

(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2012-122567

(P2012-122567A)

(43) 公開日 平成24年6月28日 (2012. 6. 28)

(51) Int.Cl.
F16H 15/52 (2006.01)

F1
F16H 15/52

テーマコード (参考)
3J051

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 22 頁)

(21) 出願番号 特願2010-274985 (P2010-274985)
(22) 出願日 平成22年12月9日 (2010. 12. 9)

(71) 出願人 000003207
トヨタ自動車株式会社
愛知県豊田市トヨタ町1番地
(74) 代理人 100089118
弁理士 酒井 宏明
(74) 代理人 100117075
弁理士 伊藤 剣太
(72) 発明者 友松 大輔
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
(72) 発明者 村上 新
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

最終頁に続く

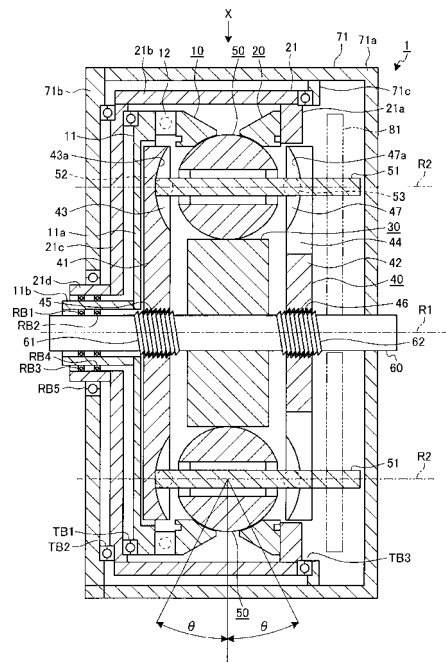
(54) 【発明の名称】 無段変速機

(57) 【要約】

【課題】トルク伝達効率を向上させること。

【解決手段】シャフト60上に配置した第1回転部材10、第2回転部材20及びサンローラ30及びキャリア40と、第1及び第2の回転部材10, 20に挟持される放射状に配置した複数の遊星ボール50と、この遊星ボール50と同じ第2回転中心軸を有し、この遊星ボール50から両端を突出させた支持軸51と、入力トルクを軸力に変換して第1回転部材10に伝え、その軸力で第1回転部材10を各遊星ボール50に押し付ける第1トルク軸力変換機構と、キャリア40とシャフト60との間に配設され、変速比が増速側のときにはキャリア40の回転トルクを前記軸力とは逆向きの軸力に変換して当該キャリア40に発生させ、変速比が減速側のときにはキャリア40の回転トルクを第1トルク軸力変換機構の軸力と同じ向きの軸力に変換して当該キャリア40に発生させる第2トルク軸力変換機構と、を備えること。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

回転中心となる変速機軸と、

前記変速機軸上で対向させて配置した共通の第 1 回転中心軸を有する相対回転可能な第 1 及び第 2 の回転要素と、

前記第 1 回転中心軸と平行な第 2 回転中心軸を有し、該第 1 回転中心軸を中心にして放射状に複数配置して前記第 1 及び第 2 の回転要素に挟持させた転動部材と、

前記第 1 回転要素と前記各転動部材との夫々の接触点及び前記第 2 回転要素と前記各転動部材との夫々の接触点を当該各転動部材の傾転動作によって変えることで、変速比となる当該各回転要素の間の回転比を変化させる変速装置と、

前記各転動部材を外周面上に配置し、前記変速機軸並びに前記第 1 及び第 2 の回転要素に対する相対回転が可能な第 3 回転要素と、

前記第 2 回転中心軸を有し、前記転動部材から両端を突出させた当該転動部材の支持軸と、

前記変速機軸上に配置され、前記各支持軸の夫々の端部を前記各転動部材の傾転動作が可能な状態で保持する第 4 回転要素と、

を備えた無段変速機において、

入力トルクを軸力に変換して前記第 1 回転要素に伝え、該軸力で前記第 1 回転要素を前記各転動部材に押し付ける第 1 トルク軸力変換機構と、

前記第 4 回転要素と前記変速機軸との間に配設され、変速比が増速側のときには前記第 4 回転要素の回転トルクを前記第 1 トルク軸力変換機構の軸力とは逆向きの軸力に変換して当該第 4 回転要素に発生させ、変速比が減速側のときには前記第 4 回転要素の回転トルクを前記第 1 トルク軸力変換機構の軸力と同じ向きの軸力に変換して当該第 4 回転要素に発生させる第 2 トルク軸力変換機構と、

を設けたことを特徴とする無段変速機。

【請求項 2】

回転トルクを軸力に変換して前記第 2 回転要素に伝え、該軸力で前記第 2 回転要素を前記各転動部材に押し付けるトルク軸力変換機構を新たに設けたことを特徴とする請求項 1 記載の無段変速機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、共通の回転軸を有する入力側の回転要素及び出力側の回転要素と、その回転軸に対して放射状に複数配置した転動部材と、を備え、その各回転要素に挟持された転動部材を傾転させることによって入出力間の変速比を無段階に変化させる無段変速機に関する。

【背景技術】

【0002】

従来、この種の無段変速機、つまり、回転軸としてのシャフトと、このシャフトの中心軸を第 1 回転中心軸とする相対回転可能な複数の回転要素と、その第 1 回転中心軸と平行な別の第 2 回転中心軸を有し、第 1 回転中心軸を中心にして放射状に複数配置した転動部材と、を備え、対向させて配置した入力側の第 1 回転要素と出力側の第 2 回転要素とで各転動部材を挟持すると共に、各転動部材を第 3 回転要素の外周面上に配置し、その転動部材を傾転させることで変速比を無段階に変化させる所謂トラクション遊星ギヤ機構の無段変速機が知られている。この無段変速機においては、各転動部材を夫々の回転軸を介して保持する第 4 回転要素も備えており、転動部材の傾転時に自身の回転軸の夫々の端部が第 4 回転要素における入力側のガイド溝と出力側のガイド溝に沿って案内される。例えば、下記の特許文献 1 - 3 には、この種の無段変速機について開示されている。特許文献 1 の無段変速機においては、入力側にトルクカムを設け、回転トルクが変換された軸力によって第 1 回転要素と第 2 回転要素を夫々の転動部材に押し付けている。また、特許文献 2 の

10

20

30

40

50

無段変速機においては、出力側にもトルクカムが設けられており、2つのトルクカムで発生させた軸力によって第1回転要素と第2回転要素を夫々の転動部材に押し付けている。尚、特許文献3には、出力ディスクとして機能するハブシェルを固定支持スリーブに対して相対回転させる為に、そのハブシェルの径方向内側と固定支持スリーブの外周面との間に固定支持ベアリングを介在させた無段変速機が記載されている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献1】特開2010-144932号公報

【特許文献2】特開2008-069979号公報

【特許文献3】特表2003-524119号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

この種の無段変速機は、トルクカムの軸力により第1回転要素と各転動部材との間（入力側）や第2回転要素と各転動部材との間（出力側）に法線力を発生させ、その間に発生した摩擦力（トラクション力）によってトルクを伝達する。その法線力は、入力側と出力側とで同じ大きさになる。また、そのトルクの伝達に必要な必要法線力は、変速比が1のときに入力側と出力側とで同じ大きさになる。ここで、入力側のみにトルクカムが設けられた無段変速機においては、変速比に拘わらず、一定の大きさの法線力が入力側と出力側とで発生する。しかしながら、この無段変速機においては、変速比に拘わらず入力側の必要法線力が一定の大きさである一方、変速比の値が大きいほど出力側の必要法線力が大きくなる（図2）。従って、この無段変速機では、最減速時における出力側の必要法線力の最大値に合わせて入力側と出力側の法線力を発生させなければならず、最減速時以外の変速比において、入力側と出力側の法線力が必要法線力に対して過剰になり、トルク伝達効率を悪化させてしまう可能性がある。また、入力側と出力側の双方にトルクカムが設けられた無段変速機においては、変速比が増速側のときに一定の大きさの法線力を発生させ、減速側のときに変速比の値が大きいほど大きな法線力を発生させる（図17）。従って、この無段変速機では、増速時の入力側の法線力を必要法線力に一致させたとしても、そのときの出力側の法線力が必要法線力に対して過剰になる。更に、減速時においては、出力側の法線力を必要法線力に一致させたとしても、入力側の法線力が必要法線力に対して過剰になる。故に、この無段変速機においても、トルク伝達効率を悪化させてしまう可能性がある。

【0005】

そこで、本発明は、かかる従来例の有する不都合を改善し、トルク伝達効率を向上させることのできる無段変速機を提供することを、その目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0006】

上記目的を達成する為、本発明は、回転中心となる変速機軸と、前記変速機軸上で対向させて配置した共通の第1回転中心軸を有する相対回転可能な第1及び第2の回転要素と、前記第1回転中心軸と平行な第2回転中心軸を有し、該第1回転中心軸を中心にして放射状に複数配置して前記第1及び第2の回転要素に挟持させた転動部材と、前記第1回転要素と前記各転動部材との夫々の接触点及び前記第2回転要素と前記各転動部材との夫々の接触点を当該各転動部材の傾転動作によって変えることで、変速比となる当該各回転要素の間の回転比を変化させる変速装置と、前記各転動部材を外周面上に配置し、前記変速機軸並びに前記第1及び第2の回転要素に対する相対回転が可能な第3回転要素と、前記第2回転中心軸を有し、前記転動部材から両端を突出させた当該転動部材の支持軸と、前記変速機軸上に配置され、前記各支持軸の夫々の端部を前記各転動部材の傾転動作が可能な状態で保持する第4回転要素と、を備えた無段変速機において、入力トルクを軸力に変換して前記第1回転要素に伝え、該軸力で前記第1回転要素を前記各転動部材に押し付け

10

20

30

40

50

る第1トルク軸力変換機構と、前記第4回転要素と前記変速機軸との間に配設され、変速比が増速側のときには前記第4回転要素の回転トルクを前記第1トルク軸力変換機構の軸力とは逆向きの軸力に変換して当該第4回転要素に発生させ、変速比が減速側のときには前記第4回転要素の回転トルクを前記第1トルク軸力変換機構の軸力と同じ向きの軸力に変換して当該第4回転要素に発生させる第2トルク軸力変換機構と、を設けたことを特徴としている。

【0007】

ここで、回転トルクを軸力に変換して前記第2回転要素に伝え、該軸力で前記第2回転要素を前記各転動部材に押し付けるトルク軸力変換機構を新たに設けてもよい。

【発明の効果】

10

【0008】

本発明に係る無段変速機に依れば、転動部材における入力側（第1回転要素側）の接触部においては、第1トルク軸力変換機構の軸力が作用する。これに対して、出力側（第2回転要素側）の接触部においては、変速比が1よりも小さい増速時であれば、第1トルク軸力変換機構の軸力を第2トルク軸力変換機構の軸力分だけ減少させた力が作用し、減速時であれば、第1トルク軸力変換機構の軸力に第2トルク軸力変換機構の軸力分だけ増加させた力が作用する。従って、この無段変速機は、第1トルク軸力変換機構だけで軸力を発生させる場合と比べて、増速時における出力側の法線力の減少が可能になるので、必要法線力に対する過剰分を減少させることができる。また、これにより、入力側の法線力を出力側の必要法線力の最大値に合わせる必要が無くなるので、入力側の法線力の必要法線力に対する過剰分についても減少させることができる。特に、その入力側の法線力の必要法線力に近づけることで、減速時における出力側の法線力についても減少させることができ、必要法線力に対する過剰分の減少が可能になる。故に、この無段変速機は、法線力の減少に伴いトルク伝達効率を向上させることができる。更に、この無段変速機は、出力側にも新たにトルク軸力変換機構を設けることで、転動部材における入力側の接触部において、増速時に第1トルク軸力変換機構と新たなトルク軸力変換機構による軸力が作用し、減速時にその軸力を第2トルク軸力変換機構の軸力分だけ減少させた力が作用する。また、出力側の接触部においては、増速時に第1トルク軸力変換機構と新たなトルク軸力変換機構による軸力を第2トルク軸力変換機構の軸力分だけ減少させた力が作用し、減速時に第1トルク軸力変換機構と新たなトルク軸力変換機構による軸力が作用する。従って、この無段変速機は、第1トルク軸力変換機構と新たなトルク軸力変換機構だけで軸力を発生させる場合と比べて、増速時における出力側の法線力と減速時における入力側の法線力の減少が可能になるので、これらの必要法線力に対する過剰分が減少し、トルク伝達効率を向上させることができる。

20

30

【図面の簡単な説明】

【0009】

【図1】図1は、本発明に係る無段変速機の実施例1の構成を示す部分断面図である。

【図2】図2は、入力側のトルクカムだけで発生させた入力側と出力側の接触部における法線力の一例を示す図である。

【図3】図3は、図1の矢印Xの方向に観た遊星ボールであり、増速時の入力側摩擦力と出力側摩擦力について説明する図である。

40

【図4】図4は、図1の矢印Xの方向から観た遊星ボールであり、減速時の入力側摩擦力と出力側摩擦力について説明する図である。

【図5】図5は、キャリアに作用する増速時の回転トルクについて説明する図である。

【図6】図6は、キャリアに作用する減速時の回転トルクについて説明する図である。

【図7】図7は、図1の矢印Xの方向に観たキャリアと支持軸と軸力伝達部とを示す断面図である。

【図8】図8は、実施例1の無段変速機における増速時の第2トルク軸力変換機構による軸力について示す図である。

【図9】図9は、遊星ボールにおける増速時の各接触部の法線力を示す図である。

50

【図10】図10は、変速比に対する入力側の法線力の一例を示す図である。
 【図11】図11は、変速比に対する出力側の法線力の一例を示す図である。
 【図12】図12は、実施例1の無段変速機における減速時の第2トルク軸力変換機構による軸力について示す図である。
 【図13】図13は、遊星ボールにおける減速時の各接触部の法線力を示す図である。
 【図14】図14は、変速比に対する入力側の法線力の他の例を示す図である。
 【図15】図15は、変速比に対する出力側の法線力の他の例を示す図である。
 【図16】図16は、本発明に係る無段変速機の実施例2の構成を示す部分断面図である。

【図17】図17は、入力側と出力側の双方のトルクカムで発生させた入力側と出力側の接触部における法線力の一例を示す図である。 10

【図18】図18は、遊星ボールにおける減速時の各接触部の法線力を示す図である。
 【図19】図19は、変速比に対する入力側の法線力の一例を示す図である。
 【図20】図20は、変速比に対する出力側の法線力の一例を示す図である。
 【図21】図21は、実施例2の無段変速機においてスラスト軸受を変更したものの構成について示す図である。

【図22】図22は、図21の無段変速機において出力側の第2トルク軸力変換機構を省いた構成について示す図である。

【発明を実施するための形態】

【0010】 20

以下に、本発明に係る無段変速機の実施例を図面に基づいて詳細に説明する。尚、この実施例によりこの発明が限定されるものではない。

【0011】

[実施例1]

本発明に係る無段変速機の実施例1を図1から図15に基づいて説明する。

【0012】

最初に、本実施例の無段変速機の一例について図1を用いて説明する。図1の符号1は、本実施例の無段変速機を示す。

【0013】

この無段変速機1の主要部を成す無段変速機構は、共通の第1回転中心軸R1を有する相互間での相対回転が可能な第1から第4の回転要素10, 20, 30, 40と、その第1回転中心軸R1と後述する基準位置において平行な別の第2回転中心軸R2を各々有する複数の転動部材50と、第1から第4の回転要素10, 20, 30, 40の回転中心に配置した変速機回転軸としてのシャフト60と、を備えた所謂トラクション遊星ギヤ機構と云われるものである。この無段変速機1は、第2回転中心軸R2を第1回転中心軸R1に対して傾斜させ、転動部材50を傾転させることによって、入出力間の変速比を変えるものである。以下においては、特に言及しない限り、その第1回転中心軸R1や第2回転中心軸R2に沿う方向を軸線方向と云い、その第1回転中心軸R1周りの方向を周方向と云う。また、その第1回転中心軸R1に直交する方向を径方向と云い、その中でも、内方に向けた側を径方向内側と、外方に向けた側を径方向外側と云う。この無段変速機1においては、第1から第4の回転要素10, 20, 30, 40の内の何れか1つを周方向へと回転させぬよう固定し、その内の残りが周方向に回転できるようになっている。この例示では、第4回転要素40が固定対象になっている。 30 40

【0014】

この無段変速機1においては、第1回転要素10と第2回転要素20と第3回転要素30と第4回転要素40との間で各転動部材50を介したトルクの伝達が行われる。例えば、この無段変速機1においては、第1から第4の回転要素10, 20, 30, 40の内の1つがトルク(動力)の入力部となり、残りの回転要素の内の少なくとも1つがトルクの出力部となる。これが為、この無段変速機1においては、入力部となる何れかの回転要素と出力部となる何れかの回転要素との間の回転速度(回転数)の比が変速比となる。例え 50

ば、この無段変速機 1 は、車両の動力伝達経路上に配設される。その際には、その入力部がエンジンやモータ等の動力源側に連結され、その出力部が駆動輪側に連結される。この無段変速機 1 においては、入力部としての回転要素にトルクが入力された場合の各回転要素の回転動作を正駆動と云い、出力部としての回転要素に正駆動時とは逆方向のトルクが入力された場合の各回転要素の回転動作を逆駆動と云う。例えば、この無段変速機 1 は、先の車両の例示に従えば、加速等の様に動力源側からトルクが入力部たる回転要素に入力されて当該回転要素を回転させているときに正駆動となり、減速等の様に駆動輪側から出力部たる回転中の回転要素に正駆動時とは逆方向のトルクが入力されているときに逆駆動となる。

【0015】

この無段変速機 1 においては、変速機軸としてのシャフト 60 の中心軸（第 1 回転中心軸 R1）を中心にして放射状に複数個の転動部材 50 を配置する。その夫々の転動部材 50 は、対向させて配置した第 1 回転要素 10 と第 2 回転要素 20 とで挟持させると共に、第 3 回転要素 30 の外周面上に配設する。また、夫々の転動部材 50 は、自身の回転中心軸（第 2 回転中心軸 R2）を中心にした自転を行う。更に、転動部材 50 は、第 4 回転要素 40 が第 1 回転中心軸 R1 を中心にして回転する場合、その第 4 回転要素 40 と一緒に回転して、第 1 回転中心軸 R1 を中心にした公転を行う。この無段変速機 1 は、第 1 及び第 2 の回転要素 10, 20 の内の少なくとも一方を転動部材 50 に押し付けることによって、第 1 から第 4 の回転要素 10, 20, 30, 40 と転動部材 50 との間に適切な摩擦力（トラクション力）を発生させ、その間におけるトルクの伝達を可能にする。また、この無段変速機 1 は、夫々の転動部材 50 を自身の第 2 回転中心軸 R2 と第 1 回転中心軸 R1 とを含む傾転平面上で傾転させ、第 1 回転要素 10 と第 2 回転要素 20 との間の回転速度（回転数）の比を変化させることによって、入出力間の回転速度（回転数）の比を変える。

【0016】

ここで、この無段変速機 1 においては、第 1 及び第 2 の回転要素 10, 20 が遊星ギヤ機構で云うところのリングギヤの機能を為すものとなる。また、第 3 回転要素 30 はトラクション遊星ギヤ機構のサンローラとして機能し、第 4 回転要素 40 はキャリアとして機能する。また、転動部材 50 は、トラクション遊星ギヤ機構におけるボール型ピニオンとして機能する。以下、第 1 及び第 2 の回転要素 10, 20 については、各々「第 1 及び第 2 の回転部材 10, 20」と云う。また、第 3 回転要素 30 については「サンローラ 30」と云い、第 4 回転要素 40 については「キャリア 40」と云う。また、転動部材 50 については、「遊星ボール 50」と云う。

【0017】

第 1 及び第 2 の回転部材 10, 20 は、中心軸を第 1 回転中心軸 R1 に一致させた円盤部材（ディスク）や円環部材（リング）であり、軸線方向で対向させて各遊星ボール 50 を挟み込むように配設する。この例示においては、双方とも円環部材とする。

【0018】

この第 1 及び第 2 の回転部材 10, 20 は、後で詳述する各遊星ボール 50 の径方向外側の外周曲面と接触する接触面を有している。その夫々の接触面は、例えば、遊星ボール 50 の外周曲面の曲率と同等の曲率の凹円弧面、その外周曲面の曲率とは異なる曲率の凹円弧面、凸円弧面又は平面等の形状を成している。ここでは、後述する基準位置の状態第 1 回転中心軸 R1 から各遊星ボール 50 との接触部分までの距離が同じ長さになるように夫々の接触面を形成して、第 1 及び第 2 の回転部材 10, 20 の各遊星ボール 50 に対する夫々の接触角 θ が同じ角度になるようにしている。その接触角 θ とは、基準から各遊星ボール 50 との接触部分までの角度のことである。ここでは、径方向を基準にしている。その夫々の接触面は、遊星ボール 50 の外周曲面に対して点接触又は面接触している。また、夫々の接触面は、第 1 及び第 2 の回転部材 10, 20 から遊星ボール 50 に向けて軸線方向の力が加わった際に、その遊星ボール 50 に対して径方向内側で且つ斜め方向の力（法線力 F_n ）が加わるように形成されている。

10

20

30

40

50

【 0 0 1 9 】

この例示においては、第 1 回転部材 1 0 を無段変速機 1 の正駆動時におけるトルク入力部として作用させ、第 2 回転部材 2 0 を無段変速機 1 の正駆動時におけるトルク出力部として作用させる。従って、その第 1 回転部材 1 0 には入力軸 1 1 が連結され、第 2 回転部材 2 0 には出力軸 2 1 が連結される。

【 0 0 2 0 】

その入力軸 1 1 は、中心軸を第 1 回転中心軸 R 1 に一致させた円盤部 1 1 a と円筒部 1 1 b とを備えている。第 1 回転部材 1 0 は、その円盤部 1 1 a の外周側で後述するトルクカム 1 2 を介して連結される。一方、その円盤部 1 1 a の内周側には、円筒部 1 1 b が設けられている。その円筒部 1 1 b の内周面は、ラジアル軸受 R B 1 , R B 2 を介してシャフト 6 0 の外周面に取り付けられている。従って、入力軸 1 1 は、そのシャフト 6 0 に対する周方向の相対回転を行うことができる。

10

【 0 0 2 1 】

また、出力軸 2 1 は、中心軸を第 1 回転中心軸 R 1 に一致させた環状部 2 1 a と第 1 円筒部 2 1 b と円盤部 2 1 c と第 2 円筒部 2 1 d とを備えている。第 2 回転部材 2 0 は、その環状部 2 1 a に固定され、出力軸 1 1 と共に一体になって回転する。その環状部 2 1 a の外周側には、第 1 円筒部 2 1 b が第 1 及び第 2 の回転部材 1 0 , 2 0 や入力軸 1 1 等を覆うように延設されている。第 2 円筒部 2 1 d は、入力軸 1 1 の円筒部 1 1 b を覆うように設けられている。円盤部 2 1 c は、その外周側が第 1 円筒部 2 1 b の延設端に配設され、その内周側が第 2 円筒部 2 1 d の端部に配設される。その第 2 円筒部 2 1 d の内周面は、ラジアル軸受 R B 3 , R B 4 を介して入力軸 1 1 の円筒部 1 1 b の外周面に取り付けられている。更に、円盤部 2 1 c の外周側の平面と入力軸 1 1 における円盤部 1 1 a の外周側の平面との間には、スラスト軸受 T B 1 が配設されている。従って、出力軸 2 1 は、入力軸 1 1 に対する周方向の相対回転を行うことができる。

20

【 0 0 2 2 】

この無段変速機 1 は、ケース 7 1 の内部に収められている。ケース 7 1 は、中心軸を第 1 回転中心軸 R 1 に一致させた円筒部 7 1 a と円盤部 7 1 b と環状部 7 1 c とを備えている。その円筒部 7 1 a は、一端が閉塞されており、その閉塞部分でシャフト 6 0 に固定されている。円盤部 7 1 b は、その円筒部 7 1 a の開口を塞ぐものである。環状部 7 1 c は、円筒部 7 1 a の内周面から径方向内側に向けて延設されている。その円盤部 7 1 b の内周側は、ラジアル軸受 R B 5 を介して出力軸 2 1 の第 2 円筒部 2 1 d の外周面に取り付けられている。また、この円盤部 7 1 b の外周側の平面と出力軸 2 1 における円盤部 2 1 c の外周側の平面との間には、スラスト軸受 T B 2 が配設されている。更に、環状部 7 1 c の平面と出力軸 2 1 における環状部 2 1 a の平面及び第 1 円筒部 2 1 b の端面との間には、スラスト軸受 T B 3 が配設されている。従って、出力軸 2 1 は、ケース 7 1 に対する周方向の相対回転を行うことができる。

30

【 0 0 2 3 】

尚、ここで例示するシャフト 6 0 は、そのケース 7 1 や図示しない車体等における無段変速機 1 の固定部に固定したものであり、その固定部に対して相対回転させぬよう構成した円柱状の固定軸とする。

40

【 0 0 2 4 】

サンローラ 3 0 は、中心軸を第 1 回転中心軸 R 1 に一致させた円筒状のものであり、軸受 (図示略) によってシャフト 6 0 に対する周方向への相対回転を行える。このサンローラ 3 0 の外周面には、複数個の遊星ボール 5 0 が放射状に略等間隔で配置される。従って、このサンローラ 3 0 においては、その外周面が遊星ボール 5 0 の自転の際の転動面となる。このサンローラ 3 0 は、自らの回転動作によって夫々の遊星ボール 5 0 を転動 (自転) させることもできれば、夫々の遊星ボール 5 0 の転動動作 (自転動作) に伴って回転することもできる。また、このサンローラ 3 0 は、シャフト 6 0 に対する軸線方向への相対移動ができないように、その軸線方向の両端を挟み込む例えばスナップリング等の固定部材 (図示略) がシャフト 6 0 に取り付けられている。

50

【 0 0 2 5 】

キャリア 4 0 は、夫々の遊星ボール 5 0 の傾転動作を妨げないように後述する支持軸 5 1 の夫々の端部を保持する。このキャリア 4 0 は、例えば、中心軸を第 1 回転中心軸 R 1 に一致させた第 1 及び第 2 の円盤部 4 1 , 4 2 を対向させて配置し、その第 1 及び第 2 の円盤部 4 1 , 4 2 を複数本の連結軸 (図示略) で連結して、全体として籠状となるようにしている。これにより、このキャリア 4 0 は、外周面に開放部分を有することになる。各遊星ボール 5 0 は、第 1 及び第 2 の円盤部 4 1 , 4 2 の間に配置し、その開放部分を介してキャリア 4 0 の外周面から径方向外側に一部分を突出させている。

【 0 0 2 6 】

遊星ボール 5 0 は、サンローラ 3 0 の外周面上を転がる転動部材である。この遊星ボール 5 0 は、完全な球状体であることが好ましいが、少なくとも転動方向にて球形を成すもの、例えばラグビーボールの様な断面が楕円形状のものであってもよい。この遊星ボール 5 0 は、その中心を通して貫通させた支持軸 5 1 によって回転自在に支持する。例えば、遊星ボール 5 0 は、支持軸 5 1 の外周面との間に配設した軸受 (図示略) によって、第 2 回転中心軸 R 2 を回転軸とした支持軸 5 1 に対する相対回転 (つまり自転) ができるようにしている。従って、この遊星ボール 5 0 は、支持軸 5 1 を中心にしてサンローラ 3 0 の外周面上を転動することができる。その支持軸 5 1 の両端は、遊星ボール 5 0 から突出させておく。

10

【 0 0 2 7 】

その支持軸 5 1 の基準となる位置は、図 1 に示すように、第 2 回転中心軸 R 2 が第 1 回転中心軸 R 1 と平行になる位置である。この支持軸 5 1 は、その基準位置で形成される自身の回転中心軸 (第 2 回転中心軸 R 2) と第 1 回転中心軸 R 1 とを含む傾転平面内において、基準位置とそこから傾斜させた位置との間を遊星ボール 5 0 と共に揺動 (傾転) することができる。その傾転は、その傾転平面内で遊星ボール 5 0 の中心を支点にして行われる。

20

【 0 0 2 8 】

この無段変速機 1 においては、夫々の遊星ボール 5 0 の傾転角が基準位置、即ち 0 度のときに、第 1 回転部材 1 0 と第 2 回転部材 2 0 とが同一回転速度 (同一回転数) で回転する。つまり、このときには、第 1 回転部材 1 0 と第 2 回転部材 2 0 の回転比 (回転速度又は回転数の比) が 1 となり、変速比 が 1 になっている。一方、夫々の遊星ボール 5 0 を基準位置から傾転させた際には、支持軸 5 1 の中心軸から第 1 回転部材 1 0 との接触部分までの距離が変化すると共に、支持軸 5 1 の中心軸から第 2 回転部材 2 0 との接触部分までの距離が変化する。これが為、第 1 回転部材 1 0 又は第 2 回転部材 2 0 の内の何れか一方が基準位置のときよりも高速で回転し、他方が低速で回転ようになる。例えば第 2 回転部材 2 0 は、遊星ボール 5 0 を一方へと傾転させたときに第 1 回転部材 1 0 よりも低回転になり (減速) 、他方へと傾転させたときに第 1 回転部材 1 0 よりも高回転になる (増速) 。従って、この無段変速機 1 においては、その傾転角を変えることによって、第 1 回転部材 1 0 と第 2 回転部材 2 0 との間の回転比 (変速比) を無段階に変化させることができる。尚、ここでの増速時 (< 1) には、図 1 における上側の遊星ボール 5 0 を紙面時計回り方向に傾転させ且つ下側の遊星ボール 5 0 を紙面反時計回り方向に傾転させる。また、減速時 (> 1) には、図 1 における上側の遊星ボール 5 0 を紙面反時計回り方向に傾転させ且つ下側の遊星ボール 5 0 を紙面時計回り方向に傾転させる。

30

40

【 0 0 2 9 】

この無段変速機 1 には、その変速比 を変える変速装置 8 1 が設けられている。変速比は遊星ボール 5 0 の傾転角 の変化に伴い変わるので、その変速装置 8 1 としては、夫々の遊星ボール 5 0 を傾転させる傾転装置を用いる。この変速装置 8 1 には、この技術分野において周知のものを利用する。例えば、変速装置 8 1 としては、延設された支持軸 5 1 の一方の端部に取り付けられた長手方向が径方向の支持部材と、この支持部材に径方向の力を加えるアクチュエータと、で構成されたものが考えられる。この変速装置 8 1 は、その支持部材を径方向へと動かすことにより、支持軸 5 1 を介して遊星ボール 5 0 を傾転

50

させる。

【0030】

この無段変速機1には、その変速装置81による夫々の遊星ボール50の傾転時に支持軸51を傾転方向へと案内する為のガイド部が設けられている。この例示では、そのガイド部をキャリア40に設ける。ガイド部は、遊星ボール50から突出させた支持軸51を傾転方向に向けて案内する径方向のガイド溝43, 44であり、第1及び第2の円盤部41, 42の夫々の対向する部分に遊星ボール50毎に形成する。つまり、全てのガイド溝43と全てのガイド溝44は、軸線方向から観ると夫々に放射状を成している。ガイド溝43は、第1円盤部41の周方向を溝幅としたものであり、傾転時の支持軸51の端面の軌跡に沿った溝底43aを有している。尚、ここでは、傾転時の摩擦損失を抑える為に、その支持軸51の端面と溝底43aとの間に隙間を設けている。また、この無段変速機1においては、変速装置81を第2円盤部42とケース71との間に配設しているので、支持軸51が第2円盤部42を貫通する必要がある。これが為、ガイド溝44は、第2円盤部42の周方向を溝幅、径方向を溝深さとする。

10

【0031】

この無段変速機1においては、第1回転部材10の回転に伴い第1回転部材10と夫々の遊星ボール50との間に摩擦力(トラクション力)が発生し、夫々の遊星ボール50が自転を始める。そして、この無段変速機1においては、その夫々の遊星ボール50の回転によって、各遊星ボール50と第2回転部材20との間、各遊星ボール50とサンローラ30との間にも摩擦力が発生し、その第2回転部材20とサンローラ30も回転を始める。

20

【0032】

また、この無段変速機1においては、第2回転部材20の回転に伴い第2回転部材20と夫々の遊星ボール50との間に摩擦力が発生し、夫々の遊星ボール50が自転を始める。そして、この無段変速機1においては、その夫々の遊星ボール50の回転によって、各遊星ボール50と第1回転部材10との間、各遊星ボール50とサンローラ30との間にも摩擦力が発生し、その第1回転部材10とサンローラ30も回転を始める。

【0033】

この無段変速機1においては、その夫々の摩擦力の大きさの適正化を図ることによって効率の良い回転トルクの伝達が可能になる。そして、その効率の良いトルク伝達が可能な摩擦力とは、各遊星ボール50における第1回転部材10、第2回転部材20及びサンローラ30からの法線力 F_{n1} , F_{n2} , F_{n3} で決まる。この無段変速機1は、その法線力 F_{n1} , F_{n2} , F_{n3} が過大であった場合、トルク伝達効率が悪化する。一方、トルクが不足していた場合、摩擦力不足によりトルク伝達が行えなくなる可能性がある。これが為、この無段変速機1では、そのような摩擦力を発生させる法線力 F_{n1} , F_{n2} , F_{n3} が必要法線力 F_{nr1} , F_{nr2} , F_{nr3} として定められている。この無段変速機1においては、入力側となる第1回転部材10からの必要法線力 F_{nr1} が変速比に拘わらず一定になる(図2)。一方、出力側となる第2回転部材20からの必要法線力 F_{nr2} は、変速比 = 1を境にして、増速側で変速比の数値が小さくなるほど必要法線力 F_{nr1} よりも小さく、減速側で変速比の数値が大きくなるほど必要法線力 F_{nr1} よりも大きくなる(図2)。

30

40

【0034】

この無段変速機1には、法線力 F_{n1} , F_{n2} , F_{n3} の元となる力、つまり軸線方向の力(軸力)を発生させる軸力発生装置が設けられている。その軸力発生装置としては、第1回転部材10を夫々の遊星ボール50に対して押し付ける為の軸力 F_a を発生させるトルクカム機構(トルクカム12)が設けられている。そのトルクカム12は、回転トルクを軸力 F_a に変換するトルク軸力変換機構であり、第1回転部材10と入力軸11における円盤部11aの外周側の平面との間に配設する。このトルクカム12は、入力軸11の回転トルクを第1回転部材10に伝えると共に、夫々の軸線方向に向けた軸力 F_a を発生させる。また、このトルクカム12は、第1回転部材10の回転トルクを入力軸11に

50

伝えると共に、夫々の軸線方向に向けた軸力 F_a を発生させるものでもある。スラスト軸受 $T B 1$ は、入力軸 $1 1$ を挟んで径方向にてトルクカム $1 2$ と同等の位置に配置されており、その内の一方の軸力 F_a を受け持つ。従って、他方の軸力 F_a は、軸線方向に向けた推力となり、第 1 回転部材 $1 0$ を介して夫々の遊星ボール $5 0$ に加わる。以下、この他方の軸力 F_a のことを推力 F_a とも云う。

【 $0 0 3 5$ 】

また、その推力 F_a は、夫々の遊星ボール $5 0$ を介して第 2 回転部材 $2 0$ と出力軸 $2 1$ に伝わる。スラスト軸受 $T B 3$ は、ケース $7 1$ に取り付けられており、その推力 F_a を受け持つ。従って、夫々の遊星ボール $5 0$ には、その第 2 回転部材 $2 0$ を介して推力 F_a と同様の反力 F_a が加わる。

10

【 $0 0 3 6$ 】

このトルクカム $1 2$ による法線力 F_{n1} , F_{n2} は、軸力 F_a と接触角 α により決まり、「 $F_a / \sin \alpha$ 」となる。入力側（第 1 回転部材 $1 0$ と各遊星ボール $5 0$ との間）においては、その法線力 F_{n1} ($= F_a / \sin \alpha$) が必要法線力 F_{nr1} となるように軸力 F_a 、つまりトルクカム $1 2$ の諸元を設定すれば、効率の良いトルク伝達が可能な摩擦力を発生させることができる。しかしながら、この入力側に合わせた設定では、出力側（第 2 回転部材 $2 0$ と各遊星ボール $5 0$ との間）において、減速時に法線力 F_{n2} ($= F_a / \sin \alpha$) が必要法線力 F_{nr2} に対して不足することになり、摩擦力不足によりトルク伝達が行えなくなる可能性がある。故に、この軸力発生装置のままでは、図 2 に示すように、必要法線力 F_{nr2} の最大値に合わせてトルクカム $1 2$ の諸元を設定しなければなら

20

【 $0 0 3 7$ 】

そこで、この無段変速機 1 では、そのトルクカム $1 2$ の他にも軸力発生装置を設ける。このもう一つの軸力発生装置は、増速時 (< 1) にトルクカム $1 2$ による推力 F_a とは逆向きの軸力 F_f を発生させると共に、減速時 (> 1) に推力 F_a と同じ向きの軸力 F_f を発生させ、上記の基準位置 ($= 1$) で軸力 F_f を発生させないように構成したものである。また、この軸力発生装置は、増速時には変速比 i の値が小さいほど大きな軸力 F_f を発生させ、減速時には変速比 i の値が大きいほど大きな軸力 F_f を発生させるように構成する。その軸力 F_f は、全ての遊星ボール $5 0$ に作用させる。

30

【 $0 0 3 8$ 】

この無段変速機 1 においては、新たに設けた軸力発生装置についてもトルク軸力変換機構を備えるものとする。以下、先に例示したトルクカム $1 2$ を第 1 トルク軸力変換機構とも云い、新たなトルク軸力変換機構を第 2 トルク軸力変換機構と云う。その第 2 トルク軸力変換機構は、キャリア $4 0$ の第 1 円盤部 $4 1$ の内周面に形成した雌ネジ部 $4 5$ と、この雌ネジ部 $4 5$ に螺合させたシャフト $6 0$ の外周面上の雄ネジ部 $6 1$ と、キャリア $4 0$ の第 2 円盤部 $4 2$ の内周面に形成した雌ネジ部 $4 6$ と、この雌ネジ部 $4 6$ に螺合させたシャフト $6 0$ の外周面上の雄ネジ部 $6 2$ と、を備える。

【 $0 0 3 9$ 】

ここで、遊星ボール $5 0$ においては、入力トルクが大きいほど第 1 回転部材 $1 0$ との接触部（以下、「入力側接触部」という。）における摩擦力（以下、「入力側摩擦力」という。）が大きくなる。その入力側摩擦力は、入力トルクが一定であれば、変速比 i が変わろうとも同じ大きさになる。その入力トルクを一定にした場合、変速比 i が 1 のときには、遊星ボール $5 0$ における入力側摩擦力と第 2 回転部材 $2 0$ との接触部（以下、「出力側接触部」という。）の摩擦力（以下、「出力側摩擦力」という。）とが同じ大きさになる。これに対して、増速時 (< 1) の遊星ボール $5 0$ においては、図 3 に示すように、入力側摩擦力に対して出力側摩擦力が小さくなり、変速比 i の値が小さくなるほどその差が広がる。一方、減速時 (> 1) の遊星ボール $5 0$ においては、図 4 に示すように、入力側摩擦力に対して出力側摩擦力が大きくなり、変速比 i の値が大きくなるほどその差が広がる。

40

50

【0040】

キャリア40には、その入力側摩擦力和出力側摩擦力和の差に応じた周方向のトルクが支持軸51を介して遊星ボール50毎に入力される。例えば、入力軸11側から軸線方向に観て、入力トルクにより第1回転部材10が反時計回りに回転する場合を例に挙げる。この場合、キャリア40には、増速時であれば反時計回りのトルクが作用し(図5)、減速時であれば時計回りのトルクが作用する(図6)。入力側摩擦力和出力側摩擦力和の差は入力トルクと変速比によって変わるので、増速時又は減速時にキャリア40に対して入力されるトルクは、その入力トルクと変速比に応じて変化する。このトルクは、増速時には変速比の値が小さいほど大きくなり、減速時には変速比の値が大きいほど大きくなる。

10

【0041】

キャリア40とシャフト60の間には第2トルク軸力変換機構が設けられているので、キャリア40は、入力されたトルクによって、シャフト60に対する相対回転と共に軸線方向へと移動することができる。この新たな軸力発生装置においては、その軸線方向への移動量が多いほど(つまり入力されたトルクが大きいほど)キャリア40には大きな軸力 F_f が発生することになるので、その軸線に沿ったキャリア40の移動の方向と軸力 F_f の方向とを一致させる。従って、雌ネジ部45, 46と雄ネジ部61, 62は、増速時にトルクカム12による推力 F_a とは逆向きへとキャリア40をシャフト60に対して相対移動させ、減速時にその推力 F_a と同じ向きへとキャリア40をシャフト60に対して相対移動させるよう螺刻形状を設定する。この軸力発生装置は、増速時であれば変速比の値が小さいほど、減速時であれば変速比の値が大きいほど、大きな軸力 F_f を発生させる。

20

【0042】

このキャリア40の回転量や軸線方向への移動量は、軸力 F_f を遊星ボール50に伝達できるだけの量でよい。この無段変速機1においては、キャリア40が固定対象になっているので、このキャリア40の回転量を少量に抑えることが好ましい。従って、雌ネジ部45, 46と雄ネジ部61, 62は、可能な限り少しのキャリア40の回転量で軸力 F_f を発生させることができるようにネジピッチ等の螺刻形状を設定することが好ましい。

【0043】

この新たな軸力発生装置には、更に、キャリア40に発生した軸力 F_f を遊星ボール50に伝える軸力伝達部52, 53を設ける。ここでは、支持軸51に設けた円柱体又は円筒体を軸力伝達部52, 53として用いる。その軸力伝達部52, 53は、支持軸51における遊星ボール50から突出させた夫々の外周面上であり、且つ、その中心軸(第2回転中心軸 R_2)と遊星ボール50の傾転中心軸との交点から同じ距離だけ離れた位置に各々配設する(図1, 7)。ここで例示する軸力伝達部52, 53は、支持軸51を挟んで1つずつ配設する。

30

【0044】

第1円盤部41側の軸力伝達部52は、支持軸51の傾転動作と共にガイド溝43の円弧状の溝底43aに沿って外周面を接触させながら移動させる。これが為、この軸力伝達部52は、その外周面を溝底43aに当接させた状態で配置する。ここで、そのガイド溝43の溝幅は、2つの軸力伝達部52の厚さ分を考慮して設定する。そのガイド溝43の側壁と軸力伝達部52の円形又は環状の側面との間には、傾転時の摩擦損失を抑えるべく、隙間を設けることが好ましい。また、そのような摩擦損失を抑える為に、軸力伝達部52は、自身の中心軸を中心にして自転できるように円柱体又は円筒体のローラとして配設し、その外周面が溝底43aに沿って転動しながら傾転できるように構成することが好ましい。

40

【0045】

一方、第2円盤部42には、その夫々のガイド溝43と対向する部分に当該ガイド溝43と同形状のガイド溝47を設ける。そのガイド溝47は、ガイド溝44と連通しており、そのガイド溝44により切り取られた部分を除き、ガイド溝43の溝底43aと同心円

50

で且つ同一半径の円弧状の溝底 47a を有する。軸力伝達部 53 は、支持軸 51 の傾転動作と共にその溝底 47a に沿って外周面を接触させながら移動させる。これが為、この軸力伝達部 53 は、その外周面を溝底 47a に当接させた状態で配置する。この軸力伝達部 53 についても、傾転時の摩擦損失を抑える為に、軸力伝達部 52 と同様の自転可能なローラにすることが好ましい。

【0046】

図 8 に示す増速時には、キャリア 40 がシャフト 60 に対する回転と共に第 1 トルク軸力変換機構 (トルクカム 12) の軸力 F_a とは逆向きの軸線方向へと移動するので、溝底 47a を介して軸力伝達部 53 が変速比 i に応じた軸力 F_f で押圧され、その軸力 F_f が支持軸 51 を介して各遊星ボール 50 に伝わる。図 9 には、そのときの入力側接触部と出力側接触部の軸力 F_{s1} , F_{s2} と、この軸力 F_{s1} , F_{s2} により入力側接触部と出力側接触部とに発生する法線力 F_{n1} , F_{n2} と、を示している。

10

【0047】

入力側接触部における増速時の軸力 F_{s1} は、トルクカム 12 による軸力 F_a そのものである ($F_{s1} = F_a$)。一方、出力側接触部における増速時の軸力 F_{s2} は、その軸力 F_a から第 2 トルク軸力変換機構による軸力 F_f を差し引いたものである ($F_{s2} = F_a - F_f$)。この無段変速機 1 においては、その入出力間の軸力差 F_f がスラスト軸受 TB1 上に出てしまうが、その軸力差 F_f に相当する反力をスラスト軸受 TB2 が受け持っている。

【0048】

接触角が α になるので、図 9 に示すように、増速時には、入力側接触部の法線力 F_{n1} と出力側接触部の法線力 F_{n2} が下記のようになる。尚、その図 9 には、サンローラ 30 との接触部における法線力 F_{n3} についても示している。

20

【0049】

$$F_{n1} = F_a / \sin \alpha$$

$$F_{n2} = (F_a - F_f) / \sin \alpha$$

$$F_{n3} = 2 F_a / \tan \alpha + F_f \{ (\tan \alpha - \tan \beta) / \tan \alpha \tan \beta \}$$

【0050】

ここで、変速比 i に拘わらず軸力 F_a は一定なので、法線力 F_{n1} は、「 $F_a / \sin \alpha$ 」のまま一定である (図 10)。これに対して、増速時の軸力 F_f は変速比 i の値が小さくなるほど大きくなるので、法線力 F_{n2} は、変速比 i の値が小さくなるにつれて軸力 F_f の分だけ小さくなっていく (図 11)。その図 10, 11 は、法線力 F_{n1} , F_{n2} の一例を示したものである。その図 11 では、法線力 F_{n2} の傾斜角が必要法線力 F_{nr2} の傾斜角と同じになるように (つまり法線力 F_{n2} を必要法線力 F_{nr2} に一致させるように)、変速比 i に対する軸力 F_f の大きさ、つまり雌ネジ部 45, 46 と雄ネジ部 61, 62 におけるネジピッチ等の螺刻形状を設定している。

30

【0051】

また、図 12 に示す減速時には、キャリア 40 がシャフト 60 に対する増速時とは逆方向の回転と共に第 1 トルク軸力変換機構 (トルクカム 12) の軸力 F_a と同じ向きの軸線方向へと移動するので、溝底 43a を介して軸力伝達部 52 が変速比 i に応じた軸力 F_f で押圧され、その軸力 F_f が支持軸 51 を介して各遊星ボール 50 に伝わる。図 13 には、そのときの入力側接触部と出力側接触部の軸力 F_{s1} , F_{s2} と、この軸力 F_{s1} , F_{s2} により入力側接触部と出力側接触部とに発生する法線力 F_{n1} , F_{n2} と、を示している。

40

【0052】

入力側接触部における減速時の軸力 F_{s1} は、トルクカム 12 による軸力 F_a そのものである ($F_{s1} = F_a$)。一方、出力側接触部における減速時の軸力 F_{s2} は、その軸力 F_a に第 2 トルク軸力変換機構による軸力 F_f を加えたものである ($F_{s2} = F_a + F_f$)。この無段変速機 1 においては、その入出力間の軸力差 F_f がスラスト軸受 TB1 上に出てしまうが、その軸力差 F_f に相当する反力をスラスト軸受 TB3 が受け持っている。

50

【0053】

この減速時には、図13に示すように、入力側接触部の法線力 F_{n1} と出力側接触部の法線力 F_{n2} が下記のようなになる。尚、その図13には、サンローラ30との接触部における法線力 F_{n3} についても示している。

【0054】

$$F_{n1} = F_a / \sin$$

$$F_{n2} = (F_a + F_f) / \sin$$

$$F_{n3} = 2 F_a / \tan + F_f \{ (\tan + \tan) / \tan \tan \}$$

【0055】

その法線力 F_{n1} は、増速時と同様に「 F_a / \sin 」のまま一定である(図10)。これに対して、軸力 F_f は変速比の値が大きくなるほど大きくなるので、法線力 F_{n2} は、変速比の値が大きくなるにつれて軸力 F_f の分だけ大きくなっていく(図11)。

10

【0056】

尚、変速比が1のときには、入力側摩擦力と出力側摩擦力とに差が生じないので、キャリア40にトルクが入力されず、このキャリア40がシャフト60に対する相対回転を行わない。これが為、このときの法線力 F_{n1} 、 F_{n2} は、「 F_a / \sin 」となる。

【0057】

ここでは、トルクカム12だけを軸力発生装置として有する場合との比較を容易にするべく、入力側接触部の法線力 F_{n1} を図2に示す法線力 F_{n1} と同じ大きさにしている($F_{n1} = F_a / \sin$)。その図2からも明らかなように、出力側接触部の法線力 F_{n2} は、変速比の値が小さくなればなるほど必要法線力 F_{nr2} に対して過剰になっている。これに対して、第2トルク軸力変換機構を備えた軸力発生装置も設けることで、この無段変速機1は、図11に示すように、出力側接触部における増速時の法線力 F_{n2} を入力側接触部の法線力 F_{n1} (トルクカム12のみの場合の法線力 F_{n2})よりも減らすことができ、必要法線力 F_{nr2} に対する過剰分も減らすことができる。従って、この無段変速機1は、増速時のトルク伝達効率を向上させることができる。尚、減速時においては、出力側接触部の法線力 F_{n2} が入力側接触部の法線力 F_{n1} (トルクカム12のみの場合の法線力 F_{n2})よりも増加し、必要法線力 F_{nr2} に対する過剰分が増えてしまう。しかしながら、この無段変速機1は、出力側接触部の必要法線力 F_{nr2} に対する法線力 F_{n2} の過剰分を変速比の全域に渡って同等の大きさにできるので、変速比に応じたトルク伝達効率の変化(図2の場合には変速比の値が小さくなるほどトルク伝達効率が悪化する)を抑えることができる。

20

30

【0058】

ここで、この無段変速機1においては、入力側接触部の法線力 F_{n1} ($= F_a / \sin$)を必要法線力 F_{nr1} に一致させる軸力 F_a となるように、トルクカム12のカム角等の諸元を設定することが好ましい。これにより、法線力 F_{n1} が必要法線力 F_{nr1} と同じ大きさになるので(図14)、入力側接触部においては、最適なトルク伝達効率になる。そして、この無段変速機1においては、このトルクカム12の諸元の設定に加えて、上述した雌ネジ部45、46と雄ネジ部61、62の螺刻形状(法線力 F_{n2} の傾斜角と必要法線力 F_{nr2} の傾斜角とを一致させる螺刻形状)を採用することで、出力側接触部の法線力 F_{n2} も必要法線力 F_{nr2} に一致させることができ(図15)、出力側接触部も最適なトルク伝達効率になる。従って、この無段変速機1は、最も効率良くトルクを伝達することができる。

40

【0059】

[実施例2]

次に、本発明に係る無段変速機の実施例2を図16から図22に基づいて説明する。

【0060】

図16の符号2は、本実施例2の無段変速機を示す。この無段変速機2は、実施例1の無段変速機1に対して、出力側(第2回転部材20側)にもトルクカム22を設けたもの

50

である。そのトルクカム 22 は、回転トルクをトルクカム 12 と同じ大きさの軸力 F_a に変換するトルク軸力変換機構であり、第 2 回転部材 20 と出力軸 21 における環状部 21a の平面との間に配設する。このトルクカム 22 は、出力軸 21 の回転トルクを第 2 回転部材 20 に伝えると共に、夫々の軸線方向に向けた軸力 F_a を発生させる。また、このトルクカム 22 は、第 2 回転部材 20 の回転トルクを出力軸 21 に伝えると共に、夫々の軸線方向に向けた軸力 F_a を発生させるものでもある。その内の一方の軸力 F_a は、環状部 21a とスラスト軸受 TB3 を介してケース 71 の環状部 71c に受け止められる。従って、他方の軸力 F_a は、軸線方向に向けた推力となり、第 2 回転部材 20 を介して夫々の遊星ボール 50 に加わる。

【0061】

2つのトルクカム 12, 22 は、図 17 に示すように、変速比 毎に同じ大きさの法線力 F_{n1} , F_{n2} を発生させる。この図 17 では、増速側で入力側接触部の必要法線力 F_{nr1} に法線力 F_{n1} ($= F_a / \sin$) を一致させるようにトルクカム 12, 22 の諸元が設定されている。従って、増速側においては、出力側接触部の必要法線力 F_{nr2} に対して法線力 F_{n2} が過剰になる。また、この図 17 では、減速側で出力側接触部の必要法線力 F_{nr2} に法線力 F_{n2} ($= F_a / \sin$) を一致させるようにトルクカム 12, 22 の諸元が設定されている。従って、減速側においては、入力側接触部の必要法線力 F_{nr1} に対して法線力 F_{n1} が過剰になる。

【0062】

ところが、この無段変速機 2 には、実施例 1 の無段変速機 1 と同様の第 2 トルク軸力変換機構 (雌ネジ部 45, 46 と雄ネジ部 61, 62) を備えた軸力発生装置が設けられている。従って、入力側接触部と出力側接触部においては、増速時や減速時の軸力 F_{s1} , F_{s2} 、そして法線力 F_{n1} , F_{n2} , F_{n3} が次のようになる。

【0063】

増速時には、実施例 1 の無段変速機 1 の増速時と同様の軸力 F_{s1} , F_{s2} が発生する ($F_{s1} = F_a$, $F_{s2} = F_a - F_f$)。従って、増速時の法線力 F_{n1} , F_{n2} , F_{n3} は、図 9 に示す実施例 1 の増速時の法線力 F_{n1} , F_{n2} , F_{n3} と同じものになる。

【0064】

$$F_{n1} = F_a / \sin$$

$$F_{n2} = (F_a - F_f) / \sin$$

$$F_{n3} = 2 F_a / \tan + F_f \{ (\tan - \tan) / \tan \tan \}$$

【0065】

この無段変速機 2 においては、その増速時の入出力間の軸力差 F_f がスラスト軸受 TB1 上に出ってしまうが、その軸力差 F_f に相当する反力をスラスト軸受 TB2 が受け持っている。

【0066】

一方、減速時には、図 18 に示すように、軸力 F_{s1} , F_{s2} が増速時に対して入れ替わる。つまり、入力側接触部には、軸力 F_{s1} ($= F_a - F_f$) が作用し、出力側接触部には、軸力 F_{s2} ($= F_a$) が作用する。従って、減速時には、法線力 F_{n1} , F_{n2} についても増速時に対して入れ替わる。尚、法線力 F_{n3} については、増速時と同じである。

【0067】

$$F_{n1} = (F_a - F_f) / \sin$$

$$F_{n2} = F_a / \sin$$

$$F_{n3} = 2 F_a / \tan + F_f \{ (\tan - \tan) / \tan \tan \}$$

【0068】

この無段変速機 2 においては、その減速時の入出力間の軸力差 F_f がスラスト軸受 TB1 上に出ってしまうが、その軸力差 F_f に相当する反力をスラスト軸受 TB3 が受け持っている。

【0069】

10

20

30

40

50

図19, 20には、変速比 に対する入力側接触部の法線力 F_{n1} と出力側接触部の法線力 F_{n2} の一例を各々示している。

【0070】

増速時の法線力 F_{n1} は、2つのトルクカム12, 22のみによる法線力 F_{n1} と同じであり、必要法線力 F_{nr1} に一致させている。これが為、増速時の入力側接触部においては、最適なトルク伝達効率になっている。一方、減速時の法線力 F_{n1} は、変速比 の値が大きくなるほど軸力 F_f が大きくなるので、変速比 の値が大きくなるにつれて軸力 F_f の分だけ小さくなっていく。これにより、この減速時の法線力 F_{n1} は、2つのトルクカム12, 22のみによる法線力 F_{n1} よりも小さくなり、必要法線力 F_{nr1} に近づく。これが為、減速時の入力側接触部においては、必要法線力 F_{nr1} に対する過剰分が減るので、トルク伝達効率を向上させることができる。

10

【0071】

また、増速時の法線力 F_{n2} は、変速比 の値が小さくなるほど軸力 F_f が大きくなるので、変速比 の値が小さくなるにつれて軸力 F_f の分だけ小さくなっていく。これにより、この増速時の法線力 F_{n2} は、2つのトルクカム12, 22のみによる法線力 F_{n2} よりも小さくなり、必要法線力 F_{nr2} に近づく。これが為、増速時の出力側接触部においては、必要法線力 F_{nr2} に対する過剰分が減るので、トルク伝達効率を向上させることができる。一方、減速時の法線力 F_{n2} は、2つのトルクカム12, 22のみによる法線力 F_{n2} と同じであり、必要法線力 F_{nr2} に一致させている。これが為、減速時の出力側接触部においては、最適なトルク伝達効率になっている。

20

【0072】

このように、この無段変速機2は、2つのトルクカム12, 22だけを軸力発生装置として有する場合に比べて、トルク伝達効率を向上させることができる。

【0073】

ここで、この無段変速機2においては、増速時の法線力 F_{n2} を必要法線力 F_{nr2} に一致させるように、そして減速時の法線力 F_{n1} を必要法線力 F_{nr1} に一致させるように、雌ネジ部45, 46と雄ネジ部61, 62におけるネジピッチ等の螺刻形状を設定することが好ましい。これにより、この無段変速機2は、全ての変速比 において法線力 F_{n1} , F_{n2} が必要法線力 F_{nr1} , F_{nr2} に一致するので、入力側接触部と出力側接触部のトルク伝達効率に変速比 に拘わらず最適になり、最も効率良くトルクを伝達することができる。

30

【0074】

ところで、上述した各実施例1, 2の無段変速機1, 2においては、増速時の入出力間の軸力差 F_f に相当する反力がスラスト軸受TB2に入力される。そのスラスト軸受TB2は、第1回転部材10等と同等の外径を有しており、無段変速機1, 2における径方向外側で反力 F_f を受け持っている。従って、このスラスト軸受TB2においては、出力軸21側の係合部材とケース71側の係合部材との間における周方向の相対回転速度が高く、その間の摩擦損失が大きくなる虞がある。

【0075】

そこで、図21に示す無段変速機3においては、そのスラスト軸受TB2に替えて、出力軸21とケース71の間にスラスト軸受TB4を配設する。この無段変速機3は、実施例2の無段変速機2において、スラスト軸受TB2をスラスト軸受TB4に置き換えたものである。そのスラスト軸受TB4は、言うなれば、スラスト軸受TB2の外径を小さくして、配置を径方向内側のシャフト60へと近づけたものである。スラスト軸受とは、外径が小さいほど、単位時間当りの移動距離が短くなるので（つまり係合部材間の相対回転速度が低くなるので）、摩擦損失が小さくなる。故に、この無段変速機3のスラスト軸受TB4は、実施例1, 2のスラスト軸受TB2よりも摩擦損失が低減されている。従って、この無段変速機3は、実施例1, 2の無段変速機1, 2に対して、増速時のトルク伝達効率を向上させることができる。

40

【0076】

50

ここで、この無段変速機 3 において入力軸 1 1 と出力軸 2 1 を夫々出力軸と入力軸として使用した場合、スラスト軸受 T B 4 は、減速時の反力 F f を受け持つことになる。従って、この場合には、減速時のトルク伝達効率を向上させることができる。

【 0 0 7 7 】

ここでは 2 つのトルクカム 1 2 , 2 2 を有する無段変速機 3 を例に挙げたが、実施例 1 の無段変速機 1 においてスラスト軸受 T B 2 をスラスト軸受 T B 4 に置き換えたものであっても、その無段変速機 3 の場合と同様にトルク伝達効率を向上させることができる。

【 0 0 7 8 】

また、上述した各実施例 1 , 2 の無段変速機 1 , 2、更に無段変速機 3 においては、キャリア 4 0 の第 1 円盤部 4 1 と第 2 円盤部 4 2 の双方に第 2 トルク軸力変換機構（雌ネジ部 4 5 , 4 6 と雄ネジ部 6 1 , 6 2 ）を設けている。ここで、キャリア 4 0 は、第 2 トルク軸力変換機構を第 1 円盤部 4 1 と第 2 円盤部 4 2 の内の何れか一方に設けていれば、軸力伝達部 5 2 , 5 3 と支持軸 5 1 を介して増速時及び減速時に軸力 F f を遊星ボール 5 0 に作用させることができる。そこで、第 2 トルク軸力変換機構は、無段変速機 1 - 3 において、第 1 円盤部 4 1 と第 2 円盤部 4 2 の内の何れか一方に設けていけばよい。

【 0 0 7 9 】

図 2 2 には、第 1 円盤部 4 1 にのみ第 2 トルク軸力変換機構（雌ネジ部 4 5 と雄ネジ部 6 1 ）を設けた無段変速機 4 を例示している。その無段変速機 4 は、上記の無段変速機 3 において、第 2 円盤部 4 2 側の第 2 トルク軸力変換機構（雌ネジ部 4 6 と雄ネジ部 6 2 ）を省いたものである。尚、その第 2 円盤部 4 2 は、シャフト 6 0 に対して相対回転できる。この無段変速機 4 の減速時には、前述した無段変速機 1 - 3 と同様に、第 1 円盤部 4 1 側の第 2 トルク軸力変換機構により軸力伝達部 5 2 を押圧可能な軸力 F f が発生する。一方、増速時には、その第 1 円盤部 4 1 側の第 2 トルク軸力変換機構が減速時とは逆方向の軸力 F f を発生させ、その軸力 F f が連結軸（図示略）を介して第 2 円盤部 4 2 に伝わる。これが為、この無段変速機 4 の増速時には、その第 2 円盤部 4 2 を介して軸力伝達部 5 3 に伝わり、その際の軸力 F f を各遊星ボール 5 0 に作用させることができる。

【 0 0 8 0 】

このように、第 2 トルク軸力変換機構が第 1 円盤部 4 1 と第 2 円盤部 4 2 の内の何れか一方だけに設けられていたとしても、その無段変速機は、ベースとする無段変速機 1 - 3 と同様に動作して、これらと同等の効果を得ることができる。更に、この無段変速機は、第 2 トルク軸力変換機構を 1 つ減らすことで、その無段変速機 1 - 3 に対して、ネジ加工費用を低減させることができ、且つ、組み付け作業性を向上させることができる。

【 産業上の利用可能性 】

【 0 0 8 1 】

以上のように、本発明に係る無段変速機は、トルク伝達効率を向上させる技術に有用である。

【 符号の説明 】

【 0 0 8 2 】

- 1 , 2 , 3 , 4 無段変速機
- 1 0 第 1 回転部材（第 1 回転要素）
- 1 2 , 2 2 トルクカム
- 2 0 第 2 回転部材（第 2 回転要素）
- 3 0 サンローラ（第 3 回転要素）
- 4 0 キャリア（第 4 回転要素）
- 4 1 第 1 円盤部
- 4 2 第 2 円盤部
- 4 3 , 4 4 , 4 7 ガイド溝
- 4 3 a , 4 7 a 溝底
- 4 5 , 4 6 雌ネジ部
- 5 0 遊星ボール（転動部材）

10

20

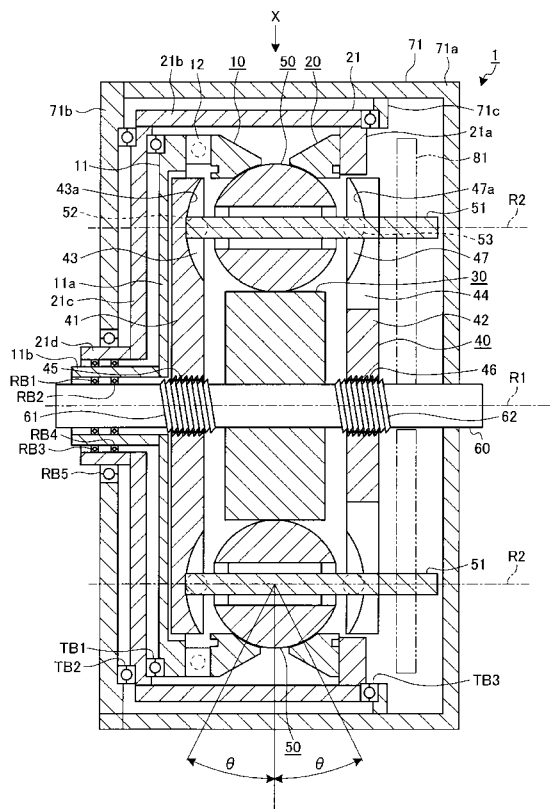
30

40

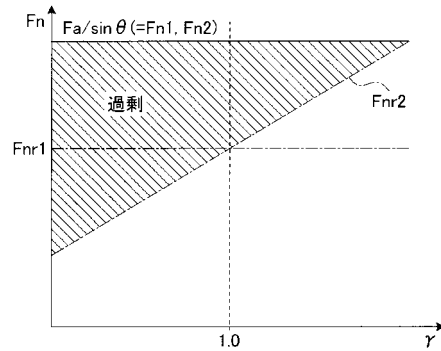
50

- 5 1 支持軸
- 5 2 , 5 3 軸力伝達部
- 6 0 シャフト
- 6 1 , 6 2 雄ネジ部
- 7 1 ケース
- 8 1 変速装置
- R 1 第 1 回 転 中 心 軸
- R 2 第 2 回 転 中 心 軸
- R B 1 , R B 2 , R B 3 , R B 4 , R B 5 ラジアル軸受
- T B 1 , T B 2 , T B 3 , T B 4 スラスト軸受

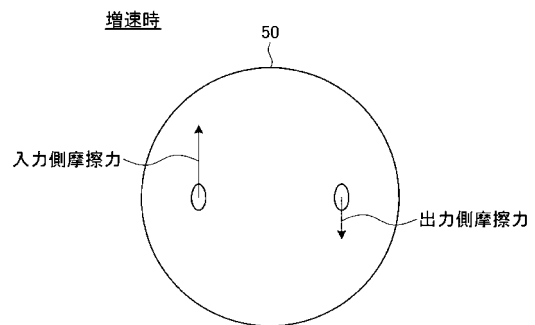
【 図 1 】



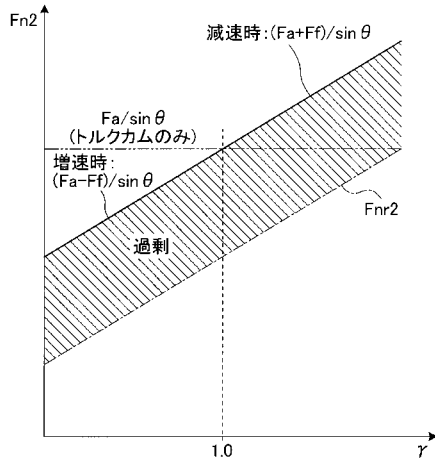
【 図 2 】



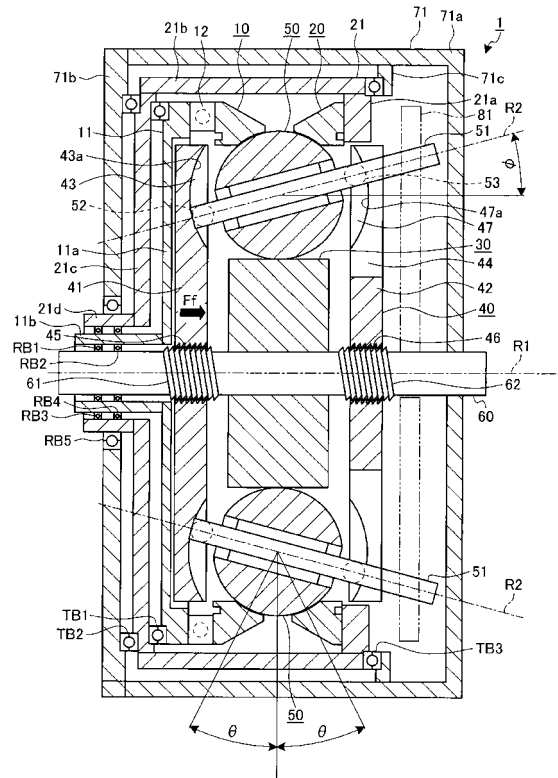
【 図 3 】



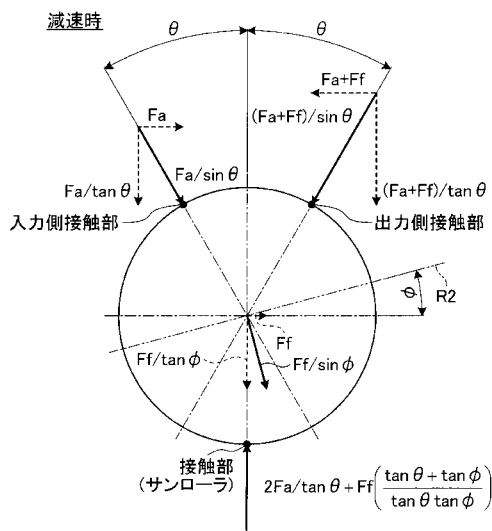
【図 1 1】



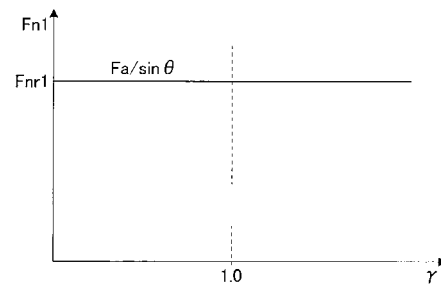
【図 1 2】



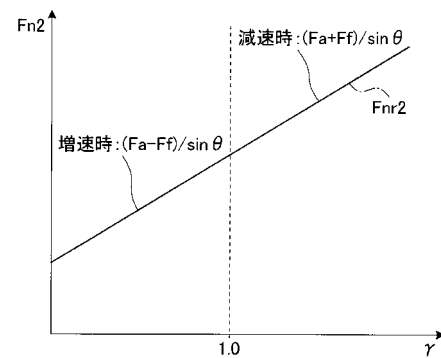
【図 1 3】



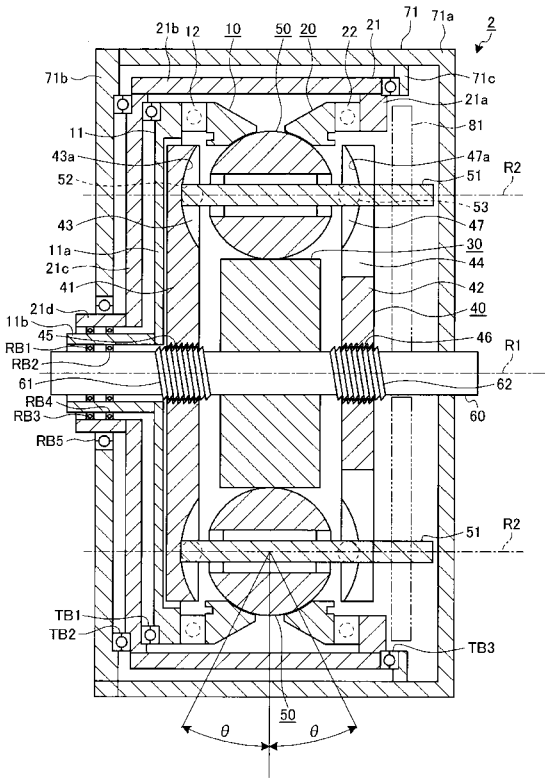
【図 1 4】



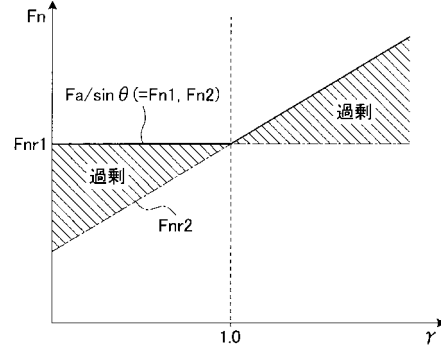
【図 1 5】



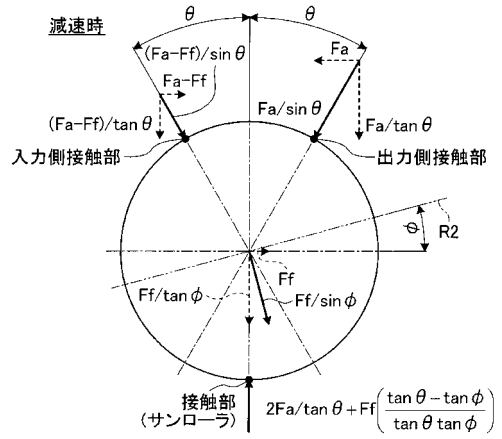
【図16】



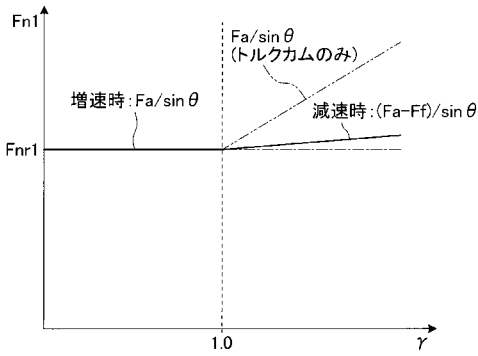
【図17】



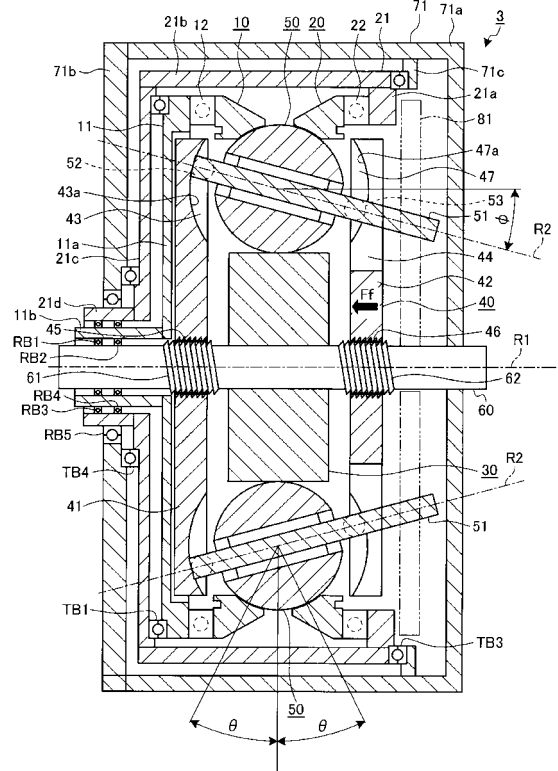
【図18】



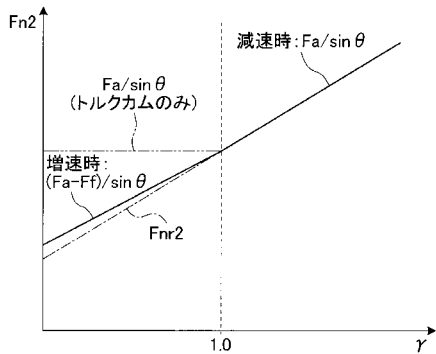
【図19】



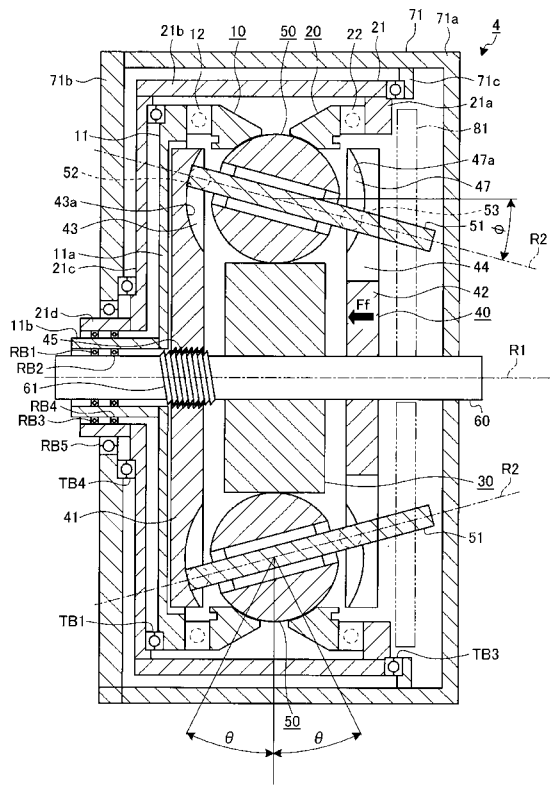
【図21】



【図20】



【 図 2 2 】



フロントページの続き

(72)発明者 小川 裕之

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72)発明者 椎名 貴弘

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

Fターム(参考) 3J051 AA03 BA02 BB08 BD02 BE07 CA07 CB06 DA02