

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第3683532号
(P3683532)

(45) 発行日 平成17年8月17日(2005.8.17)

(24) 登録日 平成17年6月3日(2005.6.3)

(51) Int.CI.⁷

F 1

F 16 H 9/10

F 16 H 9/10

F 16 H 9/12

F 16 H 9/12

B

請求項の数 12 (全 9 頁)

(21) 出願番号 特願2001-567954 (P2001-567954)
 (86) (22) 出願日 平成13年3月16日 (2001.3.16)
 (65) 公表番号 特表2003-534503 (P2003-534503A)
 (43) 公表日 平成15年11月18日 (2003.11.18)
 (86) 國際出願番号 PCT/US2001/008539
 (87) 國際公開番号 WO2001/069105
 (87) 國際公開日 平成13年9月20日 (2001.9.20)
 審査請求日 平成14年11月13日 (2002.11.13)
 (31) 優先権主張番号 09/527,012
 (32) 優先日 平成12年3月16日 (2000.3.16)
 (33) 優先権主張国 米国(US)

(73) 特許権者 504005091
 ザ ゲイツ コーポレイション
 アメリカ合衆国 コロラド州 80202
 デンバー ウェワッタ ストリート 1
 551
 (74) 代理人 100090169
 弁理士 松浦 孝
 (72) 発明者 ユアン, ジン
 アメリカ合衆国, ミシガン州 48307
 , ロチェスター・ヒルズ, 238 ウッドビ
 ューコート 246

審査官 平瀬 知明

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】駆動リングC V Tベルト

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

第1駆動リングと、
 第2駆動リングと、
前記第1駆動リングの外周面に掛け回される第1スリープと、
前記第2駆動リングの外周面に掛け回される第2スリープと、
前記第1駆動リングと前記第2駆動リングとの間ににおいて、前記第1スリープが前記第2駆動リングに接触し、前記第2スリープが前記第1駆動リングに接触するように、前記第1駆動リングの外周面と前記第2駆動リングの外周面に掛け回される無端可撓性伝動部材とを備え、

前記第1駆動リングは第1可変径ブーリと協働可能であり、前記第1可変径ブーリのシーブは、それぞれに対して軸方向に移動可能であり、

前記第2駆動リングは第2可変径ブーリと協働可能であり、前記第2可変径ブーリのシーブは、それぞれに対して軸方向に移動可能であることを特徴とする駆動リングC V T。

【請求項2】

前記第1スリープが前記第1駆動リングと摺動自在に係合し、かつ前記第2駆動リングとは非摺動的に接触し、前記第2スリープが前記第2駆動リングと摺動自在に係合し、かつ前記第1駆動リングとは非摺動的に接触する

ことを特徴とする請求項1に記載の駆動リングC V T。

10

20

【請求項 3】

前記駆動リング C V T が、
 更に前記第 1 スリープと前記第 1 駆動リングとの間に第 1 ブッシングを備え、前記第 1
 スリープが前記第 1 ブッシングと摺動自在に係合し、
 また更に前記第 2 スリープと前記第 2 駆動リングとの間に第 2 ブッシングを備え、前記
 第 2 スリープが前記第 2 ブッシングと摺動自在に係合する
 ことを特徴とする請求項 2 に記載の駆動リング C V T。

【請求項 4】

前記無端可撓性伝動部材が引長荷重を担っていることを特徴とする請求項 3 に記載の駆
 動リング C V T。
10

【請求項 5】

前記第 1 スリープと前記第 2 スリープの各々が、それぞれ前記第 2 および第 1 駆動リン
グに非摺動的に接触するのに十分な摩擦係数を有する摩擦材料を含むことを特徴とする請
求項 3 に記載の駆動リング C V T。

【請求項 6】

前記第 1 及び第 2 ブッシングの各々が、それぞれ前記第 1 および第 2 スリープに摺動自
在に係合するのに十分な摩擦係数を有する摩擦材料を含むことを特徴とする請求項 5 に記
載の駆動リング C V T。

【請求項 7】

前記無端可撓性伝動部材の輪郭形状がマルチリブド形状であり、
 前記第 1 駆動リングの前記外周面がマルチリブド形状を呈し、
 前記第 2 駆動リングの前記外周面がマルチリブド形状を呈する
 ことを特徴とする請求項 1 に記載の駆動リング C V T。
20

【請求項 8】

前記無端可撓性伝動部材の輪郭形状が歯付形状であり、
 前記第 1 駆動リングの前記外周面が歯付形状を呈し、
 前記第 2 駆動リングの前記外周面が歯付形状を呈する
 ことを特徴とする請求項 1 に記載の駆動リング C V T。

【請求項 9】

前記無端可撓性伝動部材の輪郭形状が V ベルト形状であり、
 前記第 1 駆動リングの前記外周面が V ベルト形状を呈し、
 前記第 2 駆動リングの前記外周面が V ベルト形状を呈する
 ことを特徴とする請求項 1 に記載の駆動リング C V T。
30

【請求項 10】

前記第 1 駆動リングと前記第 2 駆動リングの各々において、高さ X と幅 Y の比 Y / X が
 略 1 から 3 の範囲にあることを特徴とする請求項 1 に記載の駆動リング C V T。

【請求項 11】

前記無端可撓性伝動部材の内側面が第 1 形状を呈し、
 前記第 1 駆動リングの外周面が前記第 1 形状と協働する相補的な形状を呈し、
 前記第 2 駆動リングの外周面が前記第 1 形状と協働する相補的な形状を呈する
 ことを特徴とする請求項 1 に記載の駆動リング C V T。
40

【請求項 12】

各駆動リングが更に非金属材料を含むことを特徴とする請求項 1 に記載の駆動リング C
 V T。
50

【発明の詳細な説明】**【0001】**

(発明の属する技術分野)

本発明は、伝動ベルトに関し、より詳細には、入出力ブーリと協働する駆動リングに掛け
 回されたベルトを含む C V T ベルトに関する。

【0002】

(発明の背景)

自動車や二輪自動車等を駆動するために用いられるギア型の変速機はこの分野においてよく知られている。燃料効率を向上する目的のためには、無段変速機、すなわちC V T、が好ましい。多種多様な形式のベルトが無段変速機の用途のために開発されている。

【0003】

一般に、C V Tベルトは従来のVベルトに似た輪郭を備える。特に、それらは上面において幅広で下面において幅が狭く、角張った溝が形成されたブーリのシープ間にフィットするようにデザインされている。ベルトが掛け回されたブーリは移動可能なシープと固定されたシープとを備え、両者は切頭円錐形をしている。通常一方のシープが、他方が固定された状態で移動する。

10

【0004】

一方のシープを他方に対し相対的に移動することは、ベルトが駆動される範囲において、ブーリの有効径¹を効果的に変化させる。したがって、ベルト速度はブーリの有効径の関数であり、同様にシープ相互の相対的な軸方向の位置の関数である。通常C V T変速機は、入力及び出力用の2つのブーリを備える。

【0005】

従来のC V Tベルトも各々可撓性を有するが、他の伝動ベルトにはない特性も備える。例えば、C V Tベルトは横方向の剛性を持つ必要がある。これによって、ベルトは特定の有効径においてブーリシープの間で押しつぶされることなく走行することできる。したがって、何れのC V Tベルト機構も可変径ブーリに掛け回されたベルトを備える。

20

【0006】

ブーリとベルトの間の従来の関係に関しては、ドノウスキ(Donowski)による米国特許5,709,624号が可変径ブーリについて開示する。単一の駆動リングがブーリのシープの間で走行する。可撓性ベルトは、ブーリを介して駆動リングの上を走行する。シープがそれぞれに対して相対的に移動すると、ブーリの有効径が変化する。駆動リングがシープ間の横方向の力、すなわち圧縮力を受けるので、ベルトはこれらの力を受けるように設計される必要はない。しかしながら、ドノウスキの装置は、内燃機関の補機駆動機構の一部として用いられる単一の駆動リングのみを備える。駆動リングの回転軸をシープ部材の回転軸に対して少なくとも実質的に平行に維持するために安定部材も必要とされる。ドノウスキの装置はC V T変速機に用いるのには適していない。

30

【0007】

また、ブーリの伝動面の間に保持された伝動リングを備えた可変径ブーリについて開示する従来技術の代表は、ヤスハラ(Yasuhara)の米国特許6,017,285号である。ベルトは伝動リングの外周に係合される。ブーリ本体はバイアス手段、すなわちベレビュースプリング(belleville spring)によって相互に各々に向かってバイアスされている。ベレビュースプリングは、動力伝達のためにブーリ本体各々を連結する。この装置はブーリから駆動リングへの動力伝達を実現するためのバイアス手段を必要とする。

【0008】

また、無段変速機について開示する従来技術の代表は、クラーク(Clark)の米国特許4,875,894号である。変速機は入力及び出力シャフトを備え、各シャフトは組立て品としての回転円盤を有する。回転円盤は各々、連続的に可変な径を持つ円形に形成された接触パッドを備える。2つの回転円盤は連結部材、例えば剛性を有する連結リングにより接続されている。動力の伝達はこのリングの回転を通してブーリ各々の間で行われる。この装置は、2つの回転円盤に剛性を有するリングが接触することを必要とする代わりに、動力伝達に可撓性ベルトを用いる選択肢を与えない。これは装置が扱える空間を、概ねブーリの最大外寸法により規定される四角形あるいは円形の空間に制限する。

40

【0009】

必要とされているのは、互いに協働する駆動リングを有する駆動リングC V Tベルトである。必要とされているのは、ブーリ駆動リングに掛け回され可撓性部材を有する駆動リングC V Tベルトである。必要とされているのは、駆動リングアライメントスリーブを有す

50

る駆動リングC V Tベルトである。本発明はこれらの要求に合致する。

【0010】

(発明の概要)

本発明の第1の観点は、協働する駆動リングを有する駆動リングC V Tベルトを提供することにある。

【0011】

本発明の別の観点は、駆動リングに掛け回された可撓性部材を有する駆動リングC V Tベルトを提供することにある。

【0012】

本発明の別の観点は、一定のベルト装着半径(belt loading radius)を有する駆動リングC V Tベルトを提供することにある。 10

【0013】

本発明の別の観点は、駆動リングアライメントスリープを有する駆動リングC V Tベルトを提供することにある。

【0014】

本発明のその他の特徴は、本発明の以下の説明と図面とに基づいて、指摘あるいは明確にされる。

【0015】

本発明は駆動リングベルトを備える。C V T変速機において、可変径ブーリの各々はシープに掛け回された駆動リングを有する。各駆動リングはプラスチックや金属のように高弾性部材からなる。無端可撓性抗張部材、すなわちベルトは、駆動リングの間に掛け回される。駆動リングは、各々更に各駆動リングの互い違いの外周面に掛け回されたスリープを備える。そして各スリープはそれぞれの駆動リングに設けられたブッシングの中で摺動する。ベルトはスリープ上で各駆動リングを互いに押圧する張力を有する。各駆動リングの回転軸の相対的な配置は、スリープと駆動リングとの間の接触により維持される。各ブーリの有効直径、すなわちブーリの半径はブーリシープの動きにより調整される。ブーリシープの動きは各駆動リングの回転軸をブーリの回転軸に対して偏心的に移動する。リングが動くと、ベルトに一定の曲げ半径を与えるながら駆動リングとともにベルトが移動して駆動リングに掛け回された状態を維持する。駆動リングは、同期ベルト、歯付ベルト、マルチリップベルトあるいはV型ベルトのそれぞれとともに用いられる表面形状を有する。 20 30

【0016】

(発明の好ましい実施形態の説明)

図1は本発明の斜視図である。無端可撓性抗張部材10、すなわちベルトは第1駆動リング26と第2駆動リング36の周囲に掛け回される。第1駆動リング26はシープ部23、22(図示せず)の間を回転する。第2駆動リング36はシープ部32、33の間を回転する。平、マルチリップ、あるいはVベルトの形状を含むいかなる形状も同様にうまく作用するが、好ましい実施形態としてベルト10は歯付の形状として示される。各駆動リングはベルトの形状と協働する相補的な形状を有してもよい。

【0017】

各駆動リングはそれぞれのブーリの中で偏心的に回転する。各駆動リングの位置は個々のブーリにおける各シープ間の距離によって決定される。例えば、シープ部22、23が互いに接近するに従って、駆動リング26の回転軸A₁はブーリC₁の回転軸に向かって横方向に移動し、シープ部32、33が離れるに従って、駆動リング36の回転軸A₂はブーリC₂の回転軸から離れるように横方向に移動する。図2参照。各駆動リングの半径はそれぞれのブーリの半径に等しい値に限定されるものではないが、好ましい実施形態では、駆動リングの半径はそれぞれのブーリの半径よりも僅かに大きい。 40

【0018】

各駆動リングは、金属やフェノール類すなわちプラスチック材料等の非金属を含むこの分野で知られている十分な圧縮強度を有する如何なる材料から構成されてもよい。駆動リングの材料は、ブーリシープの表面に適合する摩擦係数及び雑音特性を有することが好まし 50

。図3の部品24、25と34、35参照。

【0019】

本発明はベルト10の曲げ半径が各駆動リングをベルトが走行する間一定であることを可能にする。ベルトの曲げ半径は駆動リングの半径よりも僅かに大きい。小さな隣接するベルトブロック同士の間に弦状の部分(chordal)を生じる他のCVTのデザインに対して、本発明は、ベルトが駆動リング／ブーリを組み合わせたものの回りを走行するにしたがって、ベルトが比較的大きな一定の半径を維持することを可能にする。これは弦状の部分(chordal)により発生するベルトの不具合、すなわち曲げ疲労により発生するベルトの不具合を低減しベルトの寿命を増大させる。

【0020】

図2はCVTブーリ内の中立面図である。シープ部32、33は原動ブーリに設けられる。シープ部22、23は従動ブーリに設けられる。この図では、シープ部22、23は互いに比較的接近しており、シープ部32、33は幾分離れている。シープ部23の半径はS₁である。シープ部33の半径はS₂である。有効半径E₁は回転中心C₁からの距離であり、駆動リング26がシープ部22、23に接触する位置である。有効半径E₂は回転中心C₂からの距離であり、駆動リング36がシープ部32、33と接触する位置である。したがって、有効半径E₁は有効半径E₂よりも大きい。E₂に対するE₁の比が変速機のギア比を決定することは、この分野において知られている。またCVT原動ブーリと従動ブーリのシープ部の位置によりE₁とE₂が変化することも知られている。

【0021】

図3は駆動装置の断面図である。ベルト10はブーリ11とブーリ12との間に掛け回される。特に、駆動リング26はブーリ11の中に掛けられ、駆動リング36はブーリ12の中に掛けられる。駆動リング26と駆動リング36は平ベルトの輪郭として描かれている。図1で言及したように、駆動リングはユーザの要求に応じて多様な形状のうちの如何なる形状をしていてもよい。ベルト10は駆動リング26と駆動リング36の上に掛け回される。駆動リング26の傾斜した側面はシープ面24、25によって支持される。駆動リング36の傾斜した側面はシープ面34、35によって支持される。この図では、駆動リング26の回転軸A₁は、実質的にブーリ11の回転軸C₁と同軸である。駆動リング36の回転軸A₂は、実質的にブーリ12の回転軸C₂と同軸である。しかしながら、所与の駆動リングの回転軸と所与のブーリの回転軸との間の関係は、前述したように変化させることができる。

【0022】

運転時、駆動リング26は、実質的に放射状の線を描く接触領域に沿って個々のブーリのシープ面のみに接触する。駆動リング36とシープ部32、33の面との間の接触についても同様である。これは駆動リング軸とブーリ軸との間の幾何学上の偏心関係に起因する。駆動リングとブーリとの間の接触領域、すなわち線は相対的に小さいため、熱が発生しやすい状態は低減される。更に、動力伝達のための接触は可撓性ベルトとシープの間ではなく、駆動リングとシープとの間で行われるので、過度の加熱や摩擦により発生するベルトの故障が著しく低減される。

【0023】

駆動リング26、36の横断面は、高さX、幅Yを持つ輪郭形状を呈する。この輪郭形状において、幅の高さに対する比(Y/X)は1から3の範囲にある。しかしながら、ブーリ内で駆動リング軸の歪みを防止できるのであれば、如何なる比であってもよい。また図3において、各駆動リングは20°から70°の範囲の夾角θを描く。駆動リングの形状と上述された比は、自ら軌道を制し、自ら整列する特徴をもたらし、ブーリに対する駆動リングの位置は高さの関数である。それによって、その回転軸がブーリの回転軸と平行になるように駆動リングが配置されるとともに、駆動リングが最小有効半径まで移動せられる。これは駆動リングとシープの側面との間の楔効果によってもたらされる。

【0024】

図4は、リングとガイドブッシングの部分的な横断面図である。好ましい実施形態では

10

20

30

40

50

、運転中における駆動リングの適正なアライメントはブッシングとスリーブとの組み合わせにより維持される。ブッシングとスリーブは摺動自在に係合し駆動リングの適正な軸アライメントを維持する。ブッシング1は駆動リング26の外周において溝8の中に固着される。ブッシング7は駆動リング36の外周において、ブッシング1とは重ならない位置にある溝9の中に固着される。溝8、9は、図1に示されるように、またユーザの必要に応じて、ブッシングが駆動リングの外周に直接取付けられるように除かれてもよい。スリーブ2はブッシング1に摺動自在に係合し、駆動リング36の外周面に接触している。スリーブ6はブッシング7に摺動自在に係合し、駆動リング26の外周面に接触している。スリーブ2、6はゴム、弾性物質あるいは似通った摩擦特性を持つ他の如何なる周知の材料であってもよい。駆動リングは、ベルト10に掛かる張力すなわち荷重に等しい力でスリーブ2、6に互いに押圧される。ブッシング1、7は、デルリン(商標(Delrin))やブッシングとスリーブの間に低摩擦境界面を有する他の如何なる同様なブッシング材料であってもよく、これによりブッシング内のスリーブの滑りを促進する。ブッシングは各リング上の組立てを容易にするために分割されていても良い。

【0025】

スリーブ2は、駆動リング36に荷重された状態すなわち押圧された状態で接触しているため、駆動リング36が回転するとき、スリーブ2の回転は駆動リング36の回転方向と逆方向となる。その結果として、駆動リング26が回転すると、スリーブ2はブッシング1内で摺動する。スリーブ6もまた駆動リング26に荷重された状態すなわち押圧された状態で接触している。駆動リング26が回転するとき、スリーブ6の回転は駆動リング26の回転方向と逆方向となる。したがって、駆動リング36が回転すると、スリーブ6はブッシング7内において摺動する。スリーブ2とブッシング1との間の摩擦が低いことから、スリーブ2は駆動リング26とは反対方向に回転する。スリーブ6とブッシング7との間の摩擦が低いことから、スリーブ6は駆動リング36とは反対方向に回転する。スリーブとリングとの間の接触は、運転中にリングの位置がずれることを防止する。

【0026】

駆動リングCVTベルトが作動するとき、駆動リング26、36の回転軸が協調して並進移動することから、リング間の相対的な間隔は変化せず、これは各ゴムスリーブがその対応するブッシングに対して適正な間隔を維持することによる。これは駆動リング26、36が、駆動リング軸の位置ズレを起こし得る横方向の運動を起こすことを防止する。

【0027】

図5は、本発明の斜視横断面図である。ベルト10は駆動リング26と駆動リング36の回りに掛けられた状態で示される。各駆動リングの外周面の反対側に置かれたスリーブ2、6の相対的な配置が示される。また更に、スリーブ2、6は駆動リングの反対側に配置される限り図1のように配置されてもよい。ベルト10は各駆動リング26、36の間に掛け回されて示される。駆動リング26、36は、互いにベルト張力により、スリーブ2、6に押圧される。図5はシープ部22、23の回転中心C₁から偏心した駆動リング26の回転中心A₁を示す。

【0028】

シープ部22、23とシープ部32、33の間の相対的な間隔がオペレータにより変更されると、駆動リング26、36の回転中心A₁、A₂とベルト10は協調して移動する。CVT変速機とブーリシープを動作するための制御装置はこの分野で周知である。駆動リング26の回転軸A₁と駆動リング36の回転軸A₂は、シープ部の軸方向の動きの全範囲を通して一定の間隔Sを維持する。図2に示されるように、従動ブーリに設けられた駆動リングのスピードは、従動ブーリの回転軸に対する駆動リングの回転軸の位置の関数である。

【0029】

ここでは、本発明の一形態についてのみ説明がなされたが、ここで説明された本発明の精神と範囲から逸脱することなく、その構造と部材相互の関係を様々に変形できることは当業者にとって明らかである。

10

20

30

40

50

【0030】

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明の斜視図である。

【図2】 CVTブーリのベルトの側面図である。

【図3】 駆動システムの断面図である。

【図4】 リングとガイドブッシングの断面図である。

【図5】 本発明の斜視横断面図である。

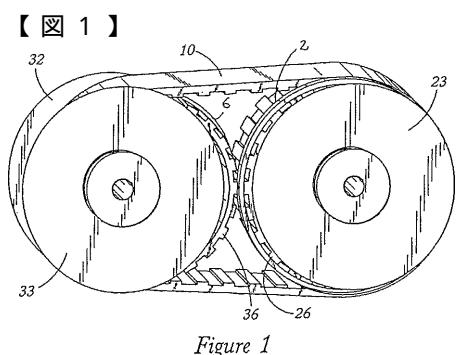


Figure 1

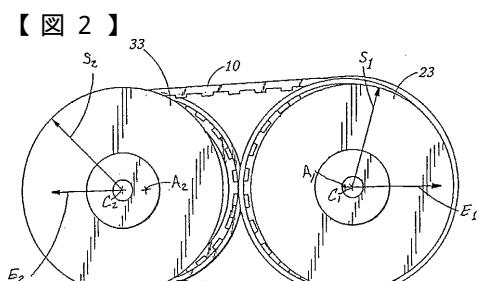


Figure 2

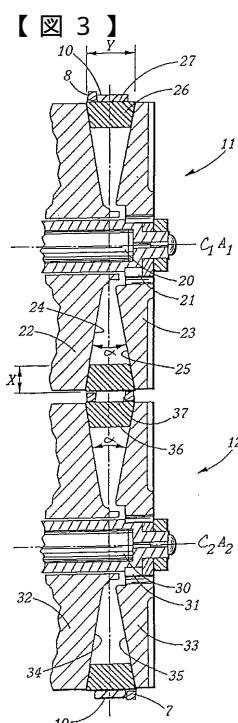


Figure 3

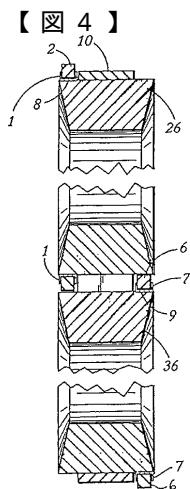


Figure 4

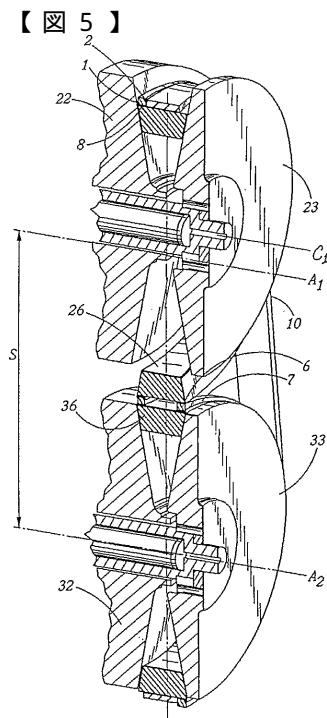


Figure 5

フロントページの続き

(56)参考文献 実開昭63-126653(JP, U)
特開平10-196748(JP, A)
特開平11-141631(JP, A)
特開昭59-058254(JP, A)
特許第092434(JP, C2)

(58)調査した分野(Int.Cl.⁷, DB名)

F16H 9/00-9/26