為の切換機構とを備え、

20

上記トロイダル型無段変速機は、上記入力軸と共に回転する入力側ディスクと、この入力側ディスクと同心に且つこの入力側ディスクに対する相対回転を自在に支持された出力側ディスクと、これら両ディスク同士の間挟持された複数個のパワーローラとを備えたものであり、

上記回転伝達軸は、上記出力側ディスクにより第三の動力伝達機構を介して回転駆動されるものであり、

上記第一の遊星歯車式変速機は、上記回転伝達軸と共に回転する第一の太陽歯車と、この第一の太陽歯車の周囲に回転自在に支持された第一のリング歯車と、これら第一の太陽歯車及び第一のリング歯車と同心に且つこれら第一の太陽歯車及び第一のリング歯車に対する相対回転を自在に支持された第一のキャリアと、それぞれがこの第一のキャリアに回転自在に支持された状態で、上記第一の太陽歯車と第一のリング歯車とに噛合した複数個の第一の遊星歯車とを備えたものであり、

10

上記第二の遊星歯車式変速機は、上記回転伝達軸と共に回転する第二の太陽歯車と、この第二の太陽歯車の周囲に回転自在に支持されて上記第一のキャリアと共に回転する第二のリング歯車と、これら第二の太陽歯車及び第二のリング歯車と同心に且つこれら第二の太陽歯車及び第二のリング歯車に対する相対回転を自在に支持された第二のキャリアと、それぞれがこの第二のキャリアに回転自在に支持された状態で、上記第二の太陽歯車と第二のリング歯車とに噛合した複数個の第二の遊星歯車とを備えたものであり、

上記第一の動力伝達機構は、上記入力軸の回転を上記第一のリング歯車に伝達するものであり、

20

上記第二の動力伝達機構は、上記入力軸の回転を、上記第二の回転伝達軸を介して上記第二のキャリアに伝達するものであり、

上記切換機構は、上記第一の動力伝達機構と上記第二の動力伝達機構とのうちの何れか一方の動力伝達機構を通じての動力伝達を行なわせ、他方の動力伝達機構を通じての動力伝達を遮断するものであり、

上記切換機構が上記第一の動力伝達機構を通じての動力伝達を行なわせ、上記第二の動力伝達機構を通じての動力伝達を遮断した状態で、上記トロイダル型無段変速機の変速比の調節に基づき、上記入力軸を回転させたまま上記出力軸を停止可能とした、

請求項 1 に記載した無段変速装置。

【請求項 3】

30

入力軸から第一のリング歯車までの間の、第一の動力伝達機構の減速比を R_{1PG} とし、出力側ディスクから第一の太陽歯車までの間の、第三の動力伝達機構の減速比を R_{OPG} とし、上記第一の太陽歯車の歯数に対する第一のリング歯車の歯数の比を i_1 とした場合に、 $(R_{OPG} / R_{1PG}) \cdot i_1$ がトロイダル型無段変速機により実現可能な変速比である、請求項 2 に記載した無段変速装置。

【請求項 4】

$0.4 < (R_{OPG} / R_{1PG}) \cdot i_1 < 2.5$ なる関係を満たす、請求項 3 に記載した無段変速装置。

【請求項 5】

入力軸から第一のリング歯車までの間の、第一の動力伝達機構の減速比よりも、この入力軸から第二のキャリアまでの間の、第二の動力伝達機構の減速比が大きい、請求項 3 ~ 4 の何れかに記載した無段変速装置。

40

【請求項 6】

切換機構が、入力軸を回転させたまま出力軸を停止可能とする低速モードを実現する際に繋がれる低速用クラッチと、前進状態のみに使用される高速モードを実現する際に繋がれる高速用クラッチとから成るものであり、このうちの低速用クラッチは第一の動力伝達機構の途中に、高速用クラッチは第二の動力伝達機構の途中に、それぞれ直列に設けられている、請求項 2 ~ 5 の何れかに記載した無段変速装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

50

【発明の属する技術分野】

この発明は、自動車用自動変速装置として利用する、トロイダル型無段変速機を組み込んだ無段変速装置の改良に関する。

【0002】**【従来の技術】**

自動車用自動変速装置として、図4に示す様なトロイダル型無段変速機を使用する事が研究され、一部で実施されている。このトロイダル型無段変速機は、ダブルキャビティ型と呼ばれるもので、入力軸1の両端部周囲に入力側ディスク2、2を、ボールスプライン3、3を介して支持している。従ってこれら両入力側ディスク2、2は、互いに同心に、且つ、同期した回転を自在に支持されている。又、上記入力軸1の中間部周囲に出力歯車4を、この入力軸1に対する相対回転を自在として支持している。そして、この出力歯車4の中心部に設けた円筒部9の両端部に出力側ディスク5、5を、それぞれスプライン係合させている。従ってこれら両出力側ディスク5、5は、上記出力歯車4と共に、同期して回転する。

10

【0003】

又、上記各入力側ディスク2、2と上記各出力側ディスク5、5との間には、それぞれ複数個ずつ(通常2~3個ずつ)のパワーローラ6、6を挟持している。これら各パワーローラ6、6はトラニオン7、7の内側面に、支持軸8、8及び複数の転がり軸受を介して、回転自在に支持されている。上記各トラニオン7、7は、それぞれの長さ方向(図4の上下方向)両端部にこれら各トラニオン7、7毎に互いに同心に設けられた、それぞれ1

20

【0004】

上述の様なトロイダル型無段変速機の運転時には、エンジン等の動力源に繋がる駆動軸10により一方(図4の左方)の入力側ディスク2を、図示の様なローディングカム式の、或は油圧式の押圧装置11を介して回転駆動する。この結果、前記入力軸1の両端部に支持された1対の入力側ディスク2、2が、互いに近づく方向に押圧されつつ同期して回転する。そして、この回転が、上記各パワーローラ6、6を介して上記各出力側ディスク5、5に伝わり、前記出力歯車4から取り出される。

【0005】

上記入力軸1と出力歯車4との回転速度を変える場合で、先ず入力軸1と出力歯車4との間で減速を行なう場合には、上記各トラニオン7、7を図4に示す位置に揺動させる。そして、上記各パワーローラ6、6の周面をこの図4に示す様に、上記各入力側ディスク2、2の内側面の中心寄り部分と上記各出力側ディスク5、5の内側面の外周寄り部分とにそれぞれ当接させる。反対に、増速を行なう場合には、上記各トラニオン7、7を図4と反対方向に揺動させ、上記各パワーローラ6、6の周面を、この図4に示した状態とは逆に、上記各入力側ディスク2、2の内側面の外周寄り部分と上記各出力側ディスク5、5の内側面の中心寄り部分とに、それぞれ当接する様に、上記各トラニオン7、7を傾斜させる。これら各トラニオン7、7の傾斜角度を中間にすれば、入力軸1と出力歯車4との間で、中間の変速比(速度比)を得られる。

30

【0006】

更に、上述の様に構成され作用するトロイダル型無段変速機を実際の自動車用の無段変速機に組み込む場合、遊星歯車機構と組み合わせる事で無段変速装置を構成する事が、例えば特許文献1~2に記載されている様に、従来から各種提案されている。図5は、この様な従来から提案されている無段変速装置のうち、特許文献1に記載されたものを示している。この無段変速装置は、トロイダル型無段変速機12と遊星歯車式変速機13とを組み合わせる事で成る。このうちのトロイダル型無段変速機12は、入力軸1と、1対の入力側ディスク2、2と、出力側ディスク5aと、複数のパワーローラ6、6とを備える。図示の例では、この出力側ディスク5aは、1対の出力側ディスクの外側面同士を突き合わせて一体とした如き構造を有する。

40

【0007】

50

又、上記遊星歯車式変速機 13 は、上記入力軸 1 及び一方（図 5 の右方）の入力側ディスク 2 に結合固定されたキャリア 14 を備える。そして、このキャリア 14 の径方向中間部に、その両端部にそれぞれ遊星歯車素子 15 a、15 b を固設した第一の伝達軸 16 を、回転自在に支持している。又、上記キャリア 14 を挟んで上記入力軸 1 と反対側に、その両端部に太陽歯車 17 a、17 b を固設した第二の伝達軸 18 を、上記入力軸 1 と同心に、回転自在に支持している。そして、上記各遊星歯車素子 15 a、15 b と、上記出力側ディスク 5 a にその基端部（図 5 の左端部）結合した中空回転軸 19 の先端部（図 5 の右端部）に固設した太陽歯車 20 又は上記第二の伝達軸 18 の一端部（図 5 の左端部）に固設した太陽歯車 17 a とを、それぞれ噛合させている。又、一方（図 5 の左方）の遊星歯車素子 15 a を、別の遊星歯車素子 21 を介して、上記キャリア 14 の周囲に回転自在に設けたリング歯車 22 に噛合させている。

10

【0008】

一方、上記第二の伝達軸 18 の他端部（図 5 の右端部）に固設した太陽歯車 17 b の周囲に設けた第二のキャリア 23 に遊星歯車素子 24 a、24 b を、回転自在に支持している。尚、この第二のキャリア 23 は、上記入力軸 1 及び第二の伝達軸 18 と同心に配置された、出力軸 25 の基端部（図 5 の左端部）に結合されている。又、上記各遊星歯車素子 24 a、24 b は、互いに噛合すると共に、一方の遊星歯車素子 24 a が上記太陽歯車 17 b に、他方の遊星歯車素子 24 b が、上記第二のキャリア 23 の周囲に回転自在に設けた第二のリング歯車 26 に、それぞれ噛合している。又、上記リング歯車 22 と上記第二のキャリア 23 とを低速用クラッチ 27 により係脱自在とすると共に、上記第二のリング歯車 26 とハウジング等の固定の部分とを、高速用クラッチ 28 により係脱自在としている。

20

【0009】

上述の様な、図 5 に示した無段変速装置の場合、上記低速用クラッチ 27 を接続すると共に上記高速用クラッチ 28 の接続を断った、所謂低速モード状態では、上記入力軸 1 の動力が上記リング歯車 22 を介して上記出力軸 25 に伝えられる。そして、前記トロイダル型無段変速機 12 の変速比を変える事により、無段変速装置全体としての変速比、即ち、上記入力軸 1 と上記出力軸 25 との間の変速比が変化する。この様な低速モード状態では、無段変速装置全体としての変速比は、無限大に変化する。即ち、上記トロイダル型無段変速機 12 の変速比を調節する事により、上記入力軸 1 を回転させた状態のまま上記出力軸 25 の回転状態を、停止状態を挟んで、正転、逆転の変換自在となる。

30

【0010】

尚、この様な低速モード状態での加速若しくは定速走行時に、上記トロイダル型無段変速機 12 を通過するトルクは、上記入力軸 1 から、キャリア 14 及び第一の伝達軸 16 と太陽歯車 20 と中空回転軸 19 とを介して出力側ディスク 5 a に加わり、更にこの出力側ディスク 5 a から各パワーローラ 6、6 を介して各入力側ディスク 2、2 に加わる。即ち、加速若しくは定速走行時に上記トロイダル型無段変速機 12 を通過するトルクは、上記各入力側ディスク 2、2 が上記各パワーローラ 6、6 からトルクを受ける方向に循環する。

【0011】

これに対して、上記低速用クラッチ 27 の接続を断ち、上記高速用クラッチ 28 を接続した、所謂高速モード状態では、上記入力軸 1 の動力が上記第一、第二の伝達軸 16、18 を介して上記出力軸 25 に伝えられる。そして、上記トロイダル型無段変速機 12 の変速比を変える事により、無段変速装置全体としての変速比が変化する。この場合には、上記トロイダル型無段変速機 12 の変速比を大きくする程、無段変速装置全体としての変速比が大きくなる。

40

尚、この様な高速モード状態での加速若しくは定速走行時に、上記トロイダル型無段変速機 12 を通過するトルクは、各入力側ディスク 2、2 が各パワーローラ 6、6 にトルクを付加する方向に加わる。

【0012】

50

又、図示は省略するが、特許文献 2 には、トロイダル型無段変速機と、2 組の遊星歯車式変速機と、4 組のクラッチとを組み合わせて成る無段変速装置が記載されている。このような特許文献 2 に記載された無段変速装置は、上記 4 組のクラッチの断接を制御する事により、前進側で 3 種類のモードを、後退側で 1 種類のモードを、それぞれ実現できる。そして、前進側での変速比の幅を広くできると共に、前進側で実現する高速側 2 種類のモードでは、上記トロイダル型無段変速機を通過する動力を低く抑え、無段変速装置全体としての伝達効率を良好にできる。

【 0 0 1 3 】

【特許文献 1】

特開 2 0 0 0 - 2 2 0 7 1 9 号公報

【特許文献 2】

特許第 2 7 7 8 0 3 8 号公報

【 0 0 1 4 】

【発明が解決しようとする課題】

上述した様な、従来から提案されている無段変速装置は、トロイダル型無段変速機と遊星歯車式変速機とを同軸に配置している為、無段変速装置全体としての軸方向寸法が高む。この為、小型車を中心として広く普及している、前置エンジン前輪駆動車（FF車）用の変速機としては不向きである。特許文献 2 に記載された発明の場合、入力側、出力側各ディスクを 1 個ずつ設けた、所謂シングルキャピティ型のトロイダル型無段変速機を組み込んでいる為、このトロイダル型無段変速機の軸方向寸法自体は短くなっている。但し、広く知られている様に、シングルキャピティ型のトロイダル型無段変速機は、前述の図 4、5 に示したダブルキャピティ型のトロイダル型無段変速機に比べて伝達効率が悪い。従って、実際に無段変速装置を構成する場合には、トロイダル型無段変速機としてダブルキャピティ型のものを使用する事が多くなるが、その場合には、上述の様に軸方向寸法が高む事が避けられない。

【 0 0 1 5 】

更に、特許文献 2 に記載された構造の場合には、無限大の変速比を実現できない為、4 組のクラッチの他、トルクコンバータ或は電磁クラッチ等の発進機構が必要になる。この為、無段変速装置全体としてかなり大型化し、FF車用の変速機として実施する事はかなり困難である。

本発明の無段変速装置は、この様な事情に鑑みて、軸方向寸法を小さくでき、しかも無限大の変速比を実現できる構造を実現すべく発明したものである。

【 0 0 1 6 】

【課題を解決するための手段】

本発明の無段変速装置は、入力軸と、トロイダル型無段変速機と、回転伝達軸と、第一、第二の遊星歯車式変速機と、第二の回転伝達軸と、出力軸と、第一、第二の動力伝達機構と、切換機構とを備える。

このうちのトロイダル型無段変速機は、上記入力軸と同心に配置されている。又、上記回転伝達軸は、この入力軸と平行である。

又、上記第一、第二の遊星歯車式変速機は、上記回転伝達軸の周囲に、互いに同心に配置されている。

又、上記第二の回転伝達軸は、上記入力軸及び上記回転伝達軸と平行に配置されている。

又、上記出力軸は、上記回転伝達軸と同心に配置されている。

又、上記第一の動力伝達機構は、上記入力軸の回転を、上記第一の遊星歯車式変速機を構成する第一のリング歯車に伝達するものである。

又、上記第二の動力伝達機構は、上記入力軸の回転を、上記第二の回転伝達軸を介して、上記第二の遊星歯車式変速機を構成する第二のキャリアに伝達するものである。

又、上記切換機構は、上記第一、第二の動力伝達機構を通じての、上記入力軸と上記出力軸との間の動力伝達の状態を切り換える為のものである。

10

20

30

40

50

そして、上記第一の動力伝達機構を通じての動力伝達を行なわせ、上記第二の動力伝達機構を通じての動力伝達を遮断した状態で、上記トロイダル型無段変速機の変速比の調節に基づき、上記入力軸を回転させたまま上記出力軸を停止可能としている。

【0017】

【作用】

上述の様に構成する本発明の無段変速装置は、トロイダル型無段変速機の中心軸と第一、第二の遊星歯車式変速機の中心軸とをずらせて配置している為、無段変速装置全体としての軸方向寸法の短縮を図れる。又、入力軸を回転させたまま出力軸を停止させる、変速比が無限大の状態を実現できる為、別途トルクコンバータ等の発進装置を組み込む必要がなくなる。更に、モード切り換え用の切換機構を構成するクラッチの数も少なく抑える事が

10

【0018】

【発明の実施の形態】

図1は、本発明の実施の形態の1例を示している。本例の無段変速装置は、入力軸29と、トロイダル型無段変速機12aと、回転伝達軸30と、第一、第二の遊星歯車式変速機31、32と、第二の回転伝達軸33と、出力軸34と、第一～第三の動力伝達機構35～37と、切換機構を構成する低速用クラッチ27a及び高速用クラッチ28aとを備える。このうち入力軸29は、ダンパ継手38を介してエンジンのクランクシャフトに連結され、このエンジンにより回転駆動される。

【0019】

20

又、上記トロイダル型無段変速機12aは、前述の図4に示した従来構造と同様に構成されたもので、上記入力軸29と共に回転する1対の入力側ディスク2、2を備える。この入力軸29の中間部周囲には1対の出力側ディスク5、5を、これら両入力側ディスク2、2と同心に、且つ、これら両入力側ディスク2、2に対する相対回転を自在に支持している。そして、これら両入力側ディスク2、2と上記両出力側ディスク5、5との間に、それぞれ複数個ずつのパワーローラ6、6(図4～5参照)を挟持している。又、上記両出力側ディスク5、5同士の間出力歯車4を設け、これら両出力側ディスク5、5の回転を取り出し自在としている。この様なトロイダル型無段変速機12aの構造、並びに、上記入力軸29と上記出力歯車4との間の変速比を調節する際の作用に関しては、従来から広く知られているトロイダル型無段変速機と同様である。

30

【0020】

又、前記回転伝達軸30は、上記入力軸29と平行に配設している。そして、この回転伝達軸30の一端(図1の右端)に固定した歯車39と上記出力歯車4とを噛合させて、前記第三の動力伝達機構37を構成している。この第三の動力伝達機構37の減速比は R_{OP} である。従って、上記回転伝達軸30は、上記両出力側ディスク5、5の回転に伴ってこれら両出力側ディスク5、5と逆方向に、上記減速比 R_{OP} に応じた速度で回転する。この様な回転伝達軸30の周囲に前記第一、第二の遊星歯車式変速機31、32を、互いに同心に配置している。これら両遊星歯車式変速機31、32は、それぞれがシングルピニオン型(同一の遊星歯車が、太陽歯車とリング歯車との両方に噛合する構造)である。

【0021】

40

上記両遊星歯車式変速機31、32のうちの第一の遊星歯車式変速機31を構成する為に、上記回転伝達軸30の他端部(図1の左端部)に第一の太陽歯車40を、この回転伝達軸30と共に回転自在として設けている。この第一の太陽歯車40の周囲には第一のリング歯車41を、回転自在に支持している。又、第一のキャリア42を、これら第一の太陽歯車40及び第一のリング歯車41と同心に、且つ、これら両歯車40、41に対する相対回転を自在に支持している。そして、それぞれが上記第一のキャリア42に回転自在に支持された複数個(一般的には3～4個)の第一の遊星歯車43、43を、それぞれ上記第一の太陽歯車40と第一のリング歯車41とに噛合させている。

【0022】

上述の様な第一の遊星歯車式変速機31を構成する第一のリング歯車41と、前記入力軸

50

29とは、前記第一の動力伝達機構35を介して、回転伝達自在に接続している。本例の場合、この第一の動力伝達機構35を構成する為、前記出力軸34の中間部周囲に中空回転軸48を、この出力軸34に対する相対回転を自在に設けている。そして、この中空回転軸48の一端部(図1の左端部)に固定した歯車49と、上記入力軸29に固定した歯車50とを噛み合せている。又、上記中空回転軸48の他端部(図1の右端部)と上記第一のリング歯車41とを、前記低速用クラッチ27aを介して係脱自在としている。このような第一の動力伝達機構35の減速比は R_{IPG} である。従って、上記低速用クラッチ27aを繋いだ状態で、上記第一のリング歯車41は、上記入力軸29の回転に伴ってこの入力軸29と逆方向に、上記減速比 R_{IPG} に応じた速度で回転する。

【0023】

一方、上記第二の遊星歯車式変速機32を構成する為に、上記回転伝達軸30の中間部に第二の太陽歯車44を、この回転伝達軸30と共に回転自在として設けている。この第二の太陽歯車44の周囲には第二のリング歯車45を、回転自在に支持している。この第二のリング歯車45は、上記第一の遊星歯車式変速機31を構成する第一のキャリア42と結合して、この第一のキャリア42と共に回転自在としている。又、第二のキャリア46を、上記第二の太陽歯車44及び第二のリング歯車45と同心に、且つ、これら両歯車44、45に対する相対回転を自在に支持している。そして、それぞれが上記第二のキャリア46に回転自在に支持された複数個の第二の遊星歯車47、47を、上記第二の太陽歯車44と第二のリング歯車45とに噛み合せている。

【0024】

又、前記第二の回転伝達軸33は、前記第二の動力伝達機構36を構成する為のもので、前記入力軸29及び上記回転伝達軸30と平行に配置されている。この様な第二の回転伝達軸33の一端(図1の左端)に固定した歯車51と、上記中空回転軸48の中間部に固定した歯車52とを噛み合せている。これら両歯車51、52による伝達部の減速比は R_{CG1} である。又、上記第二の回転伝達軸33の中間部周囲には第二の中空回転軸53を、この第二の回転伝達軸33に対する相対回転を自在に支持している。そして、この第二の中空回転軸53の一端(図1の左端)に固定した歯車54と、上記第二のキャリア46に固定した歯車55とを噛み合せている。これら両歯車54、55による伝達部の減速比は R_{CG2} である。又、上記第二の中空回転軸53の他端(図1の右端)と上記第二の回転伝達軸33の他端(図1の右端)との間に、前記高速用クラッチ28aを設けている。従って、この高速用クラッチ28aを繋いだ状態で、上記第二のキャリア46は、前記入力軸29の回転に伴ってこの入力軸29と逆方向に、各歯車伝達部の減速比の積($R_{IPG} \times R_{CG1} \times R_{CG2}$)に応じた速度で回転する。

【0025】

更に、前記出力軸34の先端部(図1の左端部)は、互いに噛み合した歯車56、57を介して、デファレンシャルギヤ58に接続している。従って、上記出力軸34の回転時には、上記両歯車56、57と上記デファレンシャルギヤ58とを介して、左右1対のアクスル軸59、59を同方向に回転駆動し、上記出力軸34の回転方向に応じて、車両を駆動する。

【0026】

上述の様に構成する本例の無段変速装置の作用は、次の通りである。先ず、上記低速用クラッチ27aを繋ぎ、上記高速用クラッチ28aの接続を断った、低速モード状態では、前記入力軸29の回転は、次の1、2の2通りの経路を通して、前記第一の遊星歯車式変速機31を構成する第一のリングギヤ41と第一の太陽歯車40とに伝達される。

- 1 入力軸29 歯車50 歯車49 低速用クラッチ27a 第一のリングギヤ41
- 2 入力軸29 トロイダル型無段変速機12a 出力歯車4 歯車39 回転伝達軸30 第一の太陽歯車40

【0027】

この状態では、この第一の太陽歯車40と第一のリングギヤ41との差動成分が、前記各

10

20

30

40

50

第一の遊星歯車 4 3、4 3 の公転運動として、前記第一のキャリア 4 2 を通じて取り出される。そして、この第一のキャリア 4 2 に結合固定された出力軸 3 4 から前記歯車 5 6、5 7 を介して、上記デファレンシャルギヤ 5 8 に取り出され、上記両アクスル軸 5 9、5 9 を介して車輪を回転駆動する。

【 0 0 2 8 】

この様な低速モード状態での、無段変速装置全体としての速度比 e_{CVT} は、次の (1) 式で表される。

【 数 1 】

$$e_{CVT} = \frac{1}{1+i_1} \left(\frac{e_{CVU}}{R_{OPG}} + \frac{i_1}{R_{IPG}} \right) \dots\dots\dots (1) \tag{10}$$

この (1) 式中の符号の意味は下記の通りである。

- e_{CVU} : 上記トロイダル型無段変速機 1 2 a の変速比
- i_1 : 上記第一の太陽歯車 4 0 の歯数に対する上記第一のリング歯車 4 1 の歯数の比
- R_{OPG} : 上記歯車 3 9 と上記出力歯車 4 とにより構成される、前記第三の動力伝達機構 3 7 の減速比
- R_{IPG} : 前記歯車 4 9 と歯車 5 0 により構成される、前記第一の動力伝達機構 3 5 の減速比

20

【 0 0 2 9 】

そして、この様な低速モード状態では、上記トロイダル型無段変速機 1 2 a の変速比 e_{CVU} を、次の (2) 式で表される値にする事で、前記入力軸 2 9 を回転させたまま前記出力軸 3 4 を停止させる、所謂変速比が無限大の状態を実現できる。

【 数 2 】

$$e_{CVU} = -\frac{R_{OPG}}{R_{IPG}} i_1 \dots\dots\dots (2)$$

又、上記トロイダル型無段変速機 1 2 a の変速比 e_{CVU} を、上記 (2) 式で表される値よりも増速側に変える事で、前記各アクスル軸 5 9、5 9 が、自動車を後退させる方向に回転する。又、増速比が大きくなる程、後退方向の回転速度が速くなる。これに対して、上記トロイダル型無段変速機 1 2 a の変速比 e_{CVU} を、上記 (2) 式で表される値よりも減速側に変える事で、前記各アクスル軸 5 9、5 9 が、自動車を前進させる方向に回転する。又、減速比が大きくなる程、前進方向の回転速度が速くなる。尚、上記 (2) 式の右辺の絶対値を、上記トロイダル型無段変速機 1 2 a が実現できる変速比、例えば 0 . 4 ~ 2 . 5 の範囲内とする事で、上記低速モード状態で、変速比が無限大の状態を実現できる。

30

【 0 0 3 0 】

これに対して、前記低速用クラッチ 2 7 a の接続を断ち、前記高速用クラッチ 2 8 a を繋いだ、高速モード状態では、前記入力軸 2 9 の回転は、次の 3 4 の 2 通りの経路を通過して、前記第二の遊星歯車式変速機 3 2 を構成する第二のキャリア 4 6 と第二の太陽歯車 4 4 とに伝達される。

40

3 入力軸 2 9 歯車 5 0 歯車 4 9 歯車 5 2 歯車 5 1 第二の回転伝達軸 3 3
高速用クラッチ 2 8 a 第二の中空回転軸 5 3 歯車 5 4 歯車 5 5 第二のキャリア 4 6

4 入力軸 2 9 トロイダル型無段変速機 1 2 a 出力歯車 4 歯車 3 9 回転伝達軸 3 0 第二の太陽歯車 4 4

【 0 0 3 1 】

この状態では、この第二の太陽歯車 4 4 と上記第二のキャリア 4 6 との差動成分が、前記第二のリング歯車 4 5 の回転運動として、前記第一のキャリア 4 2 を通じて取り出される

50

。そして、この第一のキャリア 4 2 に結合固定された出力軸 3 4 から前記歯車 5 6、5 7 を介して、上記デファレンシャルギヤ 5 8 に取り出され、上記両アクスル軸 5 9、5 9 を介して車輪を回転駆動する。

【0032】

この様な高速モード状態での、無段変速装置全体としての速度比 e_{CVT} は、次の(3)式で表される。

【数3】

$$e_{CVT} = \frac{1}{i_2} \left(\frac{1+i_2}{R_{IPG} \cdot R_{CG1} \cdot R_{CG2}} - \frac{e_{CVU}}{R_{OPG}} \right) \dots\dots\dots (3)$$

10

この(3)式中、先に示さなかった符号の意味は下記の通りである。

i_2 : 上記第二の太陽歯車 4 4 の歯数に対する上記第二のリング歯車 4 5 の歯数の比

R_{CG1} : 前記両歯車 5 1、5 2 による伝達部の減速比

R_{CG2} : 前記両歯車 5 4、5 5 による伝達部の減速比

【0033】

この様な(3)式から明らかな通り、上記高速モード状態では、トロイダル型無段変速機 1 2 a の変速比 e_{CVU} を増速側にする程、無段変速装置全体としての速度比 e_{CVT} も増速側に化する。

又、この様な高速モード状態では、エンジンから前記入力軸 2 9 に伝達されるトルクを T_e とすると、上記トロイダル型無段変速機 1 2 a を通過するトルク T_{CVU} は、次の(4)式で表される。式中の符号の意味は、先に記載した通りである。又、この(4)式中でのトロイダル型無段変速機 1 2 a の変速比 e_{CVU} の値は負になる。

【数4】

$$T_{CVU} = \frac{1}{\left(1 - \frac{(1+i_2)R_{OPG}}{R_{IPG} \cdot R_{CG1} \cdot R_{CG2} \cdot e_{CVU}}\right)} T_e \dots\dots\dots (4)$$

この(4)式から明らかな通り、高速モード状態では、常に $T_{CVU} < T_e$ となる。この事は、高速モード状態では、上記トロイダル型無段変速機 1 2 a を通過するトルク T_{CVU} が低くなり、このトロイダル型無段変速機 1 2 a の伝達効率及び耐久性が何れも向上する事を意味する。

【0034】

又、上記(3)式及び前記(1)式から明らかな様に、上記各歯車 5 1、5 2、5 4、5 5 による伝達部の減速比 R_{CG1} 及び R_{CG2} として、1 よりも大きな適切な値を採用する事により、上記(1)式で表される、前記低速モード状態での無段変速装置全体としての速度比 e_{CVT} と、上記高速モード状態での速度比 e_{CVT} とを一致させる上記トロイダル型無段変速機 1 2 a の変速比 e_{CVU} が存在する事になる。上記低速モードと上記高速モードとは、この様に、上記(1)(3)両式で表される速度比 e_{CVT} が一致する状態で切り換わる。即ち、上記トロイダル型無段変速機 1 2 a の変速比 e_{CVU} が上記(1)(3)両式で表される速度比 e_{CVT} を一致させる値の場合に、前記低速用、高速用両クラッチ 2 7 a、2 8 a の断接を行なう。

【0035】

図 2 ~ 3 は、トロイダル型無段変速機 1 2 a の変速比 e_{CVU} を - 0 . 4 3 5 ~ - 2 . 3 とし、 i_1 を 2 . 3 とし、 i_2 を 2 . 6 とし、 R_{OPG} を 0 . 7 6 9 とし、 R_{IPG} を 0 . 9 0 9 とし、 R_{CG1} 及び R_{CG2} をそれぞれ 2 とした場合に於ける、上記無段変速装置の特性を示している。このうちの図 2 は、上記トロイダル型無段変速機 1 2 a の変速比 e_{CVU} と、このトロイダル型無段変速機 1 2 a を組み込んだ無段変速装置全体としての速度比 e_{CVT} との関係を示し、図 3 は、上記トロイダル型無段変速機 1 2 a を通過するトルク T_{CVU} の大き

50

さ及び方向と、このトロイダル型無段変速機 1 2 a を組み込んだ無段変速装置全体としての速度比 e_{CVT} との関係を、それぞれ示している。

【 0 0 3 6 】

このうちの図 2 から、本例の無段変速装置の場合には、上記トロイダル型無段変速機 1 2 a の変速比 e_{CVU} を 1 . 9 5 程度にする事で、前記入力軸 2 9 を回転させたまま、前記出力軸 3 4 を停止させられる事が分かる。又、上記トロイダル型無段変速機 1 2 a の変速比 e_{CVU} が 0 . 4 程度で前記低速用、高速用両クラッチ 2 7 a、2 8 a の断接を行なわせる事により、前記低速モードと前記高速モードとの間で、上記速度比 e_{CVT} を不連続にする事なく、滑らかな変速状態を実現できる事も分かる。更に、図 3 からは、前進状態のほぼ全域に亘って、上記トロイダル型無段変速機 1 2 a を通過するトルク T_{CVU} を小さく抑えて、このトロイダル型無段変速機 1 2 a の伝達効率及び耐久性を何れも向上させられる事が分かる。

10

【 0 0 3 7 】

【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、軸方向寸法が小さく、しかも変速比幅が大きくて、発進装置が不要な無段変速装置を実現できる。この為、FF車等の小型自動車の変速機としての実用性向上に寄与できる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明の実施の形態の 1 例を示す略断面図。

【図 2】トロイダル型無段変速機の変速比と、このトロイダル型無段変速機を組み込んだ無段変速装置全体としての速度比との関係を示す線図。

20

【図 3】トロイダル型無段変速機を通過するトルクの大きさ及び方向と、このトロイダル型無段変速機を組み込んだ無段変速装置全体としての速度比との関係を示す線図。

【図 4】従来から知られているトロイダル型無段変速機の 1 例を示す断面図。

【図 5】従来から知られている無段変速装置の 1 例を示す略断面図。

【符号の説明】

- 1 入力軸
- 2 入力側ディスク
- 3 ボールスプライン
- 4 出力歯車
- 5、5 a 出力側ディスク
- 6 パワーローラ
- 7 トラニオン
- 8 支持軸
- 9 円筒部
- 1 0 駆動軸
- 1 1 押圧装置
- 1 2、1 2 a トロイダル型無段変速機
- 1 3 遊星歯車式変速機
- 1 4 キャリア
- 1 5 a、1 5 b 遊星歯車素子
- 1 6 第一の伝達軸
- 1 7 a、1 7 b 太陽歯車
- 1 8 第二の伝達軸
- 1 9 中空回転軸
- 2 0 太陽歯車
- 2 1 遊星歯車素子
- 2 2 リング歯車
- 2 3 第二のキャリア
- 2 4 a、2 4 b 遊星歯車素子

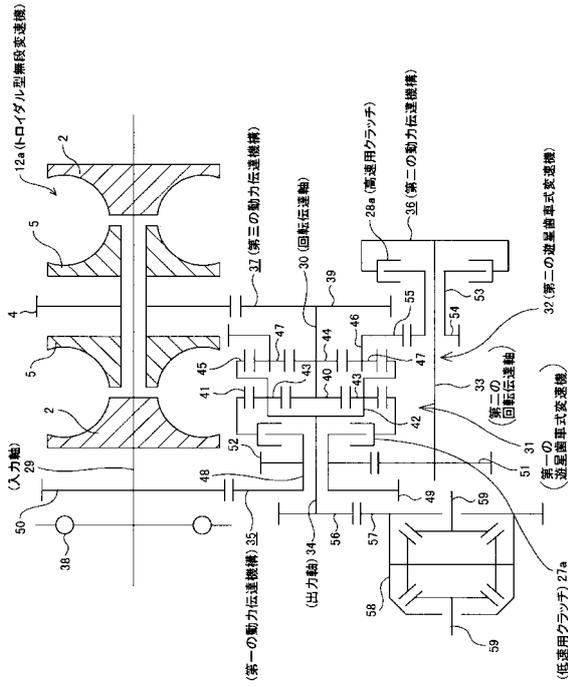
30

40

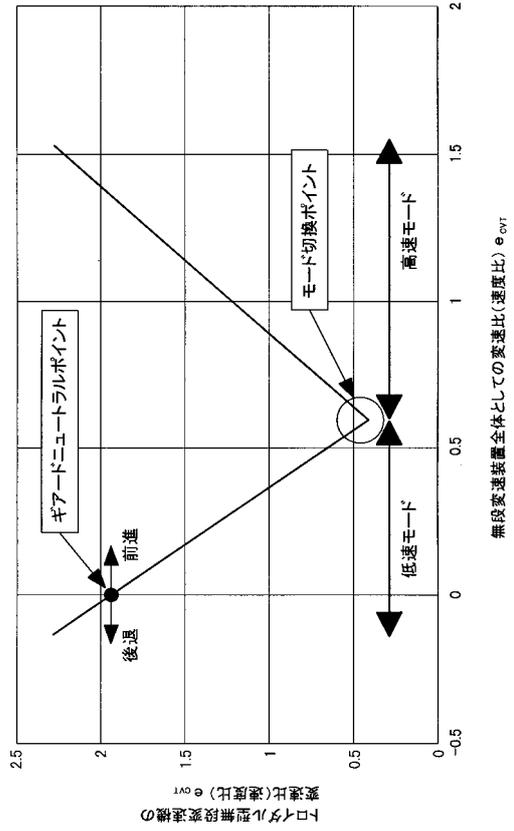
50

2 5	出力軸	
2 6	第二のリング歯車	
2 7、2 7 a	低速用クラッチ	
2 8、2 8 a	高速用クラッチ	
2 9	入力軸	
3 0	回転伝達軸	
3 1	第一の遊星歯車式変速機	
3 2	第二の遊星歯車式変速機	
3 3	第二の回転伝達軸	
3 4	出力軸	10
3 5	第一の動力伝達機構	
3 6	第二の動力伝達機構	
3 7	第三の動力伝達機構	
3 8	ダンパ継手	
3 9	歯車	
4 0	第一の太陽歯車	
4 1	第一のリング歯車	
4 2	第一のキャリア	
4 3	第一の遊星歯車	
4 4	第二の太陽歯車	20
4 5	第二のリング歯車	
4 6	第二のキャリア	
4 7	第二の遊星歯車	
4 8	中空回転軸	
4 9	歯車	
5 0	歯車	
5 1	歯車	
5 2	歯車	
5 3	第二の中空回転軸	
5 4	歯車	30
5 5	歯車	
5 6	歯車	
5 7	歯車	
5 8	デファレンシャルギヤ	
5 9	アクスル軸	

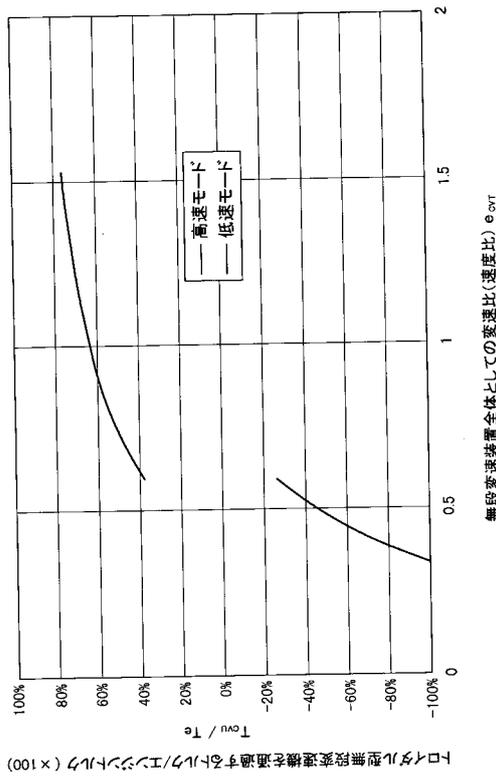
【 図 1 】



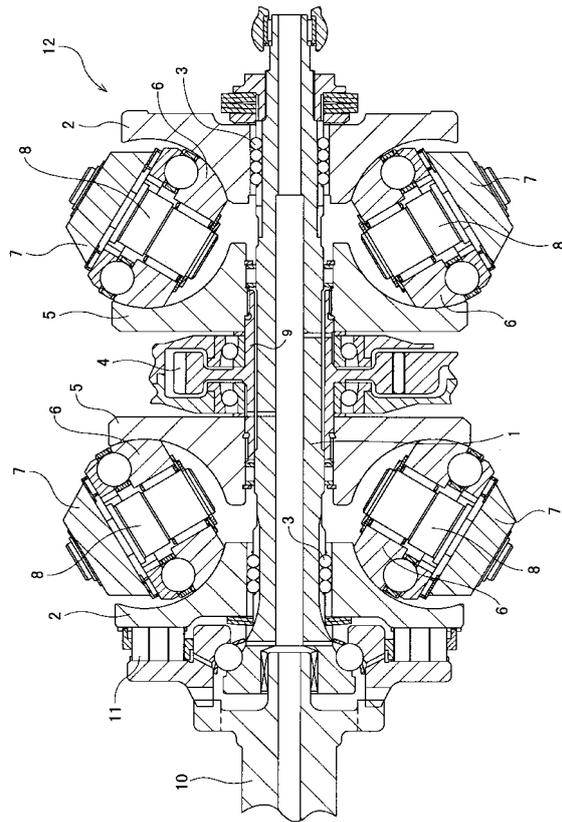
【 図 2 】



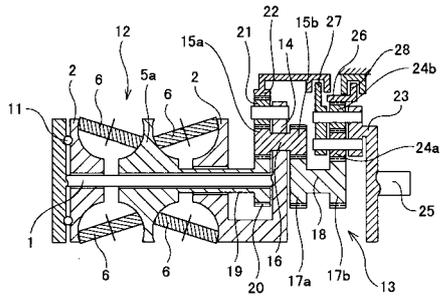
【 図 3 】



【 図 4 】



【 図 5 】



フロントページの続き

- (56)参考文献 特開2002-295630(JP,A)
特開2002-266978(JP,A)
特開平08-159236(JP,A)
特開2000-104804(JP,A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F16H 37/02