(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2012-255502
(P2012-255502A)
(43)公開日　平成24年12月27日(2012.12.27)

(51)Int.Cl.		F I			テーマコード（参考）
F16D 13/64	(2006.01)	F16D	13/64	B	3J056
F16F 15/134	(2006.01)	F16F	15/134	D	
F16F 15/139	(2006.01)	F16F	15/139	D	

審査請求 未請求　請求項の数 6　ＯＬ　（全 24 頁）

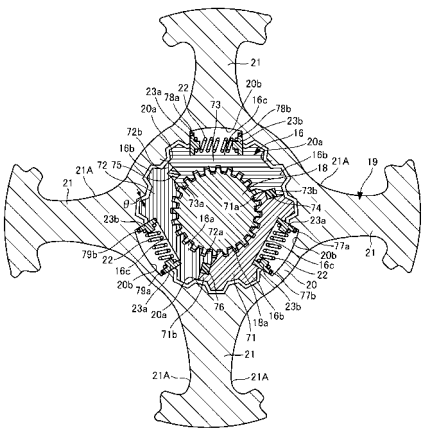
(21)出願番号　特願2011-129362 (P2011-129362)
(22)出願日　平成23年6月9日 (2011.6.9)

(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　100072604
弁理士　有我　軍一郎
(74)代理人　100140501
弁理士　有我　栄一郎
(72)発明者　加藤　公雄
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)　3J056 AA58 AA62 BA03 CA04 CB14 CX02 CX03 CX16 CX17 CX23 CX44 CX79 GA02 GA12

(54)【発明の名称】捩り振動減衰装置

(57)【要約】
【課題】駆動源の出力回転体の回転中心軸と駆動伝達系の出力軸の回転中心軸とが半径方向に芯ずれした場合に、偏荷重が発生するのを防止することができ、耐久性が悪化するのを防止することができる捩り振動減衰装置を提供すること。
【解決手段】捩り振動減衰装置は、ボス１６が、円周方向に分割される分割ボス７１～７３から構成されており、分割ボス７１～７３のそれぞれは、円周方向一端部から円周方向外方に突出する突出部７１ａ～７３ａと、円周方向他端部から円周方向外方に突出し、突出部７１ａ～７３ａの半径方向外方に位置して突出部７１ａ～７３ａに半径方向で対向する突出部７１ｂ～７３ｂとを含んで構成され、弾性体７４～７６が突出部７１ａ～７３ａおよび突出部７１ｂ～７３ｂの半径方向の対向面の間に介装されている。
【選択図】図５



【特許請求の範囲】
【請求項１】
駆動源の出力回転体と駆動伝達系の入力軸との間で捩り振動を吸収しつつ回転トルクを伝達するための捩り振動減衰装置であって、
前記入力軸に取付けられた第１の回転部材と、前記出力回転体から回転トルクが伝達される第２の回転部材と、前記第１の回転部材と前記第２の回転部材との間に介装され、前記第１の回転部材と前記第２の回転部材とが相対回転したときに弾性変形することにより、前記第１の回転部材と前記第２の回転部材との間で捩り振動を吸収しつつ動力の伝達を行う弾性部材とを備え、
前記第１の回転部材が、円周方向に分割される複数の分割体を備え、円周方向に隣接する前記分割体は、半径方向に対向する対向部を有し、各分割体の対向部の間に弾性体が介装されることを特徴とする捩り振動減衰装置。
【請求項２】
前記対向部は、前記分割体の円周方向一端部から円周方向外方に突出する第１の突出部と、前記分割体の円周方向他端部から円周方向外方に突出し、前記第１の突出部の半径方向外方に位置して前記第１の突出部に半径方向で対向する第２の突出部を有し、前記弾性体が前記第１の突出部および前記第２の突出部の半径方向の対向面の間に介装されることを特徴とする請求項１に記載の捩り振動減衰装置。
【請求項３】
前記第１の回転部材は、内周部が前記入力軸に嵌合されるとともに外周部に外周スプラインが形成された前記分割体と、前記分割体の半径方向外方に設けられ、円周方向に所定の隙間を介して前記外周スプラインに対向する内周スプラインを有する外周回転部材と、前記分割体の外周部に円周方向の所定長に亘って形成された外周溝と、前記外周溝に半径方向に対向して前記外周回転部材の内周部に円周方向の所定長に亘って形成された内周溝と、前記外周溝および内周溝に収納され、前記所定の隙間が形成されるように前記分割体と前記外周回転部材とを円周方向に付勢する付勢部材とを備え、
前記弾性部材が前記外周回転部材と前記第２の回転部材との間に介装されることを特徴とする請求項１または請求項２に記載の捩り振動減衰装置。
【請求項４】
前記付勢部材の一端部を保持して前記外周溝および前記内周溝の円周方向一端部に当接する第１の保持部材と、前記付勢部材の他端部を保持して前記外周溝および前記内周溝の円周方向他端部に当接する第２の保持部材とを備え、
前記第１の保持部材および前記第２の保持部材の半径方向外端に、前記分割体が半径方向に所定量以上移動したときに、前記外周回転部材の内周溝の底面に当接する弾性ストッパを設けたことを特徴とする請求項３に記載の捩り振動減衰装置。
【請求項５】
前記第２の回転部材と前記分割体との間にヒステリシストルクを発生させるヒステリシストルク発生部材を備え、
前記ヒステリシストルク発生部材は、前記第２の回転部材の内周部と前記分割体の外周部との間に介装され、前記第２の回転部材と前記分割体との半径方向の位置決めを行うとともに、軸線方向で前記分割体または前記第２の回転部材に接触する環状摩擦材と、
前記環状摩擦材を軸線方向で前記分割体または前記第２の回転部材に押し付ける押し付け部材とを含んで構成されることを特徴とする請求項３または請求項４に記載の捩り振動減衰装置。
【請求項６】
前記第２の回転部材が、前記第１の回転部材の軸線方向両側に設けられ、互いに連結されて一体回転自在な一対の第１のディスクプレートおよび第２のディスクプレートを含んで構成され、
前記環状摩擦材が、前記分割体の外周部に取付けられた半径方向内周部、前記分割体の外周スプラインに当接する軸線方向側部および前記第１のディスクプレートの内周部に当

接する半径方向外周部を有する第１の環状摩擦材と、前記第２のディスクプレートと前記分割体の外周スプラインとの間に介装された第２の環状摩擦材とを含んで構成され、
前記押し付け部材が、前記第２のディスクプレートとの第２の環状摩擦材との間に介装され、前記第２の環状摩擦材を前記分割体の外周スプラインに押圧することにより、前記第１の摩擦部材の外周部を前記第１のディスクプレートの内周部に押し付けるように構成され、
前記第１の環状摩擦材の半径方向外周部にテーパ面が形成されることを特徴とする請求項５に記載の捩り振動減衰装置。
【発明の詳細な説明】
【技術分野】
【０００１】
本発明は、捩り振動減衰装置に関し、特に、車両等に搭載され、駆動源の出力回転体と駆動伝達系の入力軸との間で捩り振動を吸収しつつトルクを伝達するための捩り振動減衰装置に関する。
【背景技術】
【０００２】
車両の内燃機関等の駆動源と変速歯車組を有する変速機を含んだ駆動伝達系とを連結する捩り振動減衰装置が用いられており、この捩り振動減衰装置は、駆動源からの回転トルクを変速機に伝達する機能と、駆動源と変速機との間の捩り振動を吸収する機能とを有している。
【０００３】
この捩り振動減衰装置は、例えば、変速機の入力軸に回転不能にかつ軸線方向に移動可能に連結されたクラッチハブからなる第１の回転部材と、内燃機関側のフライホイールに締結および解除（接続・切断）されるクラッチディスクおよびクラッチディスクの半径方向内方に設けられた一対のディスクプレートからなる第２の回転部材と、ディスクプレートおよびクラッチハブを円周方向に弾性的に連結するコイルスプリングとから構成されたものが知られている（例えば、特許文献１参照）。
【０００４】
この捩り振動減衰装置にあっては、クラッチディスクがプレッシャプレートに押圧されてフライホイールとプレッシャプレートに摩擦接触することで、内燃機関の回転トルクがディスクプレートに入力される。
【０００５】
このとき、クラッチディスクおよび一対のディスクプレートとクラッチハブとが相対回転すると、コイルスプリングがクラッチディスクおよび一対のディスクプレートとクラッチハブとの間で円周方向に圧縮されることにより、クラッチプレートからクラッチハブを介して入力軸に入力される捩り振動をコイルスプリングによって、吸収・減衰するようになっている。
【０００６】
ところで、捩り振動によって発生する変速機側の騒音としては、アイドリング時の異音、走行時の異音が知られている。したがって、各異音の発生原因となる捩り振動を吸収するためには、捩り振動減衰装置の捩れ特性を適切に設定する必要がある。
【０００７】
ここで、アイドル時の異音としては、ニュートラルに変速したアイドル時に、内燃機関のトルク変動による回転変動を起振源とした捩り振動によって、無負荷状態にある歯車対が衝突して生じるガラガラという異音、所謂、ガラ音が知られている。
【０００８】
また、走行時の異音としては、車両の加減速中に、内燃機関のトルク変動による回転変動を起振源とした捩り振動や、駆動伝達系の捩り共振によって変速歯車組の空転歯車対が衝突して生じるジャラジャラという異音、所謂、ジャラ音が知られている。
【０００９】

従来、捩れ特性を適切に設定した捩り振動減衰装置としては、例えば、特許文献２に記載されたようなものが知られている。

【００１０】

この捩り振動減衰装置は、筒状のボスと、ボスから半径方向外方に広がる円板状のハブプレートとを二分割することにより、第１の回転部材を構成している。

【００１１】

ボスの外周部には外周スプラインが形成されているとともに、ハブプレートの内周部には外周スプラインと所定の隙間を介して円周方向に離隔する内周スプラインが形成されており、ボスの外周部とハブプレートの内周部との間にボスとハブプレートとの捩り振動を吸収するばね剛性の小さい小コイルスプリングが介装されている。

【００１２】

この捩り振動減衰装置にあっては、シフトポジションがニュートラルに変更されて内燃機関がアイドル状態にあるとき等のように、ディスクプレートとクラッチハブとの捩れ角が生じない１段目の捩れ特性の領域にあっては、小コイルスプリングのみを圧縮させてボスとハブプレートとを内周スプラインと外周スプラインとの円周方向の隙間の範囲で相対変位させることにより、捩れ角の小さな領域を低剛性にしてガラ音の発生を抑制する。

【００１３】

また、捩れ角が大きい２段目の捩れ特性の領域では、小コイルスプリングの弾性変形を停止して内周スプラインと外周スプラインとを噛み合わせ、ディスクプレートとクラッチハブとの間に介装された弾性部材を圧縮させることで、トルクの上昇率が大きくなる高剛性の捩れ特性を得ることにより、ジャラ音を抑制するようにしている。

【００１４】

また、この捩り振動減衰装置は、ボスの外周部とディスクプレートの内周部との間に環状のセンタリングブッシュを介装することにより、ディスクプレートとボスとの半径方向の位置決めを行うようになっている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【００１５】

【特許文献１】特開２００５－１２７５０７号公報

【特許文献２】特開平４－６０２１８号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【００１６】

このような従来の捩り振動減衰装置にあっては、捩り振動減衰装置を変速機の入力軸に組み付けてユニット化し、入力軸の回転中心軸と内燃機関側のフライホイールの回転中心軸（クランクシャフトの回転中心軸）との半径方向の芯出しを行っている。

【００１７】

しかしながら、変速機と内燃機関との組み付け時に変速機の入力軸の回転中心軸と内燃機関の出力軸の回転中心軸とが半径方向に芯ずれした場合に、入力軸からクラッチハブに対して芯ずれ方向に過大な偏荷重が入力されてしまい、捩り振動減衰装置の耐久性を悪化させてしまう。

【００１８】

例えば、特許文献１に記載される捩り振動減衰装置は、入力軸からクラッチハブに過大な荷重が入力されてしまうと、入力軸がクラッチハブに対して芯ずれ方向に偏ってしまい、入力軸の外周部とクラッチハブの内周部の結合部に偏荷重が発生してしまう。このため、クラッチハブと入力軸の結合部が異常磨耗してクラッチハブおよび入力軸の耐久性が悪化してしまう。

【００１９】

また、特許文献２に記載される捩り振動減衰装置は、ボスとハブプレートとが２分割されているとともに、ボスとディスクプレートとの間にセンタリングブッシュが介装されて

いるため、変速機の入力軸の回転中心軸と内燃機関の出力軸との回転中心軸の芯ずれがある場合に、入力軸からボスに過大な荷重が入力されてしまうと、ボスがセンタリングブッシュに対して芯ずれ方向に偏ってしまう。

【００２０】

このため、ボスの外周部とセンタリングブッシュの内周部との間に偏荷重が発生してしまい、ボスとセンタリングブッシュの接触部が異常磨耗してボスとセンタリングブッシュの耐久性が悪化してしまう。

【００２１】

このように特許文献１、２に記載される捩り振動減衰装置は、変速機と内燃機関との組み付け時に変速機の入力軸の回転中心軸と内燃機関の出力軸の回転中心軸とが半径方向に芯ずれした場合に、偏荷重が発生してしまい、捩り振動減衰装置の耐久性が悪化してしまう。

【００２２】

本発明は、上述のような従来の問題を解決するためになされたもので、駆動源の出力回転体の回転中心軸と駆動伝達系の出力軸の回転中心軸とが半径方向に芯ずれした場合に、偏荷重が発生するのを防止することができ、耐久性が悪化するのを防止することができる捩り振動減衰装置を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【００２３】

本発明に係る捩り振動減衰装置は、上記目的を達成するため、（１）駆動源の出力回転体と駆動伝達系の入力軸との間で捩り振動を吸収しつつ回転トルクを伝達するための捩り振動減衰装置であって、前記入力軸に取付けられた第１の回転部材と、前記出力回転体から回転トルクが伝達される第２の回転部材と、前記第１の回転部材と前記第２の回転部材との間に介装され、前記第１の回転部材と前記第２の回転部材とが相対回転したときに弾性変形することにより、前記第１の回転部材と前記第２の回転部材との間で捩り振動を吸収しつつ動力の伝達を行う弾性部材とを備え、前記第１の回転部材が、円周方向に分割される複数の分割体から構成され、円周方向に隣接する前記分割体は、半径方向に対向する対向部を有し、各分割体の対向部の間に弾性体が介装されるものから構成されている。

【００２４】

この捩り振動減衰装置は、第１の回転部材が、円周方向に分割される複数の分割体から構成され、円周方向に隣接する分割体が半径方向に対向する対向部を有し、各分割体の対向部の間に弾性体が介装されるので、駆動源の出力回転体の回転中心軸と駆動伝達系の出力軸の回転中心軸とが半径方向に芯ずれし、入力軸から第１の回転部材に芯ずれ方向に過大な荷重が入力された場合に、芯ずれ方向に位置する分割体が他の分割体に対して弾性体を圧縮しながら芯ずれ方向に移動する。

【００２５】

このため、芯ずれ方向に発生する入力荷重を緩和して偏荷重が発生するのを防止することができる。したがって、第１の回転部材を構成する分割体と入力軸とが芯ずれ方向に強い面圧で接触するのを防止して入力軸と分割体の結合部が異常磨耗すること等を防止することができ、捩り振動減衰装置の耐久性が悪化するのを防止することができる。

【００２６】

上記（１）に記載の捩り振動減衰装置において、（２）前記対向部は、前記分割体の円周方向一端部から円周方向外方に突出する第１の突出部と、前記分割体の円周方向他端部から円周方向外方に突出し、前記第１の突出部の半径方向外方に位置して前記第１の突出部に半径方向で対向する第２の突出部を有し、前記弾性体が前記第１の突出部および前記第２の突出部の半径方向の対向面の間に介装されるものから構成されている。

【００２７】

この捩り振動減衰装置は、分割体の第１の突出部と第２の突出部の半径方向の対向面の間に弾性体が介装されるので、芯ずれ方向に位置する分割体が他の分割体に対して弾性体を圧縮しながら半径方向に確実に移動するので、半径方向の芯ずれを確実に吸収すること

ができる。

【００２８】

上記（１）または（２）に記載の捩り振動減衰装置において、（３）前記第１の回転部材は、内周部が前記入力軸に嵌合されるとともに外周部に外周スプラインが形成された前記分割体と、前記分割体の半径方向外方に設けられ、円周方向に所定の隙間を介して前記外周スプラインに対向する内周スプラインを有する外周回転部材と、前記分割体の外周部に円周方向の所定長に亘って形成された外周溝と、前記外周溝に半径方向に対向して前記外周回転部材の内周部に円周方向の所定長に亘って形成された内周溝と、前記外周溝および内周溝に収納され、前記所定の隙間が形成されるように前記分割体と前記外周回転部材とを円周方向に付勢する付勢部材とを備え、前記弾性部材が前記外周回転部材と前記第２の回転部材との間に介装されるものから構成されている。

【００２９】

この捩り振動減衰装置は、分割体の外周部に外周スプラインが形成されるとともに、外周回転部材に内周スプラインと円周方向に所定の隙間を有する内周スプラインが構成され、分割体の外周溝と外周回転部材の内周溝に付勢部材が介装されるので、所定の隙間の範囲で付勢部材を圧縮しながら分割体と外周回転部材とが相対回転することにより、入力軸と出力回転体との間の微小な振動を減衰することができる。

【００３０】

また、駆動源の出力回転体の回転中心軸と駆動伝達系の出力軸の回転中心軸とが半径方向に芯ずれし、入力軸から分割体に芯ずれ方向に過大な荷重が入力された場合に、芯ずれ方向に位置する分割体が他の分割体に対して弾性体を圧縮しながら芯ずれ方向に移動する。

【００３１】

このため、芯ずれ方向に発生する入力荷重を緩和して偏荷重が発生するのを防止することができる。したがって、分割体と入力軸とが芯ずれ方向に強い面圧で接触するのを防止して入力軸と分割体との結合部が異常磨耗すること等を防止することができ、捩り振動減衰装置の耐久性が悪化するのを防止することができる。

【００３２】

上記（３）に記載の捩り振動減衰装置において、（４）前記付勢部材の一端部を保持して前記外周溝および前記内周溝の円周方向一端部に当接する第１の保持部材と、前記付勢部材の他端部を保持して前記外周溝および前記内周溝の円周方向他端部に当接する第２の保持部材とを備え、前記第１の保持部材および前記第２の保持部材の半径方向外端に、前記分割体が半径方向に所定量以上移動したときに、前記外周回転部材の内周溝の底面に当接する弾性ストッパを設けたものから構成されている。

【００３３】

この捩り振動減衰装置は、駆動源の出力回転体の回転中心軸と駆動伝達系の出力軸の回転中心軸とが半径方向に過度に芯ずれした場合には、芯ずれ方向に過大な偏荷重が加わって分割体の外周部と外周回転部材の内周部とが強い面圧で接触してしまうことがある。

【００３４】

本発明では、付勢部材を保持する第１の保持部材および第２の保持部材の半径方向外端に弾性ストッパが設けられるので、分割体が芯ずれ方向に過度に移動した場合には、弾性ストッパが外周回転部材の内周部に当接することで、分割体が半径方向に過度に移動してしまうのを防止することができる。

【００３５】

このため、分割体の外周部と外周回転部材の内周部との間に過大な偏荷重が発生するのを防止して分割体の外周部と外周回転部材の内周部とが異常磨耗することを防止することができ、捩り振動減衰装置の耐久性が悪化するのを防止することができる。

【００３６】

また、隣接する分割体には半径方向に弾性変形する弾性体が介装されているので、弾性ストッパが外周回転部材の内周部に当接したときに、弾性体が緩衝体となることで入力軸

と分割体との結合部に偏荷重が発生するのを抑制することができる。

【００３７】

上記（４）に記載の捩り振動減衰装置において、（５）前記第２の回転部材と前記分割体との間にヒステリシストルクを発生させるヒステリシストルク発生部材を備え、前記ヒステリシストルク発生部材は、前記第２の回転部材の内周部と前記分割体の外周部との間に介装され、前記第２の回転部材と前記分割体との半径方向の位置決めを行うとともに、軸線方向で前記分割体または前記第２の回転部材に接触する環状摩擦材と、前記環状摩擦材を軸線方向で前記分割体または前記第２の回転部材に押し付ける押し付け部材とを含んで構成されている。

【００３８】

この捩り振動減衰装置は、第２の回転部材の内周部と分割体の外周部との間に第２の回転部材と分割体との半径方向の位置決めを行うとともに、押し付け部材の押し付け力によって、例えば、分割体の外周スプラインに押し付けられる環状摩擦材を設けたので、分割体が芯ずれ方向に過度に移動したときに、芯ずれ方向に移動した分割体が環状摩擦材に強く接触するおそれがある。

【００３９】

分割体が芯ずれ方向に過度に移動した場合には、弾性ストッパが外周回転部材の内周部に当接することで、分割体が半径方向に過度に移動してしまうのを防止することができるので、分割体の外周部と環状摩擦材の内周部との間に過大な偏荷重が発生するのを防止して分割体の外周部と環状摩擦材の内周部とが異常磨耗することを防止することができ、捩り振動減衰装置の耐久性が悪化するのを防止することができる。

【００４０】

上記（５）に記載の捩り振動減衰装置において、（６）前記第２の回転部材が、前記第１の回転部材の軸線方向両側に設けられ、互いに連結されて一体回転自在な一対の第１のディスクプレートおよび第２のディスクプレートを含んで構成され、前記環状摩擦材が、前記分割体の外周部に取付けられた半径方向内周部、前記分割体の外周スプラインに当接する軸線方向側部および前記第１のディスクプレートの内周部に当接する半径方向外周部を有する第１の環状摩擦材と、前記第２のディスクプレートと前記分割体の外周スプラインとの間に介装された第２の環状摩擦材とを含んで構成され、前記押し付け部材が、前記第２のディスクプレートとの第２の環状摩擦材との間に介装され、前記第２の環状摩擦材を前記分割体の外周スプラインに押圧することにより、前記第１の摩擦部材の外周部を前記第１のディスクプレートの内周部に押し付けるように構成され、前記第１の環状摩擦材の半径方向外周部にテーパ面が形成されるものから構成されている。

【００４１】

この捩り振動減衰装置は、第１の環状摩擦材の半径方向外周部にテーパ面が形成され、このテーパ面に第１のディスクプレートの内周部が当接するので、分割体が芯ずれ方向に過度に移動した場合には、第１の環状摩擦材がテーパ面に沿って分割体と共に軸線方向に移動してしまう。

【００４２】

このため、第２の環状摩擦材と第２のディスクプレートとの間の軸線方向の隙間が小さくなってしまい、第２の環状摩擦材と第２のディスクプレートとの間に介装された押し付け部材が軸線方向に過度に撓んでしまう。このため、押し付け部材が疲弊してしまい、押し付け部材の耐久性が悪化してしまうおそれがある。

【００４３】

これに加えて、分割体が軸線方向に移動すると、分割体の外周スプラインと外周回転部材の内周スプラインとが軸線方向にずれてしまい、外周スプラインと内周スプラインとの噛み合い幅が少なくなり、外周スプラインと内周スプラインとの面圧が局部的に高くなってしまい、外周スプラインと内周スプラインとが異常磨耗してしまうおそれがある。

【００４４】

本発明では、分割体が芯ずれ方向に過度に移動した場合には、弾性ストッパが外周回転

部材の内周部に当接することで、分割体が半径方向に過度に移動してしまうのを防止することができるので、第１の環状摩擦材が軸線方向に移動するのを抑制できる。

【００４５】

このため、押し付け部材が軸線方向に過度に撓んで疲弊してしまうのを防止することができる。これに加えて、外周スプラインと内周スプラインとが軸線方向にずれてしまうのを防止して外周スプラインと内周スプラインとの面圧が局部的に高くなるのを防止することができ、外周スプラインと内周スプラインとが異常磨耗してしまうのを防止することができる。

この結果、捩り振動減衰装置の耐久性が悪化してしまうのをより一層防止することができる。

【発明の効果】

【００４６】

本発明によれば、駆動源の出力回転体の回転中心軸と駆動伝達系の出力軸の回転中心軸とが半径方向に芯ずれした場合に、偏荷重が発生するのを防止することができ、耐久性が悪化するのを防止することができる捩り振動減衰装置を提供することができる。

【図面の簡単な説明】

【００４７】

【図１】本発明に係る捩り振動減衰装置の第１の実施の形態を示す図であり、捩り振動減衰装置を備えたクラッチ機構の断面図である。

【図２】本発明に係る捩り振動減衰装置の第１の実施の形態を示す図であり、捩り振動減衰装置の正面図である。

【図３】本発明に係る捩り振動減衰装置の第１の実施の形態を示す図であり、図２のＡ－Ａ方向矢視断面図である。

【図４】本発明に係る捩り振動減衰装置の第１の実施の形態を示す図であり、図３の小コイルスプリング付近の拡大図である。

【図５】本発明に係る捩り振動減衰装置の第１の実施の形態を示す図であり、第１の回転部材が所定の回転位置に位置したときの第１の回転部材の断面図である。

【図６】本発明に係る捩り振動減衰装置の第１の実施の形態を示す図であり、入力軸の回転中心軸Ｏ１とクランクシャフトの回転中心軸Ｏ２が僅かに芯ずれした状態で第１の回転部材が所定の回転位置に位置したときの分割体の状態を示す図である。

【図７】本発明に係る捩り振動減衰装置の第１の実施の形態を示す図であり、入力軸の回転中心軸Ｏ１とクランクシャフトの回転中心軸Ｏ２が過度に芯ずれした状態で第１の回転部材が所定の回転位置に位置したときの分割体の状態を示す図である。

【図８】本発明に係る捩り振動減衰装置の第２の実施の形態を示す図であり、捩り振動減衰装置の要部断面図である。

【図９】本発明に係る捩り振動減衰装置の第３の実施の形態を示す図であり、第１の回転部材の断面図である。

【図１０】本発明に係る捩り振動減衰装置の第３の実施の形態を示す図であり、入力軸の回転中心軸Ｏ１とクランクシャフトの回転中心軸Ｏ２が芯ずれした状態で第１の回転部材が所定の回転位置に位置したときの分割体の状態を示す図である。

【発明を実施するための形態】

【００４８】

以下、本発明に係る捩り振動減衰装置の実施の形態について、図面を用いて説明する。

（第１の実施の形態）

図１～図７は、本発明に係る捩り振動減衰装置の第１の実施の形態を示す図であり、捩り振動減衰装置を備えたクラッチ機構を例に説明を行う。

【００４９】

まず、構成を説明する。

図１～図３において、捩り振動減衰装置１０は、第１の回転部材１１と、第１の回転部材１１と同軸上に設けられ、第１の回転部材１１に対して相対回転自在に設けられた第２

の回転部材１２と、第１の回転部材１１と第２の回転部材１２との間に介装された弾性部材としてのコイルスプリング１３とを含んで構成されている。

【００５０】

第１の回転部材１１は、内周回転部材としてのボス１６とハブプレート１９とを備えている。ボス１６の内周部には動力伝達系に含まれる変速機の入力軸１８の外周スプライン１８ａが嵌合される内周スプライン１６ａが形成されている。

なお、駆動伝達系は、変速歯車組を有する変速機、ディファレンシャル装置、ドライブシャフトおよび駆動輪までのドライブラインを含むものである。

【００５１】

また、図５に示すように、ボス１６の外周部には外周スプライン１６ｂが連続して形成されており、外周スプライン１６ｂの間にはボス１６の円周方向に沿って所定長延在する３つの外周溝１６ｃが形成されている。この外周溝１６ｃは、外周スプライン１６ｂの歯面から半径方向内方に凹むように形成されている。

【００５２】

ハブプレート１９は、ボス１６の半径方向外方に設けられており、ハブプレート１９は、半径方向内方に位置する環状部２０と、環状部２０から半径方向外方に突出する複数の突出部２１とを備えている。

【００５３】

環状部２０の内周部には内周スプライン２０ａが形成されており、この内周スプライン２０ａは、外周スプライン１６ｂに対して円周方向に所定の隙間θを介して離隔している。

【００５４】

また、環状部２０の内周部には内周スプライン２０ａの間に環状部２０の円周方向に亘って所定長延在する内周溝２０ｂが形成されており、この内周溝２０ｂは、外周溝１６ｃに半径方向に対向し、内周スプライン２０ａの歯面から半径方向外方に凹むようにして形成されている。

【００５５】

外周溝１６ｃおよび内周溝２０ｂには付勢部材としての小コイルスプリング２２が圧縮されて収納されており、小コイルスプリング２２の一端部および他端部は、それぞれスプリングシート２３ａ、２３ｂによって保持されている。なお、スプリングシート２３ａは、第１の保持部材を構成し、スプリングシート２３ｂは、第２の保持部材を構成している。

【００５６】

スプリングシート２３ａは、外周溝１６ｃおよび内周溝２０ｂの円周方向一端部に当接しているとともに、スプリングシート２３ｂは、外周溝１６ｃおよび内周溝２０ｂの円周方向他端部に当接している。

【００５７】

このため、ボス１６およびハブプレート１９は、小コイルスプリング２２の付勢力によって外周スプライン１６ｂと内周スプライン２０ａとの間に所定の隙間θを形成するようにして円周方向に弾性的に支持される。

【００５８】

小コイルスプリング２２は、コイルスプリング１３よりも低いばね剛性を有しており、ボス１６とハブプレート１９との間で発生する微小な捩り振動を吸収するようになっている。このとき、ボス１６およびハブプレート１９は、外周スプライン１６ｂおよび内周スプライン２０ａの円周方向の隙間θ分だけ相対回転する。

【００５９】

また、突出部２１は、スプリング収容孔２１Ａを介して円周方向に離隔しており、スプリング収容孔２１Ａにはコイルスプリング１３が装着されている。コイルスプリング１３の一端部は、スプリングシート２４ａを介して突出部２１の円周方向一側面に当接しているとともに、コイルスプリング１３の他端部は、スプリングシート２４ｂを介して突出部

２１の円周方向他側面に当接している。
【００６０】
すなわち、コイルスプリング１３は、スプリングシート２４ａ、２４ｂを介して突出部２１の円周方向一側面および他側面に当接するようにしてハブプレート１９に装着されている。
【００６１】
また、図１において上下方向に位置するコイルスプリング１３にはトーションダンパ２５が内蔵されており、このトーションダンパ２５は、スプリングシート２４ａ、２４ｂの間に位置している。
【００６２】
このトーションダンパ２５は、コイルスプリング１３が所定量以上圧縮した状態にあるときに、スプリングシート２４ａ、２４ｂに当接して弾性変形することにより、コイルスプリング１３が過度に圧縮されるのを抑制してコイルスプリング１３を保護するようになっている。
【００６３】
一方、図１～図４に示すように、第２の回転部材１２は、ディスクプレート２６、２７、クラッチディスク２８、第１のヒステリシストルク発生部材２９および第２のヒステリシストルク発生部材３０と備えている。
【００６４】
ディスクプレート２６、２７は、ボス１６およびハブプレート１９の軸線方向両側に配設されており、ディスクプレート２６、２７は、半径方向外周側でリベット３１によって互いに連結されている。このため、ディスクプレート２６、２７は、一体回転自在となっている。なお、本実施の形態で用いられる軸線方向とは、入力軸１８の回転中心軸と同方向である。
【００６５】
本実施の形態では、ディスクプレート２６が第１のディスクプレートを構成し、ディスクプレート２７が第２のディスクプレートを構成している。
【００６６】
ディスクプレート２６、２７にはスプリング収容孔２１Ａに対向してそれぞれ複数の窓孔３２、３３が形成されており、スプリング収容孔２１Ａおよび窓孔３２、３３の内部においてコイルスプリング１３が圧縮されている。
【００６７】
また、ディスクプレート２６、２７の窓孔３２、３３の円周方向両端部の閉止端にはスプリングシート２４ａ、２４ｂの円周方向端部が当接している。
【００６８】
このようにコイルスプリング１３は、スプリング収容孔２１Ａ、窓孔３２、３３に圧縮されて収容されることにより、ハブプレート１９とディスクプレート２６、２７との間に介装されている。
【００６９】
したがって、ハブプレート１９とディスクプレート２６、２７とが相対回転しない中立位置からハブプレート１９に対してディスクプレート２６、２７が正側に相対回転した場合と負側に相対回転した場合とでコイルスプリング１３が弾性変形することにより、ハブプレート１９とディスクプレート２６、２７との間でトルクを伝達するようになっている。
【００７０】
また、クラッチディスク２８は、環状のクッショニングプレート３４および環状の摩擦材３５ａ、３５ｂから構成されている。
クッショニングプレート３４は、ディスクプレート２６の外周部にリベット３１によって取付けられており、クッショニングプレート３４の軸線方向両側には、リベット３６により摩擦材３５ａ、３５ｂが固定されている。

【００７１】
ヒステリシストルク発生部材としての第１のヒステリシストルク発生部材２９は、１段目のヒステリシストルクを発生するものであり、第１のヒステリシストルク発生部材２９は、図４に示すように、環状摩擦材としての環状のセンタリングブッシュ３７、３８および押し付け部材としての環状のコーンスプリング３９を備えている。
【００７２】
第２のヒステリシストルク発生部材３０は、２段目のヒステリシストルクを発生するものであり、環状のスラストブッシュ４０、４１および環状のコーンスプリング４２を備えている。
【００７３】
センタリングブッシュ３７、３８およびスラストブッシュ４０、４１は、樹脂性材料から構成されている。センタリングブッシュ３７およびスラストブッシュ４０は、ディスクプレート２６に固定されている。センタリングブッシュ３８およびスラストブッシュ４１は、ディスクプレート２７に固定されており、センタリングブッシュ３７、３８およびスラストブッシュ４０、４１は、ディスクプレート２６、２７と一体回転する。
【００７４】
センタリングブッシュ３７、３８は、スラストブッシュ４０、４１に対して半径方向内方に位置してそれぞれボス１６とディスクプレート２６、２７の間に設けられており、内周部３７ａ、３８ａがボス１６の外周部に当接するとともに、外周部３７ｂ、３８ｂがディスクプレート２６、２７の内周部に形成された開口２６ａ、２７ａに当接している。
【００７５】
なお、図４では、センタリングブッシュ３８の外周部３８ｂとディスクプレート２７の開口２７ａが当接していないが、この開口２７ａは、センタリングブッシュ３８をディスクプレート２７に固定するディスクプレート２７の円周方向の一部の部位であって、図示しない円周方向の他の部位においてセンタリングブッシュ３８の外周部３８ｂとディスクプレート２７の開口２７ａが当接している。
【００７６】
このため、センタリングブッシュ３７、３８は、ボス１６の回転中心とディスクプレート２６、２７の回転中心が一致するようにボス１６とディスクプレート２６、２７の芯出しを行うことができる。
【００７７】
また、コーンスプリング３９は、センタリングブッシュ３８とディスクプレート２７との間で圧縮されており、センタリングブッシュ３８の一側面３８ｃをボス１６の外周スプライン１６ｂに押し付けている。
【００７８】
また、コーンスプリング３９によりセンタリングブッシュ３８がボス１６の外周スプライン１６ｂに押し付けられると、ディスクプレート２６と外周スプライン１６ｂとによってセンタリングブッシュ３７が軸線方向に強く挟持されるので、センタリングブッシュ３７の一側面３７ｃが外周スプライン１６ｂに押し付けられる。
【００７９】
この結果、ハブプレート１９がボス１６に対して相対回転したときに、センタリングブッシュ３７、３８の一側面３７ｃ、３８ｃがボス１６の外周スプライン１６ｂに摩擦接触することにより、１段目のヒステリシストルクが発生するようになっている。
【００８０】
スラストブッシュ４０、４１は、それぞれディスクプレート２６、２７とハブプレート１９との間に介装されており、コーンスプリング４２は、スラストブッシュ４１とハブプレート１９との間で圧縮され、スラストブッシュ４１をハブプレート１９に押圧している。
【００８１】
コーンスプリング４２の弾性率は、コーンスプリング３９の弾性率よりも大きくなって

おり、すなわち、コーンスプリング３９は、コーンスプリング４２よりも変形し易くなっている。

【００８２】

コーンスプリング４２によってスラストブッシュ４１がハブプレート１９に押圧されることにより、スラストブッシュ４０の一側面４０ａおよび他側面４０ｂがそれぞれディスクプレート２６とハブプレート１９に摩擦接触するとともに、スラストブッシュ４１の一側面４１ａがハブプレート１９に摩擦接触する。

【００８３】

このため、ボス１６およびハブプレート１９がディスクプレート２６、２７に対して一体的に相対回転したときには１段目のヒステリシストルクよりも大きい２段目のヒステリシストルクが発生するようになっている。

【００８４】

また、図１に示すように、捩り振動減衰装置１０は、クラッチハウジング５１内に設けられており、このクラッチハウジング５１は、駆動源である内燃機関と変速機との間に配置されるとともに、広く開口した内燃機関側の一端部でエンジンブロックにボルト締結され、他端部側ではトランスアクスルケースに一体に結合されている。

【００８５】

クラッチハウジング５１内には、内燃機関のクランクシャフト５２に締結されたフライホイール５３が収納されている。なお、クランクシャフト５２およびフライホイール５３は、出力回転体を構成している。

【００８６】

本実施の形態のクラッチ機構１は、内燃機関のクランクシャフト５２と変速機の入力軸１８との間に介在する乾式単板タイプの摩擦クラッチから構成されている。

【００８７】

このクラッチ機構１は、クランクシャフト５２から変速機の入力軸１８への動力伝達経路を接続するクラッチ締結状態およびその動力伝達経路を切り離すクラッチ解除状態のうち任意の一方の状態に切換え可能であるが、常時はクラッチ締結状態となり、解除操作力が加えられるときに、解除操作力に応じて解除状態あるいは半クラッチ状態になるようになっている。

【００８８】

クラッチ機構１は、フライホイール５３に隣接するクラッチディスク２８を有する捩り振動減衰装置１０と、フライホイール５３との間にクラッチディスク２８を収納するようフライホイール５３に締結されたクラッチカバー５４と、クラッチディスク２８を間に挟んでフライホイール５３に対向し、クラッチディスク２８をフライホイール５３側に押圧するプレッシャプレート５５と、プレッシャプレート５５をフライホイール５３側に付勢して両者を圧接させ、クラッチディスク２８を締結させるダイヤフラムスプリング５６とを備えている。

【００８９】

なお、ダイヤフラムスプリング５６は、ダイヤフラムスプリング５６の内周側の複数のフィンガースプリング部分で操作してクラッチ締結状態を解除させることができるようになっている。

【００９０】

ダイヤフラムスプリング５６は、自由状態ではその外周部がプレッシャプレート５５側に大きく湾曲する皿ばね状のものであり、円環状のピポットリング５６ａおよびクラッチカバー５４を介してフライホイール５３に対して一定半径位置で拘束されるとともに、ピポットリング５６ａによる拘束部位より半径方向外側でプレッシャプレート５５に圧接係合した状態でクラッチカバー５４内に組み込まれている。

【００９１】

このダイヤフラムスプリング５６は、クラッチカバー５４内に組み込まれた状態において、プレッシャプレート５５を介してクラッチディスク２８をフライホイール５３に圧接

させるように撓んだ状態となっている。
【００９２】
この状態では、内燃機関の回転トルクがクランクシャフト５２、フライホイール５３および捩り振動減衰装置１０を介して変速機の入力軸１８に伝達される。
【００９３】
スレーブシリンダ５７は、クラッチハウジング５１に固定されており、変速機の入力軸１８が挿通される貫通孔が形成されたインナーボディ５９およびインナーボディ５９の外側に配置されたアウターボディ６０を含むシリンダを備えている。
【００９４】
インナーボディ５９は、入力軸１８の回転中心軸を中心に円筒状に形成されており、クラッチハウジング５１に固定されている。アウターボディ６０は、インナーボディ５９よりも径が大きく形成されており、アウターボディ６０の端部はクラッチハウジング５１に固定されている。
【００９５】
そして、インナーボディ５９とアウターボディ６０との間には入力軸１８の回転中心軸を中心として、環状に延びる空隙部が形成されている。
【００９６】
スレーブシリンダ５７は、インナーボディ５９とアウターボディ６０との間に形成された空隙部内に配置された環状のピストン６１を備えており、ピストン６１は、空隙部内を入力軸１８の軸線方向に移動可能に設けられている。
【００９７】
そして、インナーボディ５９、アウターボディ６０およびピストン６１によって、油圧室６２が空隙部内に形成されており、油圧室６２には、作動油が充填されている。
【００９８】
油圧室６２には、図示されないマスターシリンダに接続された供給管６３が接続されており、油圧室６２内には供給管６３を介してマスダーシリンダによって加圧された作動油が供給される。
【００９９】
レリーズベアリング５８は、ピストン６１に固定されたインナーレース６４と、インナーレース６４に転動体６５を介して回転自在に連結されたアウターレース６６とを備えており、レリーズベアリング５８は、ピストン６１が入力軸１８の軸線方向に変位することで、ピストン６１と共に軸線方向に変位する。
【０１００】
このスレーブシリンダ５７は、クラッチ断続装置においては、図示しないクラッチペダルが踏み込まれてマスターシリンダにより作動油圧が発生するとき、マスターシリンダ側からの供給管６３を介して油圧室６２に作動油が供給されるようになっている。
【０１０１】
この作動油が供給管６３から油圧室６２に導入されると、ピストン６１がレリーズベアリング５８を図１中、右方に移動させることにより、レリーズベアリング５８がダイヤフラムスプリング５６のフィンガースプリング部分を押圧する。
【０１０２】
このとき、ダイヤフラムスプリング５６がピポットリング５６ａを境に半時計方向に回動することにより、プレッシャプレート５５の押圧を解除する。このため、プレッシャプレート５５がクラッチディスク２８をフライホイール５３側に押圧しなくなり、フライホイール５３から捩り振動減衰装置１０に動力が伝達されなくなる。
【０１０３】
一方、図５に示すように、ボス１６は、円周方向に３分割された分割体から構成されている。なお、以下、各分割体を分割ボス７１、７２、７３という。
【０１０４】
分割ボス７１～７３のそれぞれは、分割ボス７１～７３の円周方向一端部から円周方向

外方に突出する対向部および第１の突出部としての突出部７１ａ、７２ａ、７３ａを備えている。

【０１０５】

また、分割ボス７１～７３のそれぞれは、分割ボス７１～７３の円周方向他端部から円周方向外方に突出し、突出部７１ａ～７３ａの半径方向外方に位置して突出部７１ａ～７３ａに半径方向で対向する対向部および第２の突出部としての突出部７１ｂ、７２ｂ、７３ｂを備えており、突出部７１ａ～７３ａおよび突出部７１ｂ～７３ｂの半径方向の対向面の間には弾性体７４～７６が介装されている。

【０１０６】

具体的には、隣接する分割ボス７１～７３の突出部７１ａと突出部７３ｂとの間、突出部７３ａと突出部７２ｂとの間、突出部７２ａと突出部７１ｂとの間にはそれぞれゴム等の弾性体７４、７５、７６が介装されており、分割ボス７１～７３のそれぞれは、弾性体７４～７６が弾性変形することにより、半径方向に相対移動自在となっている。なお、弾性体７４～７６にはグリスが含有されている。

【０１０７】

また、隣接する分割ボス７１～７３の円周方向の側面は当接しており、分割ボス７１～７３は、円周方向に相対的に移動することが規制されており、分割ボス７１～７３は、入力軸１８にスプライン嵌合されて一体的に回転することになる。

【０１０８】

また、外周溝１６ｃは、分割ボス７１～７３のそれぞれに形成されており、外周溝１６ｃとハブプレート１９の環状部２０の内周溝２０ｂには小コイルスプリング２２が収納されている。

【０１０９】

また、それぞれの小コイルスプリング２２を保持するスプリングシート２３ａ、２３ｂの半径方向の外端にはゴム等の弾性ストッパ７７ａ、７７ｂ、７８ａ、７８ｂ、７９ａ、７９ｂが接着剤等によって固定されている。

【０１１０】

この弾性ストッパ７７ａ、７７ｂ、７８ａ、７８ｂ、７９ａ、７９ｂは、環状部２０の内周溝２０ｂとスプリングシート２３ａ、２３ｂの半径方向外端の間に介装されているため、分割ボス７１～７３が半径方向に所定量移動したときに、弾性ストッパ７７ａ、７７ｂ、７８ａ、７８ｂ、７９ａ、７９ｂが環状部２０の内周溝２０ｂの底面に当接することにより、分割ボス７１～７３が半径方向に所定量以上移動するのを規制するようになっている。

【０１１１】

次に、作用を説明する。

クラッチディスク２８の摩擦材３５ａ、３５ｂがプレッシャプレート５５に押圧されてフライホイール５３およびプレッシャプレート５５に摩擦接触すると、内燃機関の回転トルクがクッショニングプレート３４を介してディスクプレート２６、２７に伝達される。

【０１１２】

ニュートラルに変速したときのアイドル時には、捩り振動減衰装置１０にコイルスプリング１３を収縮させるだけの回転トルクが加わらないため、ボス１６とディスクプレート２６、２７との相対回転角度が略０となっている。

【０１１３】

ハブプレート１９は、環状部２０の内周スプライン２０ａとボス１６の外周スプライン１６ｂとの間に円周方向に所定の隙間θが形成されるため、小コイルスプリング２２の弾性変形が隙間θの距離で許容され、ボス１６とハブプレート１９とが相対回転することにより、トルク０付近の捩れ角の範囲でフラットな低剛性な捩れ特性が発生する。

【０１１４】

また、ハブプレート１９がボス１６に対して相対回転したときに、センタリングブッシュ３７、３８の一側面３７ｃ、３８ｃがボス１６に摩擦接触することにより、１段目の低

ヒステリシストルクを発生させる。
【０１１５】
このため、１段目の低剛性・低ヒステリシストルクの捩れ特性を得ることができ、捩り振動減衰装置１０に加わる内燃機関のトルク変動による微小な回転変動は、小コイルスプリング２２の収縮によってハブプレート１９とボス１６との間で緩衝されながら変速機の入力軸１８に伝達される。
【０１１６】
したがって、ニュートラルに変速したアイドル時において、無負荷状態にある変速機の歯車対からガラガラという歯打ち音、所謂、ガラ音が発生するのを抑制することができる。
【０１１７】
次に、内燃機関がＲ１方向に回転している場合において、車両の加速時に内燃機関のトルク変動が大きくなると、環状部２０の内周スプライン２０ａとボス１６の外周スプライン１６ｂとが係合して小コイルスプリング２２の弾性変形が停止され、ボス１６とハブプレート１９とが一体回転する。
【０１１８】
そして、ディスクプレート２６、２７がボス１６とハブプレート１９に対して正側（Ｒ１側）に捩れることにより、コイルスプリング１３が圧縮することにより、ボス１６およびハブプレート１９がディスクプレート２６、２７からボス１６に回転トルクを伝達する。このため、トルクの上昇率が大きくなる高剛性の捩れ特性を得ることができる。
【０１１９】
このとき、スラストブッシュ４０の一側面４０ａおよび他側面４０ｂがそれぞれディスクプレート２６とハブプレート１９に摩擦接触するとともに、スラストブッシュ４１の一側面４１ａがハブプレート１９に摩擦接触するため、大きいヒステリシストルクを得ることができる。
【０１２０】
このため、２段目の高剛性・高ヒステリシストルクの捩れ特性を得ることができ、捩り振動減衰装置１０に加わる内燃機関のトルク変動が大きい場合に、コイルスプリング１３によって内燃機関と変速機との間で振動を減衰することにより、内燃機関のトルク変動による回転変動を起振源とした捩り振動や、駆動伝達系の捩り共振によって変速歯車組の空転歯車対が衝突して生じるジャラジャラという異音、所謂、ジャラ音の抑制を図ることができる。
【０１２１】
一方、捩り振動減衰装置１０は、変速機の入力軸１８の外周スプライン１８ａにボス１６の内周スプライン１６ａがスプライン嵌合されることによって、変速機にユニット化されており、変速機は、捩り振動減衰装置１０とユニット化された状態で内燃機関に組み付けられる。
【０１２２】
このとき、組み付け時に入力軸１８の回転中心軸とクランクシャフト５２の回転中心軸が合致していないと、クラッチディスク２８がフライホイール５３に締結されたときに入力軸１８の回転中心軸とフライホイール５３の回転中心軸、すなわち、クランクシャフト５２の回転中心軸とが合致しないことになる。
【０１２３】
捩り振動減衰装置１０は、入力軸１８の外周スプライン１８ａにボス１６を構成する分割ボス７１～７３の内周スプライン１６ａがスプライン嵌合されることにより、入力軸１８と分割ボス７１～７３とが一体化されているため、ボス１６の回転中心軸が入力軸１８の回転中心軸Ｏ１となる。
【０１２４】
また、ボス１６がハブプレート１９に対して分割されているため、フライホイール５３に締結されるクラッチディスク２８、ディスクプレート２６、２７およびハブプレート１

９の回転中心軸がクランクシャフト５２の回転中心軸Ｏ２となる。

【０１２５】

本実施の形態では、図６に示すように、入力軸１８の回転中心軸Ｏ１とクランクシャフト５２の回転中心軸Ｏ２が合致しておらず、回転中心軸Ｏ２に対して回転中心軸Ｏ１が矢印方向Ｆ方向にδ１だけ半径方向に芯ずれしていた場合に、例えば、捩り振動減衰装置１０の回転中のある瞬間に芯ずれ方向に分割ボス７１が位置していた場合には、分割ボス７１が芯ずれ方向Ｆに移動する。なお、芯ずれ方向Ｆは、ディスクプレート２６、２７およびハブプレート１９の半径方向と同方向である。

【０１２６】

本実施の形態の捩り振動減衰装置１０は、ボス１６が、円周方向に分割される分割ボス７１～７３から構成されており、分割ボス７１～７３のそれぞれは、円周方向一端部から円周方向外方に突出する突出部７１ａ～７３ａと、円周方向他端部から円周方向外方に突出し、突出部７１ａ～７３ａの半径方向外方に位置して突出部７１ａ～７３ａに半径方向で対向する突出部７１ｂ～７３ｂとを含んで構成され、弾性体７４～７６が突出部７１ａ～７３ａおよび突出部７１ｂ～７３ｂの半径方向の対向面の間に介装されている。

【０１２７】

このため、内燃機関が矢印Ｒ１方向で示す回転している場合には、弾性体７４が図６に示す位置よりもＲ１方向の上流側に位置している時点において、入力軸１８が芯ずれ方向Ｆに移動すると、分割ボス７１が芯ずれ方向Ｆに移動することによって突出部７１ａによって弾性体７４が圧縮され、分割ボス７２、７３に対して分割ボス７１が半径方向外方に移動して芯ずれを吸収する。

【０１２８】

そして、捩り振動減衰装置１０が矢印Ｒ１方向に回転するのに伴い、弾性体７５、７６を順次、圧縮変形させることにより、芯ずれ方向にある分割ボス７２、７３が隣接する分割ボスに対して半径方向外方に移動して芯ずれを吸収する。

【０１２９】

ここで、分割ボス７１～７３とディスクプレート２６、２７との間にはセンタリングブッシュ３７、３８が介装されており、分割ボス７１～７３とセンタリングブッシュ３７、３８との間には半径方向にガタ（隙間）がある。

【０１３０】

なお、図６、図７において、分割ボス７１の移動状態を分かり易く説明するために、入力軸１８の回転中心軸Ｏ１とクランクシャフト５２の回転中心軸Ｏ２の芯ずれを大きく描いているが、実際の芯ずれ量は、数百μ程度であり、分割ボス７１は、センタリングブッシュ３７、３８とボス１６の間の半径方向のガタの範囲で半径方向に移動する。

【０１３１】

このため、入力軸１８の回転中心軸Ｏ１とクランクシャフト５２の回転中心軸Ｏ２との芯ずれ量δ１が分割ボス７１～７３とセンタリングブッシュ３７、３８とのガタの範囲内であれば、図６に示すように、分割ボス７１が芯ずれ方向Ｆに移動することにより、芯ずれ方向Ｆに発生する入力荷重を緩和して偏荷重が発生するのを防止することができる。

【０１３２】

したがって、分割ボス７１～７３と入力軸１８とが芯ずれ方向Ｆに強い面圧で接触するのを防止して入力軸１８と分割ボス７１～７３の結合部が異常磨耗すること等を防止することができる。

【０１３３】

一方、図７に示すように、入力軸１８の回転中心軸Ｏ１とクランクシャフト５２の回転中心軸Ｏ２との芯ずれ量δ２が分割ボス７１～７３とセンタリングブッシュ３７、３８とのガタよりも大きい場合には、すなわち、入力軸１８の回転中心軸Ｏ１とクランクシャフト５２の回転中心軸Ｏ２との芯ずれ量δ２が過度に大きい場合には、分割ボス７１が芯ずれ方向Ｆに移動したときに、分割ボス７１の芯ずれ方向Ｆへの移動量が大きくなる。

【０１３４】

本実施の形態では，小コイルスプリング２２を保持するスプリングシート２３ａ、２３ｂの半径方向の外端に弾性ストッパ７７ａ、７７ｂ、７８ａ、７８ｂ、７９ａ、７９ｂを設けているので、図７に示すように、入力軸１８の回転中心軸Ｏ１とクランクシャフト５２の回転中心軸Ｏ２が過度に芯ずれした場合には、弾性ストッパ７７ａ、７７ｂがハブプレート１９の内周溝２０ｂの底面に当接する。

【０１３５】

このため、分割ボス７２、７３に対して分割ボス７１が芯ずれ方向に移動したときに、弾性ストッパ７７ａ、７７ｂがハブプレート１９の内周溝２０ｂの底面に当接することで、分割ボス７１が芯ずれ方向Ｆに過度に移動してしまうのを防止することができ、過度な芯ずれを規制することができる。

【０１３６】

このため、分割ボス７１の外周部とセンタリングブッシュ３７、３８の内周部との間に過大な偏荷重が発生するのを防止して分割ボス７１の外周部とセンタリングブッシュ３７、３８の内周部とが異常磨耗することを防止することができる。

【０１３７】

また、隣接する分割ボス７１～７３には半径方向に弾性変形する弾性体７４～７６が介装されているので、図７において、弾性ストッパ７７ａ、７７ｂがハブプレート１９の内周部に当接したときに、弾性体７４、７６が緩衝体となることで入力軸１８と分割ボス７１との結合部に偏荷重が発生するのを抑制することができる。

【０１３８】

また、図７に示すように、過度な芯ずれが発生したときには、弾性ストッパ７７ａ、７７ｂがハブプレート１９の内周溝２０ｂの底面に当接することで分割ボス７１の外周部とハブプレート１９の内周部、すなわち、外周スプライン１６ｂとハブプレート１９との内周部および内周スプライン２０ａと分割ボス７１の外周部とが接触するのを防止することができるので、結果的に、分割ボス７１～７３の外周部とハブプレート１９の結合部が異常磨耗することも防止することができる。

以上の結果、捩り振動減衰装置１０の耐久性が悪化するのを防止することができる。

【０１３９】

また、クラッチディスク２８がフライホイール５３から離脱すると、弾性体７４～７６が圧縮状態から元の状態に復帰するため、芯ずれ方向Ｆに移動していた分割ボス７１～７３が半径方向内方に移動する。

【０１４０】

このため、入力軸１８の回転中心軸Ｏ１と分割ボス７１～７３の回転中心軸が合致するように分割ボス７１～７３が元の状態（図５に示す状態）に復帰する。

なお、本実施の形態では、ボス１６が３分割された分割ボス７１～７３から構成されているが、ボス１６は、２分割または４分割以上に分割された分割体から構成されてもよい。

【０１４１】

（第２の実施の形態）

図８は、本発明に係る捩り振動減衰装置の第２の実施の形態を示す図である。

本実施の形態では、第１のヒステリシストルク発生部材の構成が第１の実施の形態と異なり、その他の構成は、第１の実施の形態と同一であるため、第１の実施の形態と同一の構成には同一番号を付して説明を省略する。

また、本実施の形態では、第１の実施の形態と同一の構成については、第１の実施の形態に対応する図面を用いて説明を行う。

【０１４２】

図８において、ヒステリシストルク発生部材としての第１のヒステリシストルク発生部材８１は、１段目のヒステリシストルクを発生するものであり、第１の環状摩擦材としての環状のセンタリングブッシュ８２、第２の環状摩擦材としてのスラストブッシュ８３および押し付け部材としての環状のコーンスプリング８４を備えている。

【０１４３】
センタリングブッシュ８２およびスラストブッシュ８３は、樹脂性材料から構成されており、センタリングブッシュ８２は、分割ボス７１～７３から構成されるボス１６の外周部に固定され、ボス１６と一体回転するようになっている。
【０１４４】
センタリングブッシュ８２は、ボス１６の外周部に取付けられた半径方向の内周部８２ａと、ボス１６の外周スプライン１６ｂに当接する軸線方向の側部８２ｂおよびディスクプレート２６の内周部に当接する半径方向の外周部を備えており、外周部にテーパ面８２ｃが形成されている。
【０１４５】
ディスクプレート２６の内周部にはテーパ面８２ｃと同一の傾斜角に折り曲げられた折り曲げ部２６ｂが形成されており、この折り曲げ部２６ｂは、テーパ面８２ｃに当接している。
【０１４６】
すなわち、センタリングブッシュ８２は、スラストブッシュ４０に対して半径方向内方に位置してそれぞれボス１６とディスクプレート２６の間に設けられており、センタリングブッシュ８２は、ボス１６の回転中心とディスクプレート２６、２７の回転中心が一致するようにボス１６とディスクプレート２６、２７の芯出しを行うことができる。
【０１４７】
スラストブッシュ８３は、ディスクプレート２７とボス１６の外周スプライン１６ｂとの間に介装されている。コーンスプリング８４は、スラストブッシュ８３とディスクプレート２７との間で軸線方向に圧縮されており、コーンスプリング８４は、スラストブッシュ８３をボス１６の外周スプライン１６ｂに押し付けることにより、センタリングブッシュ８２のテーパ面８２ｃをディスクプレート２６の折り曲げ部２６ｂに押し付けるようになっている。
【０１４８】
また、コーンスプリング４２の弾性率は、コーンスプリング８４の弾性率よりも大きくなっており、すなわち、コーンスプリング８４は、コーンスプリング４２よりも変形し易くなっている。
【０１４９】
このようにセンタリングブッシュ８２のテーパ面８２ｃがディスクプレート２６の折り曲げ部２６ｂに摩擦接触するとともに、スラストブッシュ８３がボス１６の外周スプライン１６ｂに摩擦接触することにより、ハブプレート１９がディスクプレート２６、２７と共にボス１６に対して相対回転したときに、１段目の低ヒステリシストルクが発生するようになっている。
【０１５０】
次に、作用を説明する。
入力軸１８の回転中心軸Ｏ１とクランクシャフト５２の回転中心軸Ｏ２との芯ずれ量δ１が分割ボス７１～７３とセンタリングブッシュ３７、３８とのガタの範囲内であれば、図６に示すように、分割ボス７１が芯ずれ方向Ｆに移動することにより、芯ずれ方向に発生する入力荷重を緩和して偏荷重が発生するのを防止することができる。
【０１５１】
したがって、分割ボス７１～７３と入力軸１８とが芯ずれ方向Ｆに強い面圧で接触するのを防止して入力軸１８と分割ボス７１～７３の結合部が異常磨耗すること等を防止することができる。
【０１５２】
一方、図７に示すように、入力軸１８の回転中心軸Ｏ１とクランクシャフト５２の回転中心軸Ｏ２との芯ずれ量δ２が分割ボス７１～７３とセンタリングブッシュ８２およびスラストブッシュ８３とのガタよりも大きい場合には、すなわち、入力軸１８の回転中心軸Ｏ１とクランクシャフト５２の回転中心軸Ｏ２との芯ずれ量δ２が過度に大きい場合には

、分割ボス７１が芯ずれ方向に移動したときに、分割ボス７１の芯ずれ方向への移動量が大きくなる。

【０１５３】

本実施の形態のセンタリングブッシュ８２は、外周部にテーパ面８２ｃが形成され、このテーパ面８２ｃにディスクプレート２６の折り曲げ部２６ｂが当接するので、分割ボス７１が芯ずれ方向に過度に移動した場合には、センタリングブッシュ８２がテーパ面８２ｃに沿って分割ボス７１～７３と共に軸線方向に移動してしまう。

【０１５４】

このため、スラストブッシュ８３とディスクプレート２７との間の軸線方向の隙間が小さくなってしまい、スラストブッシュ８３とディスクプレート２７との間に介装されたコーンスプリング８４が軸線方向に過度に撓んでしまう。

【０１５５】

また、フライホイール５３からクラッチディスク２８が離隔してクラッチが解除されると、芯ずれ方向Ｆ２に移動していた分割ボス７１～７３が弾性体７４～７６に付勢されて元の状態に復帰するので、コーンスプリング８４の異常変形が解消され、センタリングブッシュ８２がコーンスプリング８４に付勢されて軸線方向で元の位置に戻る。

【０１５６】

すなわち、クラッチが締結されるときにコーンスプリング８４が異常変形し、クラッチが解除されると元の状態に復帰する動作が繰り返されることになり、コーンスプリング８４の金属疲労が発生してしまう。

【０１５７】

これに加えて、分割ボス７１～７３が軸線方向に移動すると、分割ボス７１～７３の外周スプライン１６ｂとハブプレート１９の内周スプライン２０ａとが軸線方向にずれてしまい、外周スプライン１６ｂと内周スプライン２０ａとの噛み合い幅が少なくなり、外周スプライン１６ｂと内周スプライン２０ａとの面圧が局部的に高くなってしまい、外周スプライン１６ｂと内周スプライン２０ａとが異常磨耗してしまうおそれがある。

【０１５８】

本実施の形態では、図７に示すように、例えば、分割ボス７１が芯ずれ方向Ｆに過度に移動した場合には、弾性ストッパ７７ａ、７７ｂがハブプレート１９の内周部に当接することで、分割ボス７１が芯ずれ方向Ｆに過度に移動してしまうのを防止することができるので、センタリングブッシュ８２が軸線方向に移動するのを抑制できる。

【０１５９】

このため、コーンスプリング８４が軸線方向に過度に撓んだり、元の状態に復帰することの繰り返しによる金属疲労が発生するのを防止することができ、コーンスプリング８４の耐久性が低下してしまうのを防止することができる。

【０１６０】

このため、１段目のヒステリシストルクを十分に出すことができ、ガラ音を抑制してＮＶ（Noise and Vibration）性能が低下するのを防止することができる。

【０１６１】

これに加えて、外周スプライン１６ｂと内周スプライン２０ａとが軸線方向にずれてしまうのを防止して外周スプライン１６ｂと内周スプライン２０ａとの面圧が局部的に高くなるのを防止することができ、外周スプライン１６ｂと内周スプライン２０ａとが異常磨耗してしまうのを防止することができる。

以上の結果、捩り振動減衰装置１０の耐久性が悪化するのを防止することができる。

【０１６２】

（第３の実施の形態）

図９、図１０は、本発明に係る捩り振動減衰装置の第３の実施の形態を示す図である。

本実施の形態では、第１の回転部材の構成が第１の実施の形態と異なり、その他の構成は、第１の実施の形態と同一であるため、第１の実施の形態と同一の構成には同一番号を付して説明を省略する。

【０１６３】
図９において、第１の回転部材９１は、内周回転部材と外周回転部材とが一体的に形成されたものであり、ボス９２およびボス９２から半径方向外方に突出する複数の突出部９３から構成されている。
【０１６４】
ボス９２の内周部には変速機の入力軸１８の外周スプライン１８ａが嵌合される内周スプライン９２ａが形成されている。
【０１６５】
突出部９３は、スプリング収容孔９３Ａを介して円周方向に離隔しており、スプリング収容孔９３Ａにはコイルスプリング１３およびスプリングシート２４ａ、２４ｂが装着されるようになっている。
【０１６６】
ボス９２は、円周方向に４分割された分割体としての分割体９４、９５、９６、９７から構成されている。分割体９４～９７のそれぞれは、分割体９４～９７の円周方向一端部から円周方向外方に突出する対向部および第１の突出部としての突出部９４ａ、９５ａ、９６ａ、９７ａを備えている。
【０１６７】
また、分割体９４～９７のそれぞれは、分割体９４～９７の円周方向他端部から円周方向外方に突出し、突出部９４ａ～９７ａの半径方向外方に位置して突出部９４ａ～９７ａに半径方向で対向する対向部および第２の突出部としての突出部９４ｂ、９５ｂ、９６ｂ、９７ｂとを備えており、突出部９４ａ～９７ａおよび突出部９４ｂ～９７ｂの半径方向の対向面の間には弾性体９８、９９、１００、１０１が介装されている。
【０１６８】
具体的には、分割体９４～９７の突出部９４ａと突出部９５ｂとの間、突出部９５ａと突出部９６ｂとの間、突出部９６ａと突出部９７ｂとの間、突出部９７ａと突出部９４ｂとの間にはそれぞれゴム等の弾性体９８～１０１が介装されており、分割体９４～９７のそれぞれは、弾性体９８～１０１が弾性変形することにより、半径方向に相対移動自在となっている。
【０１６９】
また、隣接する分割体９４～９７の円周方向の側面は、当接しているため、分割体９４～９７は、円周方向に相対移動することが規制されており、分割体９４～９７は、入力軸１８にスプライン嵌合されて一体的に回転することになる。なお、弾性体９８～１０１にはグリスが含有されている。
【０１７０】
次に、作用を説明する。
図１０に示すように、入力軸１８の回転中心軸Ｏ１とクランクシャフト５２の回転中心軸Ｏ２が合致しておらず、回転中心軸Ｏ２に対して回転中心軸Ｏ１が矢印方向Ｂ方向にδ３だけ半径方向にずれていた場合に、例えば、捩り振動減衰装置１０の回転中のある瞬間に芯ずれ方向に分割体９４が位置していた場合には、分割体９４が半径方向外方に移動する。
【０１７１】
このため、内燃機関が矢印Ｒ１方向で示す回転している場合には、弾性体９８が図１０に示す位置よりもＲ１方向の上流側に位置している時点において、入力軸１８が芯ずれ方向に移動すると、半径方向内方に位置する分割体９４が芯ずれ方向Ｆに移動することによって突出部９４ａによって弾性体９８が圧縮され、分割体９５～９７に対して分割体９４が半径方向外方に移動して芯ずれを吸収する。
【０１７２】
そして、捩り振動減衰装置１０が矢印Ｒ１方向に回転するのに伴い、弾性体９９、１００、１０１を順次、圧縮変形させることにより、芯ずれ方向Ｆにある分割体９５～９７が隣接する分割体に対して芯ずれ方向Ｆ３に移動して芯ずれを吸収する。

このため、芯ずれ方向Ｆ３に発生する入力荷重を緩和して偏荷重が発生するのを防止することができる。

【０１７３】

したがって、ボス９２の内周スプライン９２ａと入力軸１８の外周スプライン１８ａとが芯ずれ方向Ｆに強い面圧で接触するのを防止して、入力軸１８と分割体９４～９７のボス９２の結合部が異常磨耗すること等を防止することができ、捩り振動減衰装置１０の耐久性が悪化するのを防止することができる。

また、本実施の形態では、分割体９４～９７が突出部９３を境にして分割されているため、分割体９４～９７が半径方向に芯ずれした場合に、コイルスプリング１３が半径方向に撓むように変形するのを防止することができる。

【０１７４】

なお、本実施の形態では、捩り振動減衰装置１０をクラッチ機構１に適用しているが、これに限らず、車両の駆動伝達系に設けられる捩り振動減衰装置であれば何でもよい。例えば、ハイブリッド車両にあっては、内燃機関の出力軸と、電動機と車輪側出力軸とに動力を分割する動力分割機構との間に介装されるハイブリッドダンパ等の捩り振動減衰装置に適用してもよい。

【０１７５】

また、トルクコンバータのロックアップクラッチ装置と変速歯車組の間に介装されるロックアップダンパ等の捩り振動減衰装置に適用してもよい。また、ディファレンシャルケースとディファレンシャルケースの外周部に設けられたリングギヤとの間に捩り振動減衰装置を設けてもよい。

【０１７６】

以上のように、本発明に係る捩り振動減衰装置は、駆動源の出力回転体の回転中心軸と駆動伝達系の出力軸の回転中心軸とが半径方向に芯ずれした場合に、偏荷重が発生するのを防止することができ、耐久性が悪化するのを防止することができるという効果を有し、車両等に搭載され、駆動源の出力回転体と駆動伝達系の入力軸との間で捩り振動を吸収しつつトルクを伝達するための捩り振動減衰装置等として有用である。

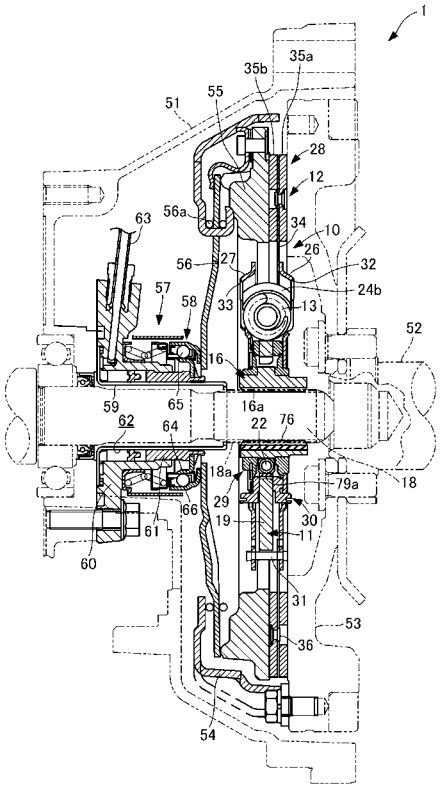
【符号の説明】

【０１７７】

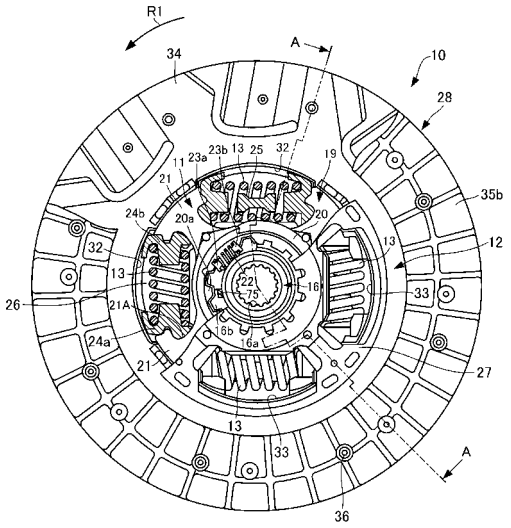
１０　捩り振動減衰装置
１１、９１　第１の回転部材
１２　第２の回転部材
１３　コイルスプリング（弾性部材）
１６　ボス
１６ａ　内周スプライン
１６ｂ　外周スプライン
１６ｃ　外周溝
１８　入力軸
１９　ハブプレート（外周回転部材）
２０ａ　内周スプライン
２０ｂ　内周溝
２２　小コイルスプリング（付勢部材）
２３ａ　スプリングシート（第１の保持部材）
２３ｂ　スプリングシート（第２の保持部材）
２６　ディスクプレート（第２の回転部材、第１のディスクプレート）
２７　ディスクプレート（第２の回転部材、第２のディスクプレート）
２８　クラッチディスク（第２の回転部材）
２９、８１　第１のヒステリシストルク発生部材（第２の回転部材、ヒステリシストルク発生部材）
３０　第２のヒステリシストルク発生部材（第２の回転部材）

３７、３８　センタリングブッシュ（環状摩擦材）
３９、８４　コーンスプリング（環状摩擦材、押し付け部材）
５２　クランクシャフト（出力回転体）
５３　フライホイール（出力回転体）
７１、７２、７３　分割ボス（分割体）
７１ａ、７２ａ、７３ａ、９４ａ、９５ａ、９６ａ、９７ａ　突出部（対向部、第１の突出部）
７１ｂ、７２ｂ、７３ｂ、９４ｂ、９５ｂ、９６ｂ、９７ｂ　突出部（対向部、第２の突出部）
７４、７５、７６、９８、９９、１００、１０１　弾性体
７７ａ、７７ｂ、７８ａ、７８ｂ、７９ａ、７９ｂ　弾性ストッパ
８２　センタリングブッシュ（環状摩擦材、第１の環状摩擦材）
８２ａ　内周部（半径方向内周部）
８２ｂ　側部（軸線方向側部）
８２ｃ　テーパ面（軸線方向外周部）
８３　スラストブッシュ（環状摩擦材、第１の環状摩擦材）
９５～９７　分割体

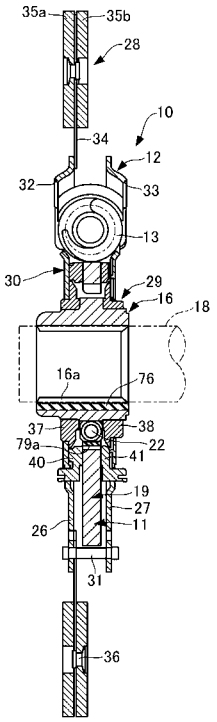
【図１】



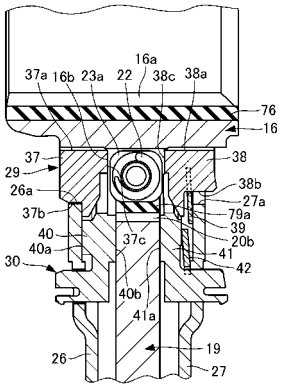
【図２】



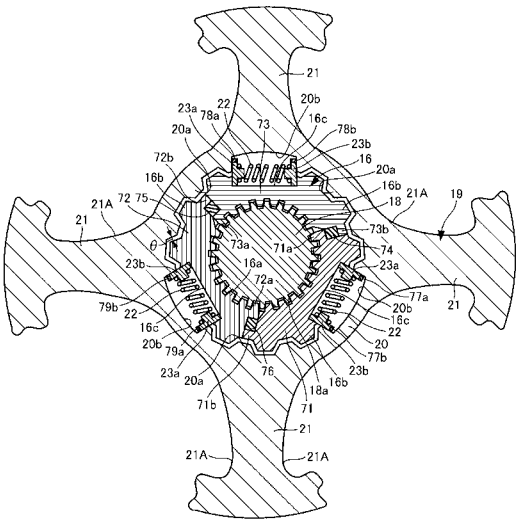
【図３】


35a
35b
28
10
34
12
32
33
13
30
29
16
18
16a
76
37
38
79a
22
40
41
19
27
26
11
31
36

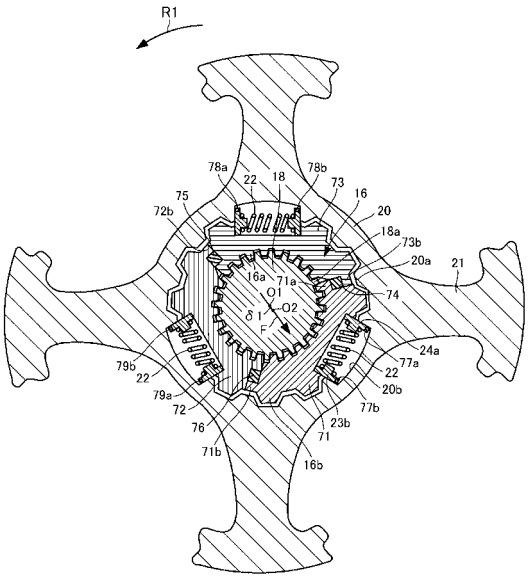
【図４】


16a
37a
16b
23a
22
38c
38a
76
16
37
38
29
26a
38b
27a
37b
79a
39
40
20b
37c
40a
41
30
42
40b
41a
19
26
27

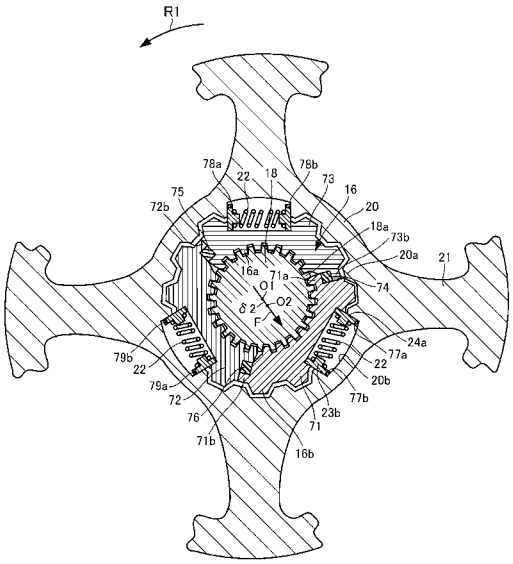
【図５】


21
20b
23a
22
78a
73
16c
78b
20a
23b
72b
16
16b
20a
21A
72
75
18
21A
19
21
θ
73b
73a
71a
74
23b
16a
23a
72a
77a
79b
22
20b
21
16c
22
20b
79a
20
77b
23a
20a
76
23b
16b
18a
71
71b
21
21A
21A

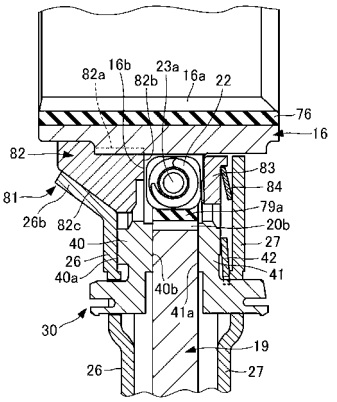
【図６】


R1
78a
78b
22
18
73
75
16
72b
20
18a
73b
20a
21
16a
71a
74
O1
O2
δ1
F
24a
79b
77a
22
22
20b
79a
72
77b
76
23b
71
71b
16b

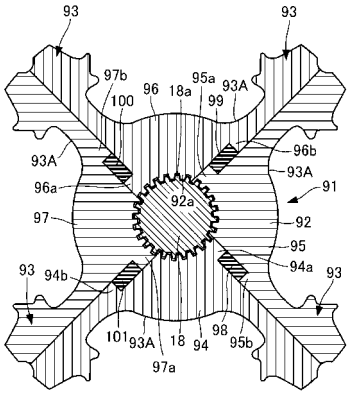
【図７】


R1
78a
22
18
78b
73
16
20
18a
73b
20a
21
75
72b
16a
71a
O1
O2
δ2
F
74
24a
77a
22
20b
77b
23b
71
16b
71b
76
72
79a
22
79b

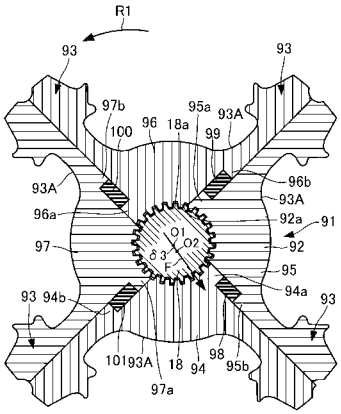
【図８】


82a
16b
82b
23a
16a
22
76
16
82
83
84
81
79a
26b
82c
20b
40
27
26
42
40a
41
40b
41a
30
19
26
27

【図９】


93
93
97b
96
18a
95a
93A
100
99
96b
93A
93A
96a
91
92a
97
92
95
94a
93
93
94b
101
93A
18
94
98
95b
97a

【図１０】


R1
93
93
97b
100
96
18a
95a
93A
99
96b
93A
93A
96a
92a
91
O1
O2
δ3
F
97
92
95
94a
93
93
94b
101
93A
18
94
98
95b
97a