

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4883579号
(P4883579)

(45) 発行日 平成24年2月22日(2012.2.22)

(24) 登録日 平成23年12月16日(2011.12.16)

(51) Int.Cl.	F 1
F 1 6 H 15/52 (2006.01)	F 1 6 H 15/52 C
F 1 6 H 15/20 (2006.01)	F 1 6 H 15/20 A

請求項の数 4 (全 20 頁)

(21) 出願番号	特願2007-132443 (P2007-132443)	(73) 特許権者	503027931
(22) 出願日	平成19年5月18日(2007.5.18)		学校法人同志社
(65) 公開番号	特開2008-286318 (P2008-286318A)		京都府京都市上京区今出川通烏丸東入玄武町601
(43) 公開日	平成20年11月27日(2008.11.27)	(74) 代理人	110000475
審査請求日	平成22年4月30日(2010.4.30)		特許業務法人みのり特許事務所
		(72) 発明者	松岡 敬
			京都府京田辺市多々羅都谷1-3 同志社大学内
		(72) 発明者	岡村 暉久夫
			京都府京田辺市多々羅都谷1-3 同志社大学内
		審査官	竹下 和志

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 摩擦変速機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

入力軸(1)と、前記入力軸と同心の出力軸(2)と、第一領域で前記入力軸の回転を変速して前記出力軸へ伝達する第一変速手段(3)と、第二領域で前記入力軸の回転を変速して前記出力軸へ伝達する第二変速手段(4)とを備え、

前記第一変速手段は、前記入出力軸に対して公転しながら自転する円錐状の第一コーン(30)と、前記第一コーンの伝動部(30a)に摩擦係合する第一入力円板(31)と、前記第一コーンの軌道面(30b)に摩擦係合する軌道リング(32)と、前記第一コーンの変速面(30c)に摩擦係合する第一変速リング(33)とを備え、前記入力軸の回転が前記第一入力円板を介して前記第一コーンに伝達され、前記第一変速リングが前記入出力軸の中心線方向(12a)へ前記第一コーンに対して相対的に進退移動して、前記入力軸の回転を変速し、

前記第二変速手段は、前記入出力軸に対して公転又は非公転の状態¹⁰で自転する複合円錐状の第二コーン(40)と、前記第二コーンの伝動面(40a)に摩擦係合する第二入力円板(41)と、前記第二コーンの変速面(40b)に摩擦係合する第二変速リング(42)とを備え、前記入力軸の回転が前記第二入力円板を介して前記第二コーンに伝達され、前記第二コーンが前記入出力軸の中心線方向へ前記第二変速リングに対して進退移動して、前記入力軸の回転を変速し、

前記第一及び第二変速手段による前記出力軸への夫々の伝達を選択的に切り換える切換手段(5)と、前記第一及び第二変速手段による夫々の変速比が一致する際に、前記切換

10

20

手段による切り換え動作を行う制御手段(6)とを備えたことを特徴とする摩擦変速機。

【請求項2】

前記入出力軸の中心線方向に移動可能なキャリア手段(7)と、前記キャリア手段を進退移動する駆動手段(75)とを備え、前記キャリア手段が、前記第一変速リングと前記第二コーンとを支持することを特徴とする請求項1に記載の摩擦変速機。

【請求項3】

前記第二変速手段による前記出力軸の回転を前記入力軸の回転と同一方向にする反転手段(8)と、前記入力軸と前記出力軸とを結合及び非結合にするクラッチ手段(21)と、前記入力軸の回転速度と前記出力軸の回転速度とが一致した際に、前記クラッチ手段による連結動作を行う制御手段とを備えたことを特徴する請求項1又は2に記載の摩擦変速機。

10

【請求項4】

前記第二変速手段による前記出力軸の回転を増速する増速手段(9)と、前記入力軸と前記出力軸とを結合及び非結合にするクラッチ手段(21)と、前記入力軸の回転速度と前記出力軸の回転速度とが一致した際に、前記クラッチ手段による連結動作を行う制御手段とを備えたことを特徴する請求項1又は2に記載の摩擦変速機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、自動車等の変速機として用いる摩擦変速機に関するものである。

20

【背景技術】

【0002】

従来、自動車等に用いられる無段変速機として、パワースプリット型無段変速装置等が提案されている(特許文献1参照)。この無段変速装置は、トルクコンバータ、パリエータ、ローディング機構、遊星歯車機構、バイパス軸等からなっており、多数の機械要素を組み合わせて構成されている。そして、潤滑油は、それぞれの機械要素、即ちトルクコンバータ、パリエータ及び歯車機構の少なくとも三種類に分けて使用しなければならない。そのため、この装置では、ケーシングに各機械要素ごとの隔壁が設けられ、更に部品点数が多数になるので、分解組立が複雑で、多大な生産コストを必要とする。

【0003】

30

また、例えば特許文献2に示される摩擦無段変速機は、複数の円錐形回転子を備えており、この円錐形回転子に摩擦係合する要素を用いて変速する。この変速機は、比較的高い伝動効率を有しており、出力が大きいので、動力伝達手段として好適に用いられる。しかし、変速範囲が比較的狭いため、広域な変速範囲や高速回転を必要とする自動車等の変速機には適していない。

【0004】

特許文献3等の可変摩擦駆動装置は、複数のダブルコーンを介して変速するようになっている。この装置は、大きな変速比を得ることができるが、低速領域で比較的大きな出力を得ることは困難である。そのため、特に自動車等の、低速領域で大きな出力トルクを必要とする変速機として適用することは難しい。

40

【特許文献1】特開2006-97777号公報

【特許文献2】特公昭57-13221号公報

【特許文献3】特公昭33-6355号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

そこで、本発明が解決しようとする課題は、上記した問題点に鑑みて、大きな出力トルク及び変速比を得ることができると共に、伝達効率、生産コスト及び生産効率に優れた摩擦変速機を提供することである。

【課題を解決するための手段】

50

【0006】

本発明に係る摩擦変速機は、入力軸と、入力軸と同心の出力軸と、第一領域で入力軸の回転を変速して出力軸へ伝達する第一変速手段と、第二領域で入力軸の回転を変速して出力軸へ伝達する第二変速手段とを備えている。

第一変速手段は、入出力軸に対して公転しながら自転する円錐状の第一コーンと、第一コーンの伝動部に摩擦係合する第一入力円板と、第一コーンの軌道面に摩擦係合する軌道リングと、第一コーンの変速面に摩擦係合する第一変速リングとを備え、入力軸の回転が第一入力円板を介して第一コーンに伝達され、第一変速リングが入出力軸の中心線方向へ第一コーンに対して相対的に進退移動して、入力軸の回転を変速するものである。

第二変速手段は、入出力軸に対して公転又は非公転の状態¹⁰で自転する複合円錐状の第二コーンと、第二コーンの伝動面に摩擦係合する第二入力円板と、第二コーンの変速面に摩擦係合する第二変速リングとを備え、入力軸の回転が第二入力円板を介して第二コーンに伝達され、第二コーンが入出力軸の中心線方向へ第二変速リングに対して進退移動して、入力軸の回転を変速するものである。

さらに、本発明に係る摩擦変速機は、第一及び第二変速手段による出力軸への夫々の伝達を選択的に切り換える切換手段と、第一及び第二変速手段による夫々の変速比が一致する際に、切換手段による切り換え動作を行う制御手段とを備えている。

【0007】

好ましくは、入出力軸の中心線方向に移動可能なキャリア手段と、キャリア手段を進退移動する駆動手段とを備え、キャリア手段が第一変速リングと第二コーンとを支持する。²⁰

【0008】

更に好ましくは、第二変速手段による出力軸の回転を入力軸の回転と同一方向にする反転手段と、入力軸と出力軸とを結合及び非結合にするクラッチ手段と、入力軸の回転速度と出力軸の回転速度とが一致した際に、クラッチ手段による連結動作を行う制御手段とを備えた。

【0009】

更に好ましくは、第二変速手段による出力軸の回転を増速する増速手段と、入力軸と出力軸とを結合及び非結合にするクラッチ手段と、入力軸の回転速度と出力軸の回転速度とが一致した際に、クラッチ手段による連結動作を行う制御手段とを備えた。

【発明の効果】³⁰

【0010】

本発明に係る摩擦変速機は、上記の通り、第一変速手段と第二変速手段とを備えている。第一変速手段は、円錐状の第一コーンを介して、第一変速リングを進退移動することにより、入力軸の回転を変速して出力軸へ伝達する。そのため、第一変速手段は、大きな出力トルクを得ることができる。

【0011】

また、第二変速手段は、複合円錐状の第二コーンを介して、第二変速リングを進退移動することにより、入力軸の回転を変速して出力軸へ伝達する。そのため、第二変速手段は、大きな速度比を得ることができる。

【0012】⁴⁰

そして、制御手段は、切換手段で第一及び第二変速手段による出力軸へのそれぞれの伝達を選択的に切り換える。これにより、低速領域では、第一変速手段で大きな出力トルクを得ることができ、中高速領域では、第二変速手段で大きな速度比を得ることができる。そのため、大きな出力トルクと速度比との双方を必要とする自動車等の変速機として、好適に用いることができる。

【0013】

また、第一変速手段による変速比と第二変速手段による変速比とが一致する出力軸の回転速度で、各変速手段からの伝達を切り換えることにより、非常にスムーズ且つ無段階的に、低速領域から中高速領域へ変速することができる。また、この変速機は、構造が比較的簡単で、複数種類の潤滑油を用いる必要がなく、部品点数も少ないため、小型軽量で、⁵⁰

生産コスト及び生産効率において非常に優れている。

【0014】

さらに、反転手段又は増速手段を用いて、クラッチ手段による入力軸及び出力軸を結合することができ、これにより、変速手段を介することなく、入力軸から出力軸への高効率な伝達を実現し得る。

【発明を実施するための最良の形態】

【0015】

以下、図面に基づいて、本発明に係る摩擦変速機について詳細に説明する。

【0016】

〔第一実施形態〕

先ず、本発明に係る摩擦変速機の第一実施形態について説明する。図1は、第一実施形態の摩擦変速機を示す正面断面図である。図2は、第一実施形態の第一及び第二変速手段の変速原理を説明するための図である。図3は、第一実施形態の摩擦変速機の動作を示す要部断面図である。図4は、第一実施形態の摩擦変速機におけるトルク比と変速比との関係を示すグラフ図である。

10

【0017】

図1及び図2に基づいて、摩擦変速機の構成について説明する。摩擦変速機は、入力軸1及び出力軸2を備えている。この摩擦変速機は、例えば自動車に適用するとき、エンジンの動力を入力軸1が入力し、出力軸2が車輪へ伝達するようになっている。入力軸1及び出力軸2は、同一中心線12aになるように配置されている。入力軸1は、一方端に小径の支持軸部1aを有する。出力軸2は、一方端に支持軸受部2aを有する。入力軸の支持軸部1aと出力軸の支持軸受部2aとが回転支持され、入力軸1と出力軸2とが互いに回転自在(回転フリー)に連結している。

20

【0018】

摩擦変速機は、ケーシング100を備えている。ケーシング100は、入力軸1を回転支持するための支持軸受部101と、出力軸2を回転支持するための出力軸ベアリング102、102とを備えている。入力軸1及び出力軸2は、各ベアリング101、102によって、回転自在にケーシング100に支持されている。図1に示す通り、ケーシング100は、後述する第一変速手段3、第二変速手段4などを内包している。

【0019】

摩擦変速機は、第一変速手段3を備えている。第一変速手段3は、出力軸2側に配置されている。第一変速手段3は、一以上(本実施形態では3つ)の第一コーン30、第一入力円板31、軌道リング32及び第一変速リング33を備えている。第一コーン30は、主として円錐形をなしている。第一コーン30は、底面(軌道面30b)の中心線30d上に回転軸30eを有している(図2)。

30

【0020】

第一コーン30は、図2に示す通り、円錐形部分に伝動部30a、軌道面30b及び変速面30cを有している。伝動部30aは、第一コーン30の外周の円状端部である。なお、伝動部30aは、回転軸30eの外周面でもよい。軌道面30bは、第一コーン30の底面(平面)部である。変速面30cは、第一コーン30の傾斜面部である。

40

【0021】

図1に示す通り、第一コーン30は、支持円板103で支持されている。第一コーン30は、回転軸30eを介して支持円板103の周囲に回転自在に支持されている。第一コーン30は、その中心線30dが入出力軸の中心線12aに対して角度だけ傾斜して支持されている(図2)。支持円板103は、出力軸2に対して回転自在に支持されている。従って、第一コーン30は、出力軸2に対して自転及び公転自在になっている。

【0022】

第一入力円板31は、入力軸1に対してスプライン結合されている。従って、第一入力円板31は、入力軸1の回転と同一方向及び同一回転速度で回転する。第一入力円板31は、第一コーンの伝動部30aに当接して摩擦係合する。これにより、第一入力円板31

50

の回転が第一コーン 30 に伝達される。

【0023】

軌道リング 32 は、第一コーンの軌道面 30 b に当接して摩擦係合する。図 1 に示す通り、軌道リング 32 は、伝達円板 22 の外周に嵌合されている。伝達円板 22 は、出力軸 2 に対してスプライン結合されている。従って、出力軸 2 は、伝達円板 22 の回転と同一方向及び同一回転速度で回転する。後述するが、軌道リング 32 は、第一クランプ 50 を介して、伝達円板 22 に対して連結及び非連結に切り換え可能になっている。

【0024】

第一変速リング 33 は、第一コーンの変速面 30 c に当接して摩擦係合する。後述するように、第一変速リング 33 は、キャリア 70 に支持されており、入出力軸の中心線 12 a の方向に進退自在になっている。第一コーンの変速面 30 c は、第一変速リング 33 が当接（摩擦係合）する部分において、入出力軸の中心線 12 a に対してほぼ平行になるように、中心線 30 d , 12 a の角度 が設定されている（図 2）。

【0025】

摩擦変速機は、第二変速手段 4 を備えている。第二変速手段 4 は、入力軸 1 側に配置されている。第二変速手段 4 は、一以上（本実施形態では 3 つ）の第二コーン 40、第二入力円板 41 及び第二変速リング 42 を備えている。第二コーン 40 は、主として複合円錐形（ダブルコーン）をなしている。第二コーン 40 は、対向する各頂部の中心線 40 c 上に回転軸 40 d , 40 e を有している（図 2）。

【0026】

第二コーン 40 は、後述するように、キャリア 70 に設けられた支持部 104 , 105 に支持されている。第二コーン 40 は、回転軸 40 e , 40 d を介して回転自在に支持されている。第二コーン 40 は、その中心線 40 c が入出力軸の中心線 12 a に対して角度だけ傾斜して配置されている（図 2）。キャリア 70 は、非回転であり（回転不能になっており）、入出力軸の中心線 12 a の方向に進退自在になっている。従って、第二コーン 40 は、入出力軸の中心線 12 a の方向に移動自在であると共に、入力軸 1 に対して回転自在であるが非公転（公転不能）となる。

【0027】

図 2 に示す通り、第二コーン 40 は、伝動面 40 a 及び変速面 40 b を備えている。伝動面 40 a は、入力軸 1 に近い（中心線 12 a 側）円錐形傾斜面部であり、変速面 40 b は、伝動面 40 a に対向する入力軸 1 から遠い円錐形傾斜面部である。

【0028】

第二入力円板 41 は、入力軸 1 に対してスプライン結合されている。従って、第二入力円板 41 は、入力軸 1 の回転と同一方向及び同一回転速度で回転する。第二入力円板 41 は、第二コーンの伝動面 40 a に当接して摩擦係合する。これにより、第二入力円板 41 の回転が第二コーン 40 に伝達される。

【0029】

第二変速リング 42 は、第二コーンの変速面 40 b に当接して摩擦係合する。第二コーンの変速面 40 b は、第二変速リング 42 の当接（摩擦係合）する部分において、入出力軸の中心線 12 a に対してほぼ平行になるように、中心線 40 c , 12 a の角度 が設定されている（図 2）。第二変速リング 42 は、伝達円板 22 の外周まで延設して嵌合、支持されている。後述するが、第二変速リング 42 は、第二クランプ 51 を介して、伝達円板 22 に対して連結及び非連結に切り換え可能になっている。

【0030】

摩擦変速機は、キャリア手段 7 を備えている。キャリア手段 7 は、キャリア 70 及びレバー 71 を備えている。キャリア 70 は、入出力軸の中心線 12 a の方向に進退自在になっている。なお、キャリア 70 は、入出力軸の中心線 12 a に対して回転不能（非回転）になっている（入力軸 1 が回転しても非回転状態が維持される）。

【0031】

前述の通り、キャリア 70 は、第一変速手段 3 の第一変速リング 33 と、第二変速手段

10

20

30

40

50

4の支持部104, 105とを備えている。レバー71は、キャリア70に連結されている。レバー71は、アクチュエータなどの駆動手段75に接続されている。駆動手段75によって、レバー71を介して、キャリア70が進退移動可能になっている。これに伴って、第一変速リング33及び第二コーン40が進退移動する。

【0032】

摩擦変速機は、切換手段5を備えている。切換手段5は、第一クランプ50及び第二クランプ51を備えている。前述の通り、第一クランプ50は、軌道リング32と伝達円板22とを連結及び非連結にするものであり、第二クランプ51は、第二変速リング42と伝達円板22とを連結及び非連結にするものである。本実施形態では、第一及び第二クランプ50, 51は、油圧式になっており、油圧調整手段55に接続されている。そして、油圧調整手段55によって、伝達円板22に対する連結及び非連結を行う。

10

【0033】

摩擦変速機は、入力軸1の回転速度を検知する第一回転センサ10と、出力軸2の回転速度を検知する第二回転センサ20とを備えている。さらに、摩擦変速機は、油圧調整手段55の動作を制御する制御手段6を備えている。制御手段6は、第一及び第二回転センサ10, 20の検知結果に基づいて、後述する変速比(減速比)R1, R2を演算する演算手段60を備えている。制御手段7は、演算手段60の演算結果に基づいて、CPUなどに記憶されたプログラムに従い、油圧調整手段55を動作する。

【0034】

次に、図2に基づき、第一変速手段3及び第二変速手段4における変速原理を説明する。第一コーンの伝動部30aと入力円板31との当接位置は、中心線12aから垂直距離a、中心線30dから垂直距離bである。第一コーンの変速面30cと第一変速リング33との当接位置は、中心線12aから垂直距離d、中心線30dから垂直距離cである。第一コーンの軌道面30bと軌道リング32との当接位置は、中心線12aから垂直距離f、中心線30dから垂直距離eである。

20

【0035】

入力軸1の回転速度をN1とし、出力軸2の回転速度をN2とし、第一変速手段3の変速比(減速比)をR1とすると、変速比R1は式(1)のように表される。

【0036】

$$\begin{aligned} \cdot R1 &= N2 / N1 \\ &= \{ a (c \cdot f - d \cdot e) \} / \{ f (a \cdot c + b \cdot d) \} \quad \dots \text{式(1)} \end{aligned}$$

30

【0037】

前述の通り、第一コーン30は、自転しながら公転するが、入出力軸の中心線12aの方向には進退移動しない。第一変速リング33は、非回転で、入出力軸の中心線12aの方向に進退移動する。第一入力円板31は、入力軸1の回転に伴って回転する。軌道リング32は、回転自在になっている。

【0038】

本実施形態では、a = 20 mm、b = 15 mm、c = 2 ~ 13 mm、d = 35 mm、e = 12 mm、f = 31 mmであり、その場合、第一変速手段の変速比R1 = 0 ~ - 0.4となる。なお、変速比R1, R2の符号が「+」(プラス)のとき、入力軸1と出力軸2の回転方向が同一となり、「-」(マイナス)のとき、出力軸2の回転方向は入力軸1に対して逆回転方向となる。

40

【0039】

第二コーンの伝動面40aと第二入力円板41との当接位置は、中心線12aから垂直距離g、中心線40cから垂直距離hである。第二コーンの変速面40bと第二変速リング42との当接位置は、中心線12aから垂直距離k、中心線40cから垂直距離jである。

【0040】

入力軸1の回転速度をN1とし、出力軸2の回転速度をN2とし、第二変速手段4の変速比(減速比)をR2とすると、変速比R2は式(2)のように表される。

50

【 0 0 4 1 】

$$\begin{aligned} \cdot R 2 &= N 2 / N 1 \\ &= - (g \cdot j) / (h \cdot k) \quad \dots \text{式 (2)} \end{aligned}$$

【 0 0 4 2 】

前述の通り、第二コーン 4 0 は、自転するが公転せず、入出力軸の中心線 1 2 a の方向には進退移動する。第二入力円板 4 1 は、入力軸 1 の回転に伴って回転する。第二変速リング 4 2 は、回転自在になっている。

【 0 0 4 3 】

本実施形態では、 $g = 14 \text{ mm}$ 、 $h = 4 \sim 13 \text{ mm}$ 、 $j = 13 \sim 4 \text{ mm}$ 、 $k = 37 \text{ mm}$ であり、その場合、第二変速手段の変速比 $R 2 = -0.12 \sim -1.2$ となる。

10

【 0 0 4 4 】

入力軸 1 のトルクを $T i$ とし、出力軸 2 のトルクを $T o$ とし、トルク比を $T r$ とすると、トルク比 $T r$ は式 (3) のように表される。

【 0 0 4 5 】

$$\cdot T r = T o / T i \quad \dots \text{式 (3)}$$

【 0 0 4 6 】

次に、図 3 及び図 4 に基づき、変速機の動作について説明する。前述の通り、第一変速手段の変速比 $R 1$ と第二変速手段の変速比 $R 2$ とは、 $R 1, R 2 = -0.12 \sim -0.4$ の範囲で重なっている。そこで、本実施形態では、それぞれの変速比 $R 1, R 2 = -0.2$ と一致する時に、切換手段 5 が切り換え動作を行う (切換モード)。なお、切換モードの変速比 $R 1, R 2$ は、重畳範囲 ($R 1, R 2 = -0.12 \sim -0.4$) であれば任意である。

20

【 0 0 4 7 】

そのため、入出力軸の中心線 1 2 a の方向に進退移動可能なキャリア 7 0 は、第一変速手段 3 における距離 $c = 7 \text{ mm}$ (変速比 $R 1 = -0.2$) の時に、第二変速手段 4 における距離 $h = 11.2 \text{ mm}$ 、 $j = 5.8 \text{ mm}$ (変速比 $R 2 = -0.2$) となるように、第一変速リング 3 3 及び第二コーン 4 0 が配置、設定されている。

【 0 0 4 8 】

図 3 (a) は、第一変速手段 3 の使用状態 (第一領域) を示す。この第一領域 (低速モード) では、制御手段 6 によって、切換手段 5 は、第一クランプ 5 0 が伝達円板 2 2 を連結 (ON) し、第二クランプ 5 1 が伝達円板 2 2 を連結しない (OFF) ようになっている。従って、第一変速手段 3 が、入力軸 1 の回転を伝達円板 2 2 を介して出力軸 2 へ伝達して、第二変速手段 4 は出力軸 2 へ伝達しない。

30

【 0 0 4 9 】

入力軸 1 は、矢視 I の方向において反時計回りに回転している。矢視 I 方向は、入出力軸の中心線 1 2 a 上にある。これにより、第一入力円板 3 1 は、矢視 I の方向において反時計回りに回転する。そして、第一コーン 3 0 は、矢視 I の方向において反時計回りに回転 (公転) しながらか、矢視 II の方向において時計回りに回転 (自転) する。矢視 II 方向は、第一コーンの中心線 3 0 e 上にある。第一変速リング 3 3 は、キャリア 7 0 と共に非回転 (非公転) である。これにより、軌道リング 3 2 は、矢視 I の方向において時計回りに回転する。

40

【 0 0 5 0 】

軌道リング 3 2 を介して伝達円板 2 2 が回転することにより、出力軸 2 が、矢視 I の方向において時計回りに回転する。なお、この第一領域においても、入力軸 1 の回転によって、第二変速手段 4 の各機構 4 0, 4 1, 4 2 は動作するが、上述の通り、出力軸 2 へ伝達されないので説明を省略する。

【 0 0 5 1 】

入力軸 1 の回転を出力軸 2 へ伝達する際、図 3 (a) に示す通り、先ず、キャリア手段 7 を、第一変速リング 3 3 が $c = 13 \text{ mm}$ (変速比 $R 1 = 0$) となる位置にする。このとき、変速比 $R 1 = 0$ なので、入力軸 1 の回転は出力軸 2 へ伝達されない (出力軸 2 は停止

50

する)。

【0052】

そして、駆動手段75によって、キャリア手段7を入出力軸の中心線12aの方向(矢印IV)へ進退移動する。これにより、第一変速リング33は、矢印IVの方向へ移動し、距離cが13~7mm(変速比 $R_1 = 0 \sim -0.2$)の範囲で変化する。

【0053】

図4に示す通り、変速比 $R_1 = 0 \sim -0.2$ の第一領域において、変速比とトルク比との関係は、直線状に増減する直線領域と、曲線状に増減する曲線領域とがある。直線領域では、最大トルク比 T_r を得ることができ、トルク比 T_r の大きさによっては出力軸2が停止するクリープ領域である。

10

【0054】

即ち、変速機を自動車等の車両に使用した際、第一領域(低速領域)は、車両が停止から低速走行の間で変速する。そして、直線領域は、坂道発進や車両重量によって、直線上のいずれかの位置から出力軸2が回転して、車両が発進する領域となる。なお、本実施形態では、最大トルク比 T_r は10以上となり、大きいトルク増幅を得ることができる。

【0055】

図3(b)は、第一変速手段と第二変速手段とを切り換える(第一領域と第二領域とを切り換える)時の状態を示す。前述の通り、本実施形態では、この切換モードは、各変速比 $R_1, R_2 = -0.2$ に設定されており、この時、キャリア手段7は、第一変速リング33が距離 $c = 7\text{mm}$ となり、第二コーン40が距離 $h = 11.2\text{mm}$ 、 $j = 5.8\text{mm}$ となる。

20

【0056】

そして、第一及び第二センサ10, 20に基づいて、各変速比 $R_1, R_2 = -0.2$ となった際に、制御手段6によって、切換手段5における第一クランプ50及び第二クランプ51の双方が、伝達円板22を連結(ON)する。これにより、入力軸1の回転は、第一変速手段3及び第二変速手段4の双方によって出力軸2へ伝達されるが、各変速比 R_1, R_2 が一致($R_1, R_2 = -0.2$)しているので、出力軸2の回転は一致し安定している。

【0057】

図3(c)は、第二変速手段4の使用状態(第二領域)を示す。この第二領域(高速モード)では、制御手段6によって、切換手段5は、第一クランプ50が伝達円板22を連結しておらず(OFF)、第二クランプ51が伝達円板22を連結する(ON)ようになっている。従って、第二変速手段4が、入力軸1の回転を伝達円板22を介して出力軸2へ伝達して、第一変速手段3は出力軸2へ伝達しない。

30

【0058】

入力軸1は、矢視Iの方向において反時計回りに回転している。これにより、第二入力円板41は、矢視Iの方向において反時計回りに回転する。そして、第二コーン40は、公転せず(非公転)に、矢視IIIの方向において反時計回りに回転(自転)する。矢視III方向は、第二コーンの中心線40cの方向上にある。これによって、第二変速リング42は、矢視Iの方向において時計回りに回転する。

40

【0059】

第二変速リング42を介して伝達円板22が回転することにより、出力軸2が、矢視Iの方向において時計回りに回転する。なお、この第二領域においても、入力軸1の回転によって、第一変速手段3の各機構30, 31, 32は動作するが、上述の通り、出力軸2へ伝達されないので説明を省略する。

【0060】

駆動手段75によって、キャリア手段7を矢印IVの方向へ進退移動することができる。これにより、第二コーン40は、矢印IVの方向へ進退移動し、距離hは11.2~4mm、jは5.8~13mm(変速比 $R_2 = -0.2 \sim -1.2$)の範囲(第二領域)で変化する。

50

【 0 0 6 1 】

図 4 に示す通り、変速比 $R_2 = -0.2 \sim -1.2$ の第二領域において、変速比とトルク比との関係は曲線状に増減する。変速機を自動車等の車両に使用した際、この第二領域は、車両が中速から高速走行の間で変速する。

【 0 0 6 2 】

以上をまとめると、この変速機において、出力軸 2 への伝達が、第一変速手段 3 から第二変速手段 4 へ変化する場合（第一領域（低速モード）から第二領域（高速モード）へ変化する時）、図 3（a）（b）（c）へと変化する。そして、第二変速手段 4 から第一変速手段 3 へ変化する場合（第二領域（高速モード）から第一領域（低速モード）へ変化する時）、図 3（c）（b）（a）へと変化する。

10

【 0 0 6 3 】

従って、第一変速手段 3 と第二変速手段 4 との切り換え（図 3（a）～（c））、即ち低速モードと高速モードとの切り換えは、切換モード（図 3（b））を介して行われ、第一及び第二センサ 10, 20 に基づいて、演算手段 60 が予め設定された所定の変速比（本実施形態では $R_1, R_2 = -0.2$ ）を得た際に、制御手段 6 が、油圧調整手段 55 を介して切換手段 5 の連結及び非連結の動作を行う。

【 0 0 6 4 】

【 第二実施形態 】

次に、本発明に係る摩擦変速機の第二実施形態について説明する。図 5 は、第二実施形態の摩擦変速機を示す正面断面図である。図 6 は、第二実施形態の第一及び第二変速手段の変速原理を説明するための図である。図 7 は、第二実施形態の摩擦変速機の動作を示す要部断面図である。図 8 は、第一実施形態の摩擦変速機におけるトルク比と変速比との関係を示すグラフ図である。なお、第一実施形態と共通する部分については、説明を省略する。

20

【 0 0 6 5 】

図 5 及び図 6 に基づいて、摩擦変速機の構成について説明する。摩擦変速機は、第一実施形態と同様に、入力軸 1、出力軸 2、ケーシング 100、ベアリング 101, 102 を備えている。ケーシング 100 は、入力軸 1 側に内部に突出するボス部 100a を備えている。このボス部 100a に、支持軸受部 101, 101 が設けられている。

【 0 0 6 6 】

本実施形態では、第一変速手段 3 は、入力軸 1 側に配置されている。第一変速手段 3 は、第一実施形態と同様に、第一コーン 30、第一入力円板 31、軌道リング 32 及び第一変速リング 33 を備えている。第一コーン 30 は、入力軸 1 に対して自転及び公転自在になっている。図 5 に示す通り、軌道リング 32 は、ケーシングのボス部 100a の外周に嵌合されている。軌道リング 32 は、第一クランプ 50 を介して、ケーシングのボス部 100a に対して連結及び非連結に切り換え可能になっている。

30

【 0 0 6 7 】

第一変速リング 33 は、キャリア 70 に設けられており、入出力軸の中心線 12a の方向に進退自在になっている。後述するが、本実施形態では、第一実施形態と異なり、キャリア 70 は、入出力軸の中心線 12a に対して回転自在になっている。従って、変速リング 33 は、中心線 12a に対して自転（回転）する。

40

【 0 0 6 8 】

本実施形態では、第二変速手段 4 は、出力軸 2 側に配置されている。第二変速手段 4 は、第一実施形態と同様に、第二コーン 40、第二入力円板 41 及び第二変速リング 42 を備えている。第二コーン 40 は、キャリア 70 に設けられた支持部 104, 105 に回転支持されている。本実施形態では、キャリア 70 が回転自在なので、第二コーン 40 は、中心線 12a に対して自転及び公転自在になっている。

【 0 0 6 9 】

第二変速リング 42 は、ケーシングのボス部 100a の外周まで延設し、嵌合支持されている。第二変速リング 42 は、第二クランプ 51 を介して、ケーシングのボス部 100

50

a に対して連結及び非連結に切り換え可能になっている。なお、第二変速リング 4 2 は、ケーシング 1 0 0 の内部であればどこで支持されてもよい。

【 0 0 7 0 】

キャリア手段 7 は、第一実施形態と同様に、キャリア 7 0 及びレバー 7 1 を備えている。上述の通り、本実施形態では、キャリア 7 0 は、入出力軸の中心線 1 2 a の方向に進退自在であると共に、入出力軸の中心軸 1 2 a に対して回転自在になっている。従って、レバー 7 1 は、キャリア 7 0 に連結する部分 7 1 a が、キャリア 7 0 を回転自在にすると共に、進退移動可能なように嵌め込まれている。

【 0 0 7 1 】

キャリア 7 0 は、第一変速手段 3 の第一変速リング 3 3 と、第二変速手段 4 の支持部 1 0 4 , 1 0 5 とを備えている。レバー 7 1 は、駆動手段 7 5 に接続されている。キャリア 7 0 は、出力軸 2 に対してスプライン結合されている。そして、キャリア 7 0 は、入出力軸の中心線 1 2 a 方向へ所定範囲内で進退移動可能になっている。従って、出力軸 2 は、キャリア 7 0 の回転と同一方向及び同一回転速度で回転する。

【 0 0 7 2 】

前述の通り、切換手段 5 において、第一クランプ 5 0 は、軌道リング 3 2 とケーシングのボス部 1 0 0 a とを連結及び非連結にするものであり、第二クランプ 5 1 は、第二変速リング 4 2 とケーシングのボス部 1 0 0 a とを連結及び非連結にするものである。従って、切換手段 5 は、軌道リング 3 2 及び第二変速リング 4 2 を、回転自在及び回転不能に切り換える。

【 0 0 7 3 】

第一実施形態と同様に、切換手段 5 は、油圧調整手段 5 5 を備えている。摩擦変速機は、第一回転センサ 1 0 、第二回転センサ 2 0 及び制御手段 6 を備えている。制御手段 6 は、演算手段 6 0 を備えている。

【 0 0 7 4 】

次に、図 6 に基づき、第一変速手段 3 及び第二変速手段 4 における変速原理を説明する。第一変速手段 3 における変速比（減速比）R 1 は、式（ 4 ）のように表される。

【 0 0 7 5 】

$$\cdot R 1 = N 2 / N 1$$

$$= \{ a (e \cdot d - c \cdot f) \} / \{ d (a \cdot e + b \cdot f) \} \quad \cdot \cdot \cdot \text{式 (4)}$$

【 0 0 7 6 】

前述の通り、第一コーン 3 0 は、自転しながら公転するが、入出力軸の中心線 1 2 a の方向には移動しない。第一変速リング 3 3 は、回転しながら、入出力軸の中心線 1 2 a の方向に進退移動する。第一入力円板 3 1 は、入力軸 1 の回転に伴って回転する。軌道リング 3 2 は、回転自在及び回転不能になっている。

【 0 0 7 7 】

本実施形態では、 $a = 20 \text{ mm}$ 、 $b = 15 \text{ mm}$ 、 $c = 2 \sim 13 \text{ mm}$ 、 $d = 35 \text{ mm}$ 、 $e = 12 \text{ mm}$ 、 $f = 31 \text{ mm}$ であり、その場合、第一変速手段の変速比 $R 1 = 0 \sim 0.3$ となる。

【 0 0 7 8 】

第二変速手段 4 における変速比 R 2 は、式（ 5 ）のように表される。

【 0 0 7 9 】

$$\cdot R 2 = N 2 / N 1$$

$$= (g \cdot j) / (g \cdot j + h \cdot k) \quad \cdot \cdot \cdot \text{式 (5)}$$

【 0 0 8 0 】

前述の通り、第二コーン 4 0 は、自転しながら公転し、入出力軸の中心線 1 2 a の方向には進退移動する。第二入力円板 4 1 は、入力軸 1 の回転に伴って回転する。第二変速リング 4 2 は、回転自在及び回転不能になっている。

【 0 0 8 1 】

本実施形態では、 $g = 14 \text{ mm}$ 、 $h = 4 \sim 13 \text{ mm}$ 、 $j = 13 \sim 4 \text{ mm}$ 、 $k = 37 \text{ mm}$

10

20

30

40

50

であり、その場合、第二変速手段の変速比 $R_2 = 0.1 \sim 0.55$ となる。

【0082】

次に、図7及び図8に基づき、変速機の動作について説明する。前述の通り、第一変速手段の変速比 R_1 と第二変速手段の変速比 R_2 とは、 $0.1 \sim 0.3$ の範囲で重なっている。そこで、本実施形態では、それぞれの変速比 $R_1, R_2 = 0.2$ と一致する時に、切換手段5が切り換え動作を行う（切換モード）。

【0083】

そのため、入出力軸の中心線12aの方向に進退移動可能なキャリア70は、第一変速手段3における距離 $c = 5.6 \text{ mm}$ （変速比 $R_1 = 0.2$ ）の時に、第二変速手段4における距離 $h = 10.2 \text{ mm}$ 、 $j = 6.8 \text{ mm}$ （変速比 $R_2 = 0.2$ ）となるように、第一変速リング33及び第二コーン40が配置、設定されている。

10

【0084】

図7(a)は、第一変速手段3の使用状態（第一領域）を示す。第一領域（低速モード）では、制御手段6によって、切換手段5が、第一クランプ50がボス部100aを連結（ON）し、第二クランプ51がボス部100aを連結しない（OFF）ようになっている。従って、第一変速手段3が、入力軸1の回転を出力軸2へ伝達して、第二変速手段4は出力軸2へ伝達しない。

【0085】

入力軸1は、矢視Iの方向において反時計回りに回転している。これにより、第一入力円板31は、矢視Iの方向において反時計回りに回転する。そして、第一コーン30は、矢視Iの方向において反時計回りに回転（公転）しながら、矢視IIの方向において時計回りに回転（自転）する。軌道リング32は、非回転である。第一変速リング33は、キャリア70と共に、矢視Iの方向において反時計回りに回転する。

20

【0086】

第一変速リング33を介してキャリア70が回転することにより、出力軸2が、矢視Iの方向において反時計回りに回転する。なお、この第一領域においても、入力軸1の回転によって、第二変速手段4の各機構40, 41, 42は動作するが、出力軸2へ伝達されないので説明を省略する。

【0087】

第一実施形態と同様に、入力軸1の回転を出力軸2へ伝達する際、図7(a)に示す通り、先ず、キャリア手段7を、第一変速リング33が $c = 13 \text{ mm}$ （変速比 $R_1 = 0$ ）となる位置にする。このとき、変速比 $R_1 = 0$ なので、入力軸1の回転は出力軸2へ伝達されない（出力軸2は停止する）。

30

【0088】

そして、駆動手段75によって、キャリア手段7を入出力軸の中心線12aの方向（矢印IV）へ進退移動する。これにより、第一変速リング33は、矢印IVの方向へ移動し、距離 c が $13 \sim 5.6 \text{ mm}$ （変速比 $R_1 = 0 \sim 0.2$ ）の範囲で変化する。

【0089】

第一実施形態と同様に、図8に示す通り、変速比 $R_1 = 0 \sim 0.2$ の第一領域において、変速比とトルク比との関係は、直線状に増減する直線領域と、曲線状に増減する曲線領域とがある。変速機を自動車等の車両に使用した際、この第一領域（低速モード）は、車両が停止から低速走行の間で変速する。

40

【0090】

図7(b)は、第一変速手段と第二変速手段とを切り換える（第一領域と第二領域とを切り換える）時の状態を示す。前述の通り、本実施形態では、切換モードは、各変速比 $R_1, R_2 = 0.2$ に設定されており、この時、キャリア手段7は、第一変速リング33が距離 $c = 5.6 \text{ mm}$ となり、第二コーン40が距離 $h = 10.2 \text{ mm}$ 、 $j = 6.8 \text{ mm}$ となる。

【0091】

そして、第一及び第二センサ10, 20に基づいて、各変速比 $R_1, R_2 = 0.2$ とな

50

った際に、制御手段 6 によって、切換手段 5 における第一クランプ 5 0 及び第二クランプ 5 1 の双方が、ケーシングのボス部 1 0 0 a を連結 (ON) する。これにより、入力軸 1 の回転は、第一変速手段 3 及び第二変速手段 4 の双方によって出力軸 2 へ伝達されるが、各変速比 R_1 , R_2 が一致 (R_1 , $R_2 = 0.2$) しているので、出力軸 2 の回転は一致し安定している。

【0092】

図 7 (c) は、第二変速手段 4 の使用状態 (第二領域) を示す。この第二領域 (高速モード) では、制御手段 6 によって、切換手段 5 は、第一クランプ 5 0 がボス部 1 0 0 a を連結しておらず (OFF)、第二クランプ 5 1 がボス部 1 0 0 a を連結する (ON) ようになっている。従って、第二変速手段 4 が、入力軸 1 の回転を出力軸 2 へ伝達して、第一変速手段 3 は出力軸 2 へ伝達しない。

10

【0093】

入力軸 1 は、矢視 I の方向において反時計回りに回転している。これにより、第二入力円板 4 1 は、矢視 I の方向において反時計回りに回転する。第二変速リング 4 2 は、非回転である。そして、第二コーン 4 0 は、矢視 I I I の方向において時計回りに回転 (自転) する。さらに、第二コーン 4 0 は、キャリア 7 0 と共に、矢視 I の方向において反時計回りに回転 (公転) する。

【0094】

第二コーン 4 0 を介してキャリア 7 0 が回転することにより、出力軸 2 が、矢視 I の方向において反時計回りに回転する。なお、この第二領域においても、入力軸 1 の回転によって、第一変速手段 3 の各機構 3 0 , 3 1 , 3 2 は動作するが、上述の通り、出力軸 2 へ伝達されないので説明を省略する。

20

【0095】

駆動手段 7 5 によって、キャリア手段 7 を矢印 I V の方向へ進退移動する。これにより、第二コーン 4 0 は、矢印 I V の方向へ進退移動し、距離 h は $10.2 \sim 4 \text{ mm}$ 、 j は $6.8 \sim 13 \text{ mm}$ (変速比 $R_2 = 0.2 \sim 0.55$) の範囲で変化する。

【0096】

図 8 に示す通り、変速比 $R_2 = 0.2 \sim 0.55$ の第二領域において、変速比とトルク比との関係は曲線状に増減する。変速機を自動車等の車両に使用した際、この第二領域 (高速モード) は、車両が中速から高速走行の間で変速する。

30

【0097】

第一実施形態と同様に、第一変速手段 3 と第二変速手段 4 との切り換え (図 7 (a) ~ (c))、即ち第一領域 (低速モード) と第二領域 (高速モード) との切り換えは、切換モード (図 7 (b)) を介して行われ、第一及び第二センサ 1 0 , 2 0 に基づいて、演算手段 6 0 が所定の変速比 (本実施形態では R_1 , $R_2 = 0.2$) を得た際に、制御手段 6 が、切換手段 5 の連結及び非連結の動作を行う。

【0098】

[第三実施形態]

次に、本発明に係る摩擦変速機の第三実施形態について説明する。図 9 は、第三実施形態の摩擦変速機を示す正面断面図である。図 10 は、図 9 の A - A 線断面図である。第三実施形態は、第一実施形態に反転手段 8 及びクラッチ手段 2 1 を設けたものである。従って、第一実施形態と共通する部分については、説明を省略する。

40

【0099】

図 9 及び図 10 に示す通り、摩擦変速機は、反転手段 8 を備えている。反転手段 8 は、入力ギア 8 0、伝達ギア 8 1 及び出力ギア 8 2 を備えている。本実施形態では、第一実施形態と異なり、伝達円板 2 2 は、出力軸 2 に対して回転自在である。即ち、伝達円板 2 2 は、出力軸 2 にスプライン結合 (連結) されていないので、伝達円板 2 2 の回転が、直接的に出力軸 2 に伝達されないようになっている。

【0100】

伝達円板 2 2 は断面コ字状になっており、伝達円板 2 2 の内側に、内歯状に入力ギア 8

50

0が固定されている。出力軸2の外周に、外歯状に出力ギア82が固定されている。出力ギア82は、伝達円板22の内側に配置される。従って、出力ギア82と入力ギア80は、互いに対向している。

【0101】

そして、入力ギア80と出力ギア82との間に、伝達ギア81が設けられている。入力ギア80は伝達ギア81に噛み合っており、伝達ギア81は出力ギア82に噛み合っている。複数(本実施形態では3つ)の伝達ギア81は、ケーシングに設けられた軸受部100bに軸支されている。従って、伝達ギア81は、自転するが、出力軸2周りには公転しない(公転不能)。

【0102】

これにより、伝達円板22の回転は入力ギア80を介して伝達ギア81へ伝達され、伝達ギア81の回転が出力ギア82へ伝達され、出力ギア82の回転が出力軸2へ伝達される。そして、図10に示す通り、入力ギア80の回転方向は、反転して出力ギア82へ伝達される。従って、第一実施形態では、入力軸1と出力軸2の回転方向が異なる(反転する)が、本実施形態では、出力軸2の回転方向は、入力軸1と同一方向に回転する。

【0103】

図9に示す通り、摩擦変速機は、クラッチ手段21を備えている。クラッチ手段21は、入力側係合部15及び出力側係合部25を備えている。入力側係合部15は、第一入力円板31に固定され連動されている。出力側係合部25は、出力軸2に設けられている。入力側係合部15と出力側係合部25とは、互いに対向している。

【0104】

出力側係合部25は、アクチュエーター手段(図示略)を備えており、入出力軸の中心線12aの方向に進退移動可能になっている。そして、出力側係合部25が、入力側係合部15へ移動して噛み合い係合することにより、入力軸1及び出力軸2が結合し、出力側係合部25が、入力側係合部15から離脱することにより、入力軸1及び出力軸2が非結合となる。これにより、クラッチ手段21が、入力軸1と出力軸2とを結合、解除する。

【0105】

さらに、出力側係合部25は、制御手段6に接続されている。制御手段6は、変速比 $R_2 < 1.0$ のとき、第一実施形態と同様に、第一及び第二変速手段3,4によって入力軸1の回転を出力軸2へ伝達する。そして、制御手段6は、変速比 $R_2 = 1.0$ (入力軸1の回転速度と出力軸2の回転速度とが同一)となった際に、切換手段の第一及び第二クランプ50,51の双方を非連結(OFF)として、第一及び第二変速手段3,4の双方による出力軸2への伝達を解除し、クラッチ手段21で入力軸1と出力軸2とを結合する。

【0106】

これにより、高速走行時等(変速比 $R_2 > 1.0$)において、入力軸1の回転を直接、出力軸2へ伝達することができる。なお、上述の通り、反転手段8によって、出力軸2の回転方向は、入力軸1の回転方向と同一なので、出力軸2の回転速度及び回転方向は、入力軸1と同一である。

【0107】

[第四実施形態]

次に、本発明に係る摩擦変速機の第四実施形態について説明する。図11は、第四実施形態の摩擦変速機を示す正面断面図である。図12は、(a)が図11のB-B線断面図、(b)が図11のC-C線断面図である。第四実施形態は、第二実施形態に増速手段9及びクラッチ手段21を設けたものである。従って、第二実施形態と共通する部分については、説明を省略する。

【0108】

図11及び図12に示す通り、摩擦変速機は、増速手段9を備えている。増速手段9は、入力ギア90、出力ギア93、第一伝達ギア91及び第二伝達ギア92を備えている。本実施形態では、第二実施形態と異なり、キャリア70は、出力軸2に対して回転自在になっている。即ち、キャリア70は、出力軸2にスプライン結合(連結)されていないの

10

20

30

40

50

で、キャリア70の回転が、直接的に出力軸2に伝達されないようになっている。

【0109】

キャリア70は、出力軸2方向に突出したボス部70aを有する。入力ギア90は、キャリアのボス部70aに外歯状に固定されている。そして、出力軸2の外周に、外歯状に出力ギア93が固定されている。

【0110】

第一伝達ギア91及び第二伝達ギア92は、連結軸91aを介して連結されている。入力ギア90は第一伝達ギア91に噛み合っており、出力ギア93は第二伝達ギア92に噛み合っている。そして、第一及び第二伝達ギア91, 92は、ケーシングに設けられた軸受部100bに軸支されている。従って、第一伝達ギア91と第二伝達ギア92とは、共に同一方向及び同一回転速度で自転するが、出力軸2の周りには公転しない(公転不能)。

10

【0111】

これにより、キャリア70の回転は入力ギア90を介して第一伝達ギア91へ伝達され、第一伝達ギア91の回転が第二伝達ギア92へ伝達され、第二伝達ギア92の回転が出力ギア93へ伝達され、出力ギア93の回転が出力軸2へ伝達される。なお、第二実施形態と同様に、入力軸1の回転方向と出力軸2の回転方向は同一である。

【0112】

ここで、入力ギア90の回転速度を w_1 、直径 d_1 とし、第一伝達ギア91の回転速度を w_2 、直径 d_2 とし、第二伝達ギア92の回転速度を w_3 、直径 d_3 とし、出力ギア93の回転速度を w_4 、直径を d_4 とすると、下記式(6)及び式(7)が成り立つ。そして、第一及び第二伝達ギア91, 92は同一回転速度($w_2 = w_3$)なので、式(6)及び式(7)から下記式(8)が成り立つ。

20

【0113】

- ・ $w_2 / w_1 = d_1 / d_2$ …式(6)
- ・ $w_4 / w_3 = d_3 / d_4$ …式(7)
- ・ $w_4 = \{ (d_1 \cdot d_3) / (d_2 \cdot d_4) \} w_1$ …式(8)

【0114】

式(8)より、 $d_1 : d_2 : d_3 : d_4 = 2 : 1 : 1.5 : 1.5$ とすると、 $w_4 = 2 \cdot w_1$ となり、出力ギア93(入力軸2)の回転速度は入力ギア90(キャリア70)の回転速度の2倍となる。従って、第二実施形態では、変速比 $R_1, R_2 = 0 \sim 0.55$ であるが、本実施形態では、変速比 $R_1, R_2 = 0 \sim 1.1 (0.55 \times 2)$ となる。この増速手段9によって、第二実施形態に比して2倍の回転速度を伝達することができ、変速比 $R_2 > 1.0$ とすることができる。

30

【0115】

図11に示す通り、摩擦変速機は、クラッチ手段21を備えている。クラッチ手段21は、入力側係合部15及び出力側係合部25を備えている。第三実施形態と同様に、クラッチ手段21が、入力軸1と出力軸2とを結合、解除するようになっている。

【0116】

出力側係合部25は、制御手段6に接続されている。制御手段6は、変速比 $R_2 < 1.0$ のとき、第一及び第二変速手段3, 4によって入力軸1の回転を出力軸2へ伝達する。そして、制御手段6は、変速比 $R_2 = 1.0$ (入力軸1の回転速度と出力軸2の回転速度とが同一)となった際に、切換手段の第一及び第二クランプ50, 51の双方を非連結(OFF)として、第一及び第二変速手段3, 4の双方による出力軸2への伝達を解除し、クラッチ手段21で入力軸1と出力軸2とを結合するようになっている。さらに、変速比 $R_1, R_2 > 1.0$ のとき、入力軸1の回転を、直接出力軸2へ伝達できる。

40

【0117】

[変形例]

次に、本発明に係る摩擦変速機の変形例について説明する。第一及び第二実施形態において、第一コーンの軌道面30bと軌道リング32との当接位置を変更することにより、

50

第一変速手段3において、出力軸2の回転を正回転と逆回転とに切り換えることができる。例えば、図13に示す通り、距離 $e = 9\text{ mm}$ とすると、変速比 $R_1 = -0.1 \sim 0.25$ となる(符号「-」~「+」)ので、出力軸2の回転が連続的に正逆回転する。

【0118】

また、上記各実施形態では、一つのキャリア70が、第一変速リング33と第二コーン40とを支持して進退移動させるが、二つのキャリア70, 70で、それぞれ33, 40を支持し、それぞれ33, 40を別々に進退移動することができる。また、切換手段5は、クランプ連結でなくとも磁気連結、真空圧連結、液圧連結などでもよい。

【図面の簡単な説明】

【0119】

【図1】第一実施形態の摩擦変速機を示す正面断面図。

【図2】第一実施形態の第一及び第二変速手段の変速原理を説明するための図。

【図3】第一実施形態の摩擦変速機の動作を示す要部断面図。

【図4】第一実施形態の摩擦変速機におけるトルク比と変速比との関係を示すグラフ図。

【図5】第二実施形態の摩擦変速機を示す正面断面図。

【図6】第二実施形態の第一及び第二変速手段の変速原理を説明するための図。

【図7】第二実施形態の摩擦変速機の動作を示す要部断面図。

【図8】第一実施形態の摩擦変速機におけるトルク比と変速比との関係を示すグラフ図。

【図9】第三実施形態の摩擦変速機を示す正面断面図。

【図10】図9のA-A線断面図。

【図11】第四実施形態の摩擦変速機を示す正面断面図。

【図12】(a)が図11のB-B線断面図、(b)が図11のC-C線断面図。

【図13】変形例の第一変速手段の変速原理を説明するための図。

【符号の説明】

【0120】

1 入力軸

2 出力軸

12 a 入出力軸の中心線

3 第一変速手段

30 第一コーン

30 a 第一コーンの伝動部

30 b 第一コーンの軌道面

30 c 第一コーンの変速面

31 第一入力円板

32 軌道リング

33 第一変速リング

4 第二変速手段

40 第二コーン

40 a 第二コーンの伝動面

40 b 第二コーンの変速面

41 第二入力円板

42 第二変速リング

5 切換手段

6 制御手段

7 キャリア手段

75 駆動手段

8 反転手段

21 クラッチ手段

9 増速手段

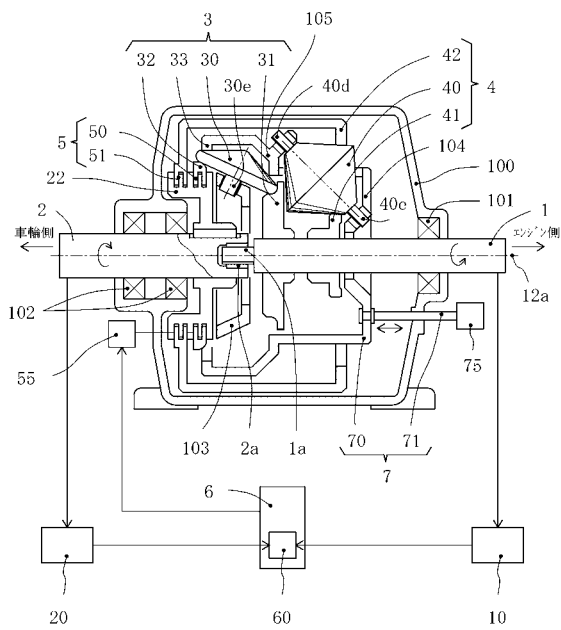
10

20

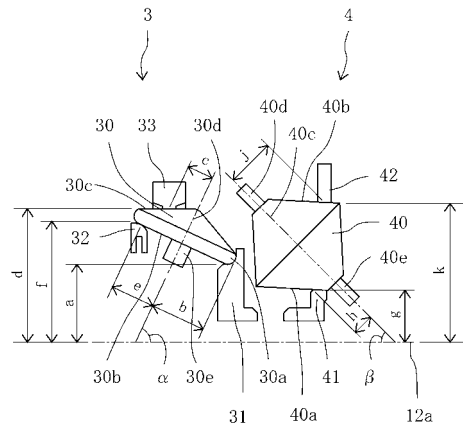
30

40

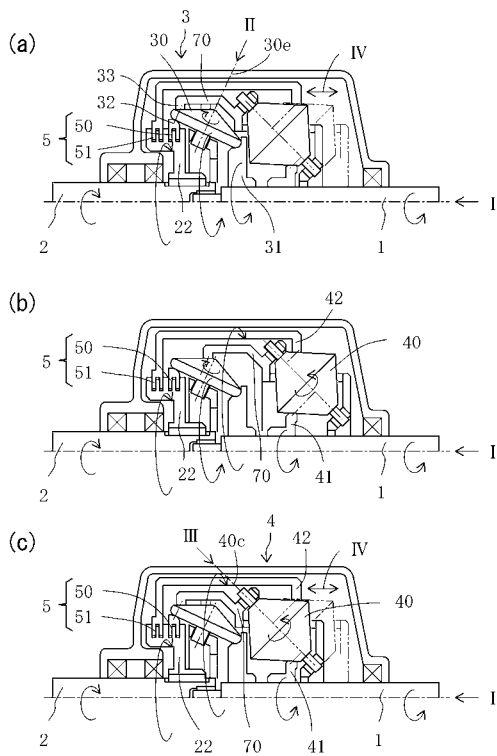
【図1】



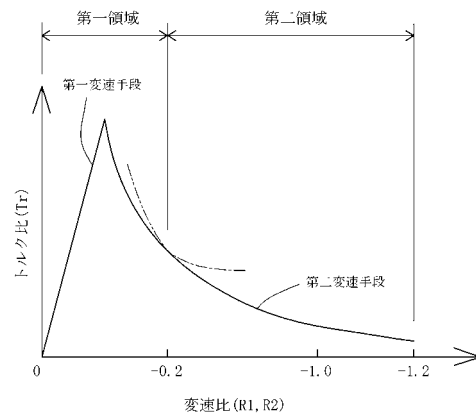
【図2】



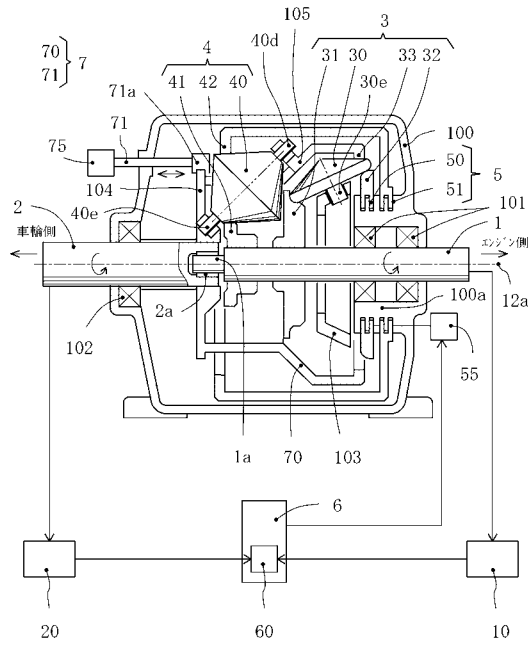
【図3】



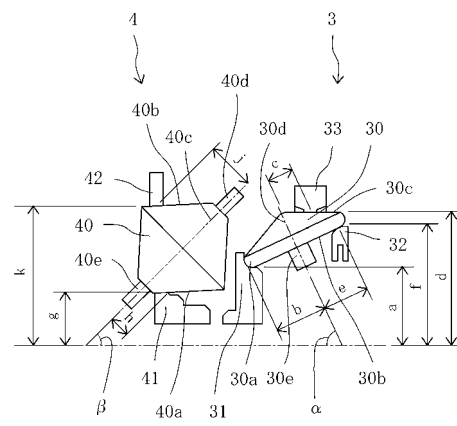
【図4】



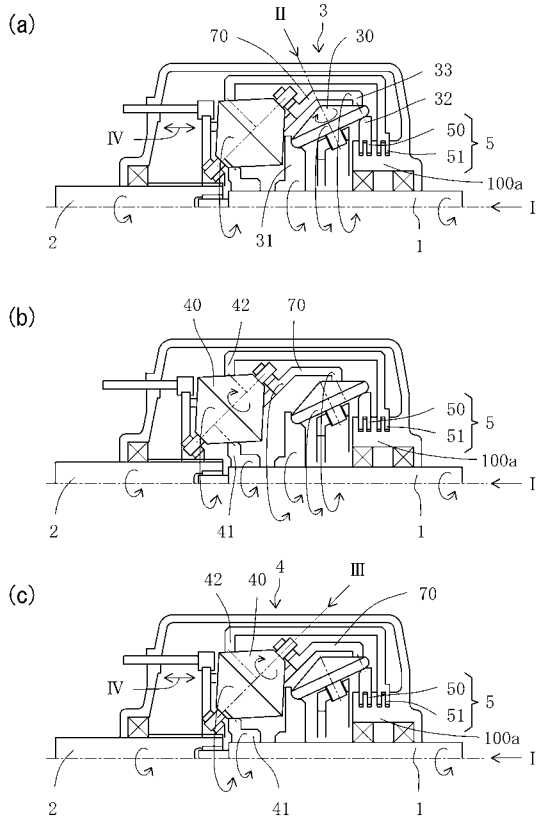
【図5】



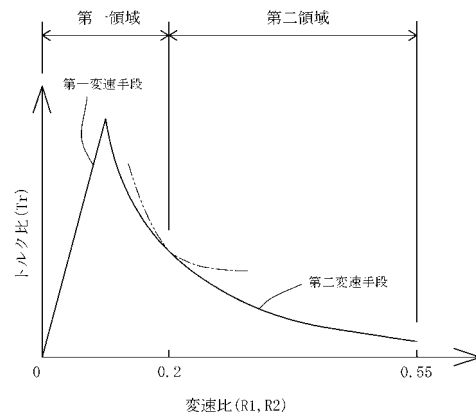
【図6】



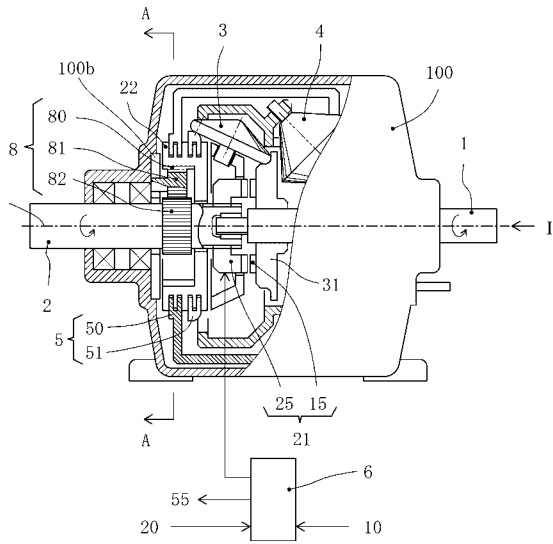
【図7】



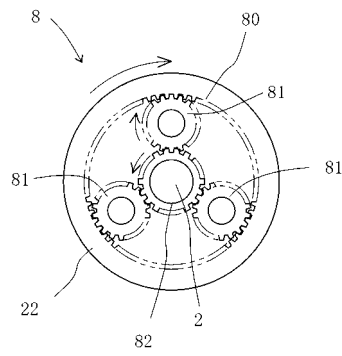
【図8】



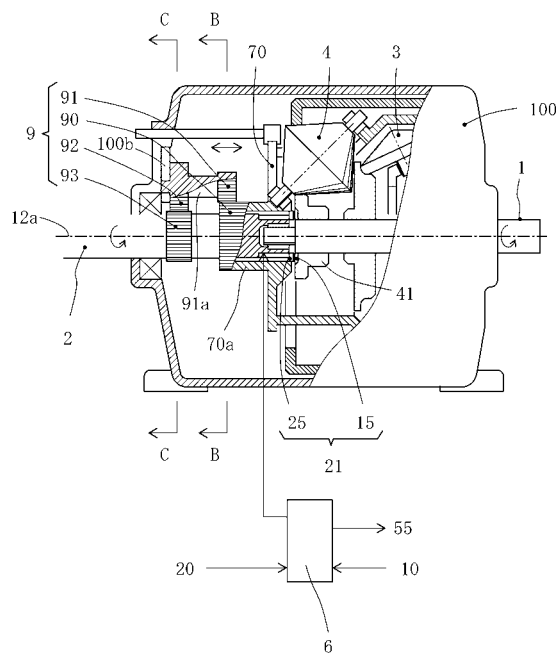
【図 9】



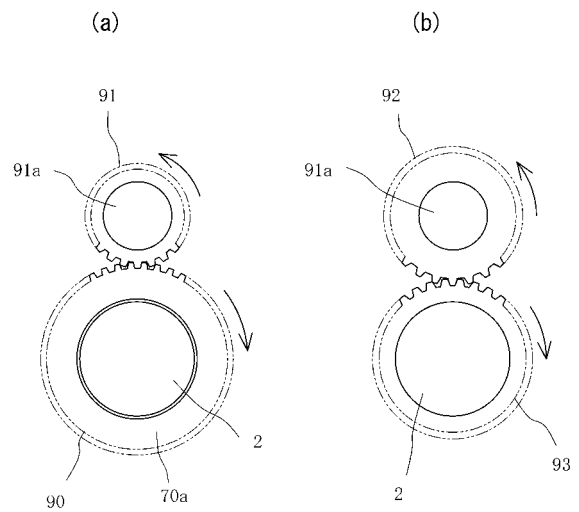
【図 10】



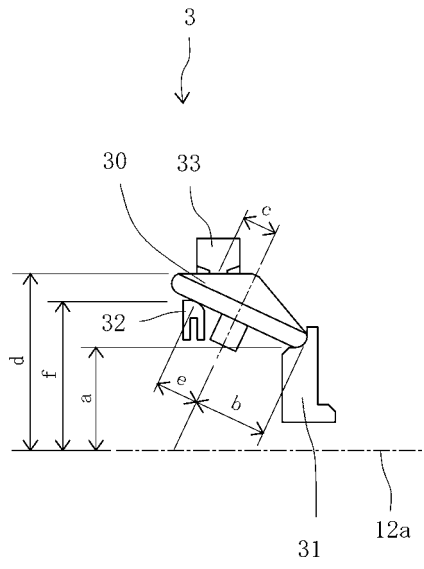
【図 11】



【図 12】



【図13】



フロントページの続き

- (56)参考文献 特開昭60-164057(JP,A)
特開2002-372115(JP,A)
特開平03-255265(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16H 13/00 - 15/56
F16H 19/00 - 37/16 ; 49/00
F16H 57/00 - 57/12