(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号
特許第3943849号
(P3943849)
(45)発行日　平成19年7月11日(2007.7.11)　(24)登録日　平成19年4月13日(2007.4.13)

(51)Int.Cl.　　F I
F16F 15/139 (2006.01)　　F16F 15/139 B
F16D 13/64 (2006.01)　　F16D 13/64 B
F16D 13/64 G

請求項の数 2　(全 20 頁)

(21)出願番号　特願2001-67421(P2001-67421)
(22)出願日　平成13年3月9日(2001.3.9)
(65)公開番号　特開2002-266943(P2002-266943A)
(43)公開日　平成14年9月18日(2002.9.18)
審査請求日　平成16年9月6日(2004.9.6)

(73)特許権者　000149033
株式会社エクセディ
大阪府寝屋川市木田元宮１丁目１番１号
(74)代理人　100094145
弁理士　小野　由己男
(74)代理人　100094167
弁理士　宮川　良夫
(72)発明者　橋本　恭行
大阪府寝屋川市木田元宮１丁目１番１号
株式会社エクセディ内

審査官　柏原　郁昭

最終頁に続く

(54)【発明の名称】ダンパー機構

(57)【特許請求の範囲】
【請求項１】
アイドリング回転数以上の実用回転数領域に共振回転数が存在する車両の動力伝達系に用いられるダンパー機構であって、
入力回転体と、
前記入力回転体と相対回転可能に配置された出力回転体と、
前記入力回転体と前記出力回転体とを回転方向に連結するばね部材を有し、前記入力回転体が前記出力回転体に対して回転方向駆動側に捩じれた正側と前記入力回転体が前記出力回転体に対して回転方向駆動側と反対側に捩じれた負側とを含む捩じり特性を有するダンパー部と、
前記入力回転体と前記出力回転体が相対回転し前記ばね部材の弾性力が作用すると摩擦を発生可能な摩擦機構と、前記ばね部材の弾性力を所定角度範囲内では前記摩擦機構に作用させないための回転方向隙間を、前記捩じり特性の負側でのみ確保している、摩擦抑制機構と、
を備えたダンパー機構。
【請求項２】
アイドリング回転数以上の実用回転数領域に共振回転数が存在する車両の動力伝達系に用いられるダンパー機構であって、
入力回転体と、
前記入力回転体と相対回転可能に配置された出力回転体と、

前記入力回転体と前記出力回転体とを回転方向に連結するためのばね部材を有し、捩じり特性において１段目と前記ばね部材が圧縮され前記１段目より剛性の高い２段目とを有し、前記２段目は前記入力回転体が前記出力回転体に対して回転方向駆動側に捩じれた正側と前記入力回転体が前記出力回転体に対して回転方向駆動側と反対側に捩じれた負側とにそれぞれ存在する、ダンパー機構と、

前記２段目において前記入力回転体と前記出力回転体が相対回転し前記ばね部材の弾性力が作用すると摩擦を発生可能な摩擦機構と、

前記ばね部材の弾性力を所定角度範囲内では前記摩擦機構に作用させないための回転方向隙間を、前記捩じり特性の負側２段目でのみ確保している、摩擦抑制機構と、

を備えたダンパー機構。

【発明の詳細な説明】

【０００１】

【発明の属する技術分野】

本発明は、ダンパー機構、特に、動力伝達系における捩じり振動を減衰するためのダンパー機構に関する。

【０００２】

【従来の技術】

車輌に用いられるクラッチディスク組立体は、フライホイールに連結・切断されるクラッチ機能と、フライホイールからの捩じり振動を吸収・減衰するためのダンパー機能とを有している。一般に車両の振動には、アイドル時異音（ガラ音）、走行時異音（加速・減速ラトル，こもり音）及びティップイン・ティップアウト（低周波振動）がある。これらの異音や振動を取り除くことがクラッチディスク組立体のダンパーとしての機能である。

【０００３】

アイドル時異音とは、信号待ち等でシフトをニュートラルに入れ、クラッチペダルを放したときにトランスミッションから発生する「ガラガラ」と聞こえる音である。この異音が生じる原因は、エンジンアイドリング回転付近ではエンジントルクが低く、エンジン爆発時のトルク変動が大きいことにある。このときにトランスミッションのインプットギアとカウンターギアとが歯打ち現象を起こしている。

【０００４】

ティップイン・ティップアウト（低周波振動）とは、アクセルペダルを急に踏んだり放したりしたときに生じる車体の前後の大きな振れである。駆動伝達系の剛性が低いと、タイヤに伝達されたトルクが逆にタイヤ側から駆動側に伝わり、その揺り返しとしてタイヤに過大トルクが発生し、その結果車体を過渡的に前後に大きく振らす前後振動となる。

【０００５】

アイドリング時異音に対しては、クラッチディスク組立体の捩じり特性においてゼロトルク付近が問題となり、そこでの捩じり剛性は低い方が良い。一方、ティップイン・ティップアウトの前後振動に対しては、クラッチディスク組立体の捩じり特性をできるだけソリッドにすることが必要である。

【０００６】

以上の問題を解決するために、２種類のばね部材を用いることにより２段特性を実現したクラッチディスク組立体が提供されている。そこでは、捩じり特性における１段目（低捩じり角度領域）における捩じり剛性及びヒステリシストルクを低く抑えているために、アイドリング時の異音防止効果がある。また、捩じり特性における２段目（高捩じり角度領域）では捩じり剛性及びヒステリシストルクを高く設定しているため、ティップイン・ティップアウトの前後振動を十分に減衰できる。

【０００７】

さらに、捩じり特性２段目においてたとえばエンジンの燃焼変動に起因する微小捩じり振動が入力されたときに、２段目の大摩擦機構を作動させないことで、微小捩じり振動を効果的に吸収するダンパー機構も知られている。

【０００８】

【発明が解決しようとする課題】
捩じり特性２段目においてたとえばエンジンの燃焼変動に起因する微小振動が入力されたときに、２段目の大摩擦機構を作動させないためには、高剛性ばね部材が圧縮された状態で、高剛性ばね部材と大摩擦機構との間に所定角度の回転方向隙間が確保されている必要がある
この回転方向隙間の角度は、例えば０．２°～１．０°程度の微小角度であり、入力プレート（入力回転体）がスプラインハブ（出力回転体）出力側回転体に対して回転方向駆動側（正側）に捩じれた正側２段目と、その反対側（負側）に捩じれた負側２段目の両方において存在する。
【０００９】
特に、従来は回転方向隙間を構成する構造が正側２段目と負側２段目で同一の機構によって実現されているため、この回転方向隙間が捩じり特性正側と負側の両方において必ず発生し、しかもその角度の大きさが同一である。
【００１０】
しかし、車両の特性に応じて、回転方向隙間の大きさを捩じり特性の正負両側で異ならせることが好ましい場合もあり、さらには正負の片側では前記回転方向隙間を設けないことが望ましい場合も考えられる。
【００１１】
具体的には、捩じり特性の負側には、減速時共振回転数において振動のピークを低減させるために前記回転方向隙間は必要である。しかし、ＦＦ車などでは、実用回転域に共振ピークが残ることが多く、捩じり特性の正側に前記回転方向隙間を確保していると、共振回転数付近で音・振動性能が悪化する。
【００１２】
本発明の課題は、微小捩じり振動に対する低ヒステリシストルク発生隙間を有するダンパー機構の音・振動性能を向上させることにある。
【００１３】
【課題を解決するための手段】
請求項１に記載のダンパー機構は、アイドリング回転数以上の実用回転数領域に共振回転数が存在する車両の動力伝達系に用いられるダンパー機構であって、入力回転体と、出力回転体と、ダンパー部と、摩擦機構と、摩擦抑制機構とを備えている。出力回転体は、入力回転体と相対回転可能に配置されている。ダンパー部は、入力回転体と出力回転体とを回転方向に連結するばね部材を有し、入力回転体が出力回転体に対して回転方向駆動側に捩じれた正側と入力回転体が出力回転体に対して回転方向駆動側と反対側に捩じれた負側とを含む捩じり特性を有する。摩擦機構は、入力回転体と出力回転体が相対回転しばね部材の弾性力が作用すると、摩擦を発生可能である。摩擦抑制機構は、ばね部材の弾性力を所定角度範囲内では摩擦機構に作用させないための回転方向隙間を、捩じり特性の負側でのみ確保している。
【００１５】
このダンパー機構では、摩擦機構を作動させないための回転方向隙間は捩じり特性の負側にのみ設けられている。したがって、例えば実用回転域に共振ピークが残るＦＦ車などに本ダンパー機構を採用すると、正側の共振回転数付近での音・振動性能が悪化しにくい。この結果、車両の加減速ともに音・振動性能が向上する。
【００１６】
請求項２に記載のダンパー機構は、アイドリング回転数以上の実用回転数領域に共振回転数が存在する車両の動力伝達系に用いられるダンパー機構であって、入力回転体と、出力回転体と、ダンパー部と、摩擦機構と、摩擦抑制機構とを備えている。出力回転体は、入力回転体と相対回転可能に配置されている。ダンパー部は、入力回転体と出力回転体とを回転方向に連結するためのばね部材を有し、捩じり特性において、１段目と、ばね部材が圧縮され１段目より剛性の高い２段目とを有している。２段目は入力回転体が出力回転体に対して回転方向駆動側に捩じれた正側と、入力回転体が出力回転体に対して回転方向

駆動側と反対側に捩じれた負側とにそれぞれ存在する。摩擦機構は、２段目において入力回転体と出力回転体が相対回転しばね部材の弾性力が作用すると摩擦を発生可能である。摩擦抑制機構は、ばね部材の弾性力を所定角度範囲内では摩擦機構に作用させないための回転方向隙間を、捩じり特性の負側２段目でのみ確保している。

【００１８】

このダンパー機構では、摩擦機構を作動させないための回転方向隙間は捩じり特性の負側２段目にのみ設けられている。したがって、例えば実用回転域に共振ピークが残るＦＦ車などに本ダンパー機構を採用すると、正側の共振回転数付近での音・振動性能が悪化しにくい。この結果、車両の加減速ともに音・振動性能が向上する。

【００１９】

【発明の実施の形態】

図１に本発明の一実施形態のクラッチディスク組立体１の断面図を示し、図２にその平面図を示す。クラッチディスク組立体１は、車輌のクラッチ装置に用いられる動力伝達装置であり、クラッチ機能とダンパー機能とを有している。クラッチ機能とはフライホイール（図示せず）に連結及び離反することによってトルクの伝達及び遮断をする機能である。ダンパー機能とは、バネ等によりフライホイール側から入力されるトルク変動等を吸収・減衰する機能である。

【００２０】

図１においてＯ－Ｏがクラッチディスク組立体１の回転軸すなわち回転中心線である。また、図１の左側にエンジン及びフライホイール（図示せず）が配置され、図１の右側にトランスミッション（図示せず）が配置されている。さらに、図２のＲ１側がクラッチディスク組立体１の回転方向駆動側（正側）であり、Ｒ２側からその反対側（負側）である。なお、以下に示す具体的な角度の数値は各角度の相対的関係の理解を容易にするために用いられており、本発明はこれら数値には限定されない。

【００２１】

クラッチディスク組立体１は、主に、入力回転体２（クラッチプレート２１，リティーニングプレート２２，クラッチディスク２３）と、出力回転体としてのスプラインハブ３と、入力回転体２とスプラインハブ３との間に配置されたダンパー部４とから構成されている。ダンパー部４は、第１バネ７，第２バネ８及び大摩擦機構１３などを含んでいる。

【００２２】

入力回転体２はフライホイール（図示せず）からのトルクが入力される部材である。入力回転体２は、主に、クラッチプレート２１と、リティーニングプレート２２と、クラッチディスク２３とから構成されている。クラッチプレート２１とリティーニングプレート２２は共に板金製の円板状かつ環状の部材であり、軸方向に所定の間隔を空けて配置されている。クラッチプレート２１はエンジン側に配置され、リティーニングプレート２２はトランスミッション側に配置されている。クラッチプレート２１とリティーニングプレート２２は後述する板状連結部３１により互いに固定され、その結果軸方向の間隔が定められるとともに一体回転するようになっている。

【００２３】

クラッチディスク２３は、図示しないフライホイールに押し付けられる部分である。クラッチディスク２３は、クッショニングプレート２４と、第１及び第２摩擦フェーシング２５とから主に構成されている。クッショニングプレート２４は、環状部２４ａと、環状部２４ａの外周側に設けられ回転方向に並ぶ複数のクッショニング部２４ｂと、環状部２４ａから半径方向内側に延びる複数の連結部２４ｃとから構成されている。連結部２４ｃは４カ所に形成され、各々がリベット２７（後述）によりクラッチプレート２１に固定されている。クッショニングプレート２４の各クッショニング部２４ｂの両面には、摩擦フェーシング２５がリベット２６により固定されている。

【００２４】

クラッチプレート２１及びリティーニングプレート２２の外周部には、回転方向に等間隔で４つの窓孔３５がそれぞれ形成されている。各窓孔３５には、内周側と外周側にそれぞ

れ切り起こし部３５ａ，３５ｂが形成されている。この切り起こし部３５ａ，３５ｂは後述の第２バネ８の軸方向及び半径方向への移動を規制するためのものである。また、窓孔３５には、第２バネ８の端部に当接又は近接する当接面３６が円周方向両端に形成されている。

【００２５】

クラッチプレート２１及びリティーニングプレート２２には、それぞれ中心孔３７（内周縁）が形成されている。この中心孔３７内には出力回転体としてのスプラインハブ３が配置されている。スプラインハブ３は、軸方向に延びる筒状のボス５２と、ボス５２から半径方向に延びるフランジ５４とから構成されている。ボス５２の内周部には、トランスミッション側から延びる図示しないシャフトに係合するスプライン孔５３が形成されている。フランジ５４には回転方向に並んだ複数の外周歯５５及び後述の第１バネ７を収容するための切欠き５６等が形成されている。切欠き５６は半径方向に対向する２カ所に形成されている。

【００２６】

ハブフランジ６は、スプラインハブ３の外周側で、かつ、クラッチプレート２１とリティーニングプレート２２との間に配置された円板状の部材である。ハブフランジ６は、第１バネ７を介してスプラインハブ３と回転方向に弾性的に連結され、さらには第２バネ８を介して入力回転体２に弾性的に連結されている。図７～９に詳細に示すように、ハブフランジ６の内周縁には複数の内周歯５９が形成されている。

【００２７】

内周歯５９は前述の外周歯５５の間に配置され、回転方向に所定の隙間をあけて配置されている。外周歯５５と内周歯５９とは回転方向に互いに当接可能である。すなわち外周歯５５と内周歯５９とによりスプラインハブ３とハブフランジ６との捩じり角度を規制するための第１ストッパー９が形成されている。ここでいうストッパーとは、所定角度までは両部材の相対回転を許容するが、所定角度になると互いに当接しそれ以上の相対回転を禁止する構造をいう。外周歯５５とその円周方向両側の内周歯５９との間にはそれぞれ第１隙間角度θ１が確保されている。具体的には、外周歯５５から見てＲ２側の内周歯５９との間の第１隙間角度θ１ｐは８°であり、外周歯５５から見てＲ１側の内周歯５９との間の第１隙間角度θ１ｎは２°である。このように第１隙間角度θ１ｐとθ１ｎは角度の大きさが異なり、θ１ｐはθ１ｎより大きい。

【００２８】

さらに、ハブフランジ６の内周縁には、フランジ５４の切欠き５６に対応して切欠き６７が形成されている。切欠き５６，６７内には、それぞれ１つずつ合計２つの第１バネ７が配置されている。第１バネ７は低剛性のコイルスプリングであり、２つの第１バネ７は並列に作用する。第１バネ７は円周方向両端においてスプリングシート７ａを介して切欠き５６，６７の円周方向両端に係合している。以上の構造によって、スプラインハブ３とハブフランジ６とが相対回転する際には第１隙間角度θ１の範囲内で第１バネ７が回転方向に圧縮される。

【００２９】

ハブフランジ６には回転方向に等間隔で４つの窓孔４１が形成されている。窓孔４１は回転方向に長く延びる形状である。図５及び図６に示すように、窓孔４１の縁は、円周方向両側の当接部４４と、外周側の外周部４５と、内周側の内周部４６とから構成されている。外周部４５は連続して形成されており窓孔４１の外周側を閉じている。なお、窓孔４１の外周側は一部が半径方向外方に開いた形状であってもよい。ハブフランジ６において各窓孔４１の円周方向間には切欠き４２が形成されている。切欠き４２は半径方向内側から外側に向かって円周方向長さが長くなる扇形状であり、円周方向両側に縁面４３が形成されている。

【００３０】

各窓孔４１が形成された部分の半径方向外側には、突起４９が形成されている。すなわち突起４９はハブフランジ６の外周縁４８からさらに半径方向外側に延びる突起形状である

。突起４９は、回転方向に長く延びており、ストッパー面５０が形成されている。

【００３１】

第２バネ８はクラッチディスク組立体１のダンパー機構に用いられる弾性部材すなわちバネである。各第２バネ８は、同心に配置された１対のコイルスプリングから構成されている。各第２バネ８は各第１バネ７に比べて大型であり、バネ定数が大きい。第２バネ８は各窓孔４１，３５内に収容されている。第２バネ８は、回転方向に長く延びており、窓孔４１全体にわたって配置されている。第２バネ８の円周方向両端は、窓孔４１の当接部４４と当接面３６とに当接又は近接している。プレート２１，２２のトルクは第２バネ８を介してハブフランジ６に伝達され得る。プレート２１，２２とハブフランジ６とが相対回転すると、第２バネ８は両者の間で圧縮される。具体的には、第２バネ８は当接面３６とその円周方向反対側の当接部４４との間で回転方向に圧縮される。このとき４つの第２バネ８は並列に作用している。

【００３２】

リティーニングプレート２２の外周縁には、回転方向に等間隔で４カ所に板状連結部３１が形成されている。板状連結部３１は、クラッチプレート２１とリティーニングプレート２２とを互いに連結するものであり、さらに後述するようにクラッチディスク組立体１のストッパーの一部を構成している。板状連結部３１は、リティーニングプレート２２から一体に形成された板状部材であり、回転方向に所定の幅を有している。板状連結部３１は、各窓孔４１の円周方向間すなわち切欠き４２に対応して配置されている。板状連結部３１は、リティーニングプレート２２の外周縁から軸方向に延びるストッパー部３２と、ストッパー部３２の端部から半径方向内側に延びる固定部３３とから構成されている。ストッパー部３２はリティーニングプレート２２の外周縁からクラッチプレート２１側に延びている。固定部３３は、ストッパー部３２の端部から半径方向内側に折り曲げられている。ストッパー部３２は円周方向両側にストッパー面５１を有している。固定部３３の半径方向位置は窓孔４１の外周側部分に対応しており、円周方向位置は回転方向に隣接する窓孔４１の間である。この結果、固定部３３はハブフランジ６の切欠き４２に対応して配置されている。切欠き４２は固定部３３より大きく形成されており、このため組立時にリティーニングプレート２２をクラッチプレート２１に対して軸方向に移動させたときには固定部３３は切欠き４２を通って移動可能である。固定部３３はクッショニングプレート２４の連結部２４ｃに平行にかつトランスミッション側から当接している。固定部３３には孔３３ａが形成されており、孔３３ａ内には前述のリベット２７が挿入されている。リベット２７は、固定部３３とクラッチプレート２１とクッショニングプレート２４とを一体に連結している。さらに、リティーニングプレート２２において固定部３３に対応する位置にはかしめ用孔３４が形成されている。

【００３３】

次に、板状連結部３１のストッパー部３２と突起４９とからなる第２ストッパー１０について説明する。第２ストッパー１０はハブフランジ６と入力回転体２との間で隙間角度θ４までの領域で両部材の相対回転を許容し、振り角度がθ４になると両部材の相対回転を規制するための機構である。なお、この隙間角度θ４の間で第２バネ８はハブフランジ６と入力回転体２との間で圧縮される。具体的には、突起４９から見てＲ２側のストッパー部３２との間にある第４隙間角度θ４ｐは２６°であり、突起４９から見てＲ１側ストッパー部３２との間にある第４隙間角度θ４ｎは２３．５°である。このようにθ４ｐはθ４ｎと大きさが異なり、θ４ｐはθ４ｎより大きい。以上に述べたθ４ｐとθ４ｎの関係を実現するために、突起４９はストッパー部３２の円周方向間に中心位置から円周方向にずれて配置されている。

【００３４】

フリクションプレート１１は、スプラインハブ３の外周側において、クラッチプレート２１とハブフランジ６との間、及びハブフランジ６とリティーニングプレート２２との間に配置された１対のプレート部材である。フリクションプレート１１は円板状かつ環状のプレート部材であり、入力回転体２とスプラインハブ３との間でダンパー部４の一部を構

成している。フリクションプレート１１の内周縁には複数の内周歯６６が形成されている。内周歯６６はハブフランジ６の内周歯５９と軸方向に重なるように配置されている。図５～７に詳細に示すように、内周歯６６は内周歯５９に比べて円周方向幅が広く、その円周方向両側に両端がはみでている。内周歯６６は、スプラインハブ３の外周歯５５と回転方向に所定の隙間をあけて配置されている。すなわちこの隙間の範囲内でスプラインハブ３とフリクションプレート１１とは相対回転可能となっている。外周歯５５と内周歯６６とにより、スプラインハブ３とフリクションプレート１１との相対回転角度を規制する第３ストッパー１２が形成されている。第３ストッパー１２は、図７に示すように、外周歯５５と内周歯６６との間に第２隙間角度θ２の隙間を確保している。具体的には、外周歯５５から見てＲ２側の内周歯６６との間にある第２隙間角度θ２ｐは７．５°であり、外周歯５５から見てＲ１側の内周歯６６との間にある第２隙間角度θ２ｎは１．５°である。このようにθ２ｐはθ２ｎと大きさが異なり、大きい。第２隙間角度θ２ｐは第１隙間角度θ１ｐより小さく、第２隙間角度θ２ｎは第１隙間角度θ１ｎより小さい。

【００３５】

１対のフリクションプレート１１のうちリティーニングプレート２２側に配置されたフリクションプレート１１には、半径方向外側に延びる複数の突出部６１が形成されている。各突出部６１はハブフランジ６の窓孔４１の間に配置されている。窓孔４１の先端には、半円形状の位置合わせ切欠き６１ａが形成されている。この切欠き６１ａは、ハブフランジ６に形成された位置合わせ用の切欠き９８やプレート２１，２２に形成された位置合わせ用の孔に対応している。

【００３６】

１対のフリクションプレート１１同士は、複数のピン６２により相対回転不能かつ軸方向の位置決めがされている。ピン６２は、胴部と、胴部から軸方向両側に延びる頭部とから構成されている。１対のフリクションプレート１１同士はピン６２の胴部端面に軸方向から当接することによって互いに対して軸方向に接近することが制限されている。ピン６２の頭部はフリクションプレート１１に形成された孔内に挿入され自らと胴部との間にフリクションプレート１１を挟んでいる。各フリクションプレート１１とハブフランジ６との間には、それぞれスペーサ６３が配置されている。スペーサ６３は各フリクションプレート１１の内周部とハブフランジ６の内周側環状部分との間にそれぞれ配置された環状のプレート部材である。スペーサ６３にはピン６２の胴部が挿入される孔が形成されており、ピン６２と孔の係合によってスペーサ６３はフリクションプレート１１と一体回転する。スペーサ６３においてハブフランジ６に対向し当接する側の面には摩擦係数を減らすためのコーティングが施されている。ハブフランジ６にはピン６２が貫通する複数の孔６９が形成されている。ピン６２は孔６９に対して円周方向両側に所定角度だけ相対移動可能である。すなわちピン６２の胴部と孔６９の円周方向両側端面との円周方向間に第３隙間角度θ３の隙間が確保されている。これにより第４ストッパー１４が形成されている。ピン６２から見てＲ２側の孔６９端面との間には第３隙間角度θ３ｐが確保されている、ピン６２から見てＲ１側の孔６９端面との間には第３隙間角度θ３ｎが確保されている。第３隙間角度θ３ｐとθ３ｎは大きさが異なり、θ３ｐは０．５０°であり、θ３ｎは０．７０°である。なお、第３隙間角度θ３ｐの大きさは、第１隙間角度θ１ｐと第２隙間角度θ２ｐの差に等しい（θ３ｐ=θ１ｐ－θ２ｐ）。また、第３隙間角度θ３ｎの大きさは、第１隙間角度θ１ｎと第２隙間角度θ２ｎの差より大きい（θ３ｎ＞θ１ｎ－θ２ｎ）。

【００３７】

以上に述べたピン６２と孔６９との相対的位置関係は、ピン６２が図７に示す中立状態において孔６９に対してＲ２側にずれていることを意味している。より具体的にはピン６２の円周方向中心位置は孔６９の円周方向中心位置よりＲ２側に位置している。この位置関係は、ピン６２の位置を移動させること、又はハブフランジ６の孔６９の大きさを円周方向両側で変えることで実現される。

【００３８】

次に、摩擦発生機構を構成する各部材について説明する。第２摩擦ワッシャー７２は、トランスミッション側のフリクションプレート１１の内周部とリティーニングプレート２２の内周部との間に配置されている。第２摩擦ワッシャー７２は主に樹脂製の本体７４から構成されている。本体７４の摩擦面は、トランスミッション側のフリクションプレート１１のトランスミッション側面に当接している。本体７４の内周部からはトランスミッション側に係合部７６が延びている。係合部７６は、リティーニングプレート２２に対して相対回転不能に係合されるとともに軸方向に係止されている。本体７４の内周部トランスミッション側には複数の凹部７７が形成されている。本体７４とリティーニングプレート２２との間には第２コーンスプリング７３が配置されている。第２コーンスプリング７３は、第２摩擦ワッシャー７２の本体７４とリティーニングプレート２２との間で圧縮された状態で配置されている。これにより、第２摩擦ワッシャー７２の摩擦面は第１フリクションプレート１１に強く圧接されている。第１摩擦ワッシャー７９はフランジ５４とリティーニングプレート２２の内周部との間に配置されている。すなわち、第１摩擦ワッシャー７９は第２摩擦ワッシャー７２の内周側でかつボス５２の外周側に配置されている。第１摩擦ワッシャー７９は樹脂製である。第１摩擦ワッシャー７９は、主に環状の本体８１から構成されており、環状の本体８１からは複数の突起８２が半径方向外側に延びている。本体８１はフランジ５４に当接しており、複数の突起８２は第２摩擦ワッシャー７２の凹部７７に相対回転不能に係合している。これにより、第１摩擦ワッシャー７９は第２摩擦ワッシャー７２を介してリティーニングプレート２２と一体回転可能である。第１摩擦ワッシャー７９とリティーニングプレート２２の内周部との間には第１コーンスプリング８０が配置されている。第１コーンスプリング８０は第１摩擦ワッシャー７９とリティーニングプレート２２の内周部との間で軸方向に圧縮された状態で配置されている。なお、第１コーンスプリング８０の付勢力は第２コーンスプリング７３の付勢力より小さくなるように設計されている。また、第１摩擦ワッシャー７９は第２摩擦ワッシャー７２に比べて摩擦係数が低い材料から構成されている。このため、第１摩擦ワッシャー７９によって発生する摩擦（ヒステリシストルク）は第２摩擦ワッシャー７２で発生する摩擦より大幅に小さくなっている。

【００３９】

クラッチプレート２１の内周部とフランジ５４及びフリクションプレート１１の内周部との間には第３摩擦ワッシャー８５と第４摩擦ワッシャー８６が配置されている。第３摩擦ワッシャー８５及び第４摩擦ワッシャー８６は樹脂製の環状部材である。第３摩擦ワッシャー８５はクラッチプレート２１の内周縁に相対回転不能に係合し、その内周面はボス５２の外周面に摺動可能に当接している。すなわち、クラッチプレート２１は第３摩擦ワッシャー８５を介してボス５２に半径方向の位置決めをされている。第３摩擦ワッシャー８５はフランジ５４に対して軸方向エンジン側から当接している。第４摩擦ワッシャー８６は第３摩擦ワッシャー８５の外周側に配置されている。第４摩擦ワッシャー８６は環状の本体８７と、環状の本体８７から軸方向エンジン側に延びる複数の係合部８８を有している。本体８７は軸方向エンジン側のフリクションプレート１１に当接する摩擦面を有している。係合部８８はクラッチプレート２１に形成された孔内に相対回転不能に係合している。また、係合部８８はクラッチプレート２１の軸方向エンジン側面に当接する爪部を有している。第３摩擦ワッシャー８５と第４摩擦ワッシャー８６は互いに相対回転不能に係合している。なお、第３摩擦ワッシャー８５と第４摩擦ワッシャー８６は別体の部材であり、第４摩擦ワッシャー８６は第３摩擦ワッシャー８５に対して摩擦係数が高い材料から構成されている。

【００４０】

以上に述べた摩擦機構において、第２摩擦ワッシャー７２及び第４摩擦ワッシャー８６とフリクションプレート１１との間に比較的高いヒステリシストルクを発生させる大摩擦機構１３（摩擦機構）が形成されていることになる。さらに、第１摩擦ワッシャー７９及び第３摩擦ワッシャー８５と、フランジ５４との間に低ヒステリシストルクを発生する小摩擦機構１５を形成している。

【００４１】
次に、図１０を用いてクラッチディスク組立体１の構成についてさらに説明する。図１０はクラッチディスク組立体１のダンパー機構としての機械回路図である。この機械回路図は、ダンパー機構における各部材の回転方向の関係を模式的に描いたものである。したがって一体回転する部材は同一の部材として取り扱っている。
【００４２】
図１０から明らかなように、入力回転体２とスプラインハブ３との間にはダンパー部４を構成するための複数の部材が配置されている。ハブフランジ６は入力回転体２とスプラインハブ３との回転方向間に配置されている。ハブフランジ６はスプラインハブ３に第１バネ７を介して回転方向に弾性的に連結されている。また、ハブフランジ６とスプラインハブ３との間には第１ストッパー９が形成されている。第１ストッパー９における第１隙間角度θ１ｐの間で第１バネ７は圧縮可能である。ハブフランジ６は入力回転体２に対して第２バネ８を介して回転方向に弾性的に連結されている。また、ハブフランジ６と入力回転体２との間には第２ストッパー１０が形成されている。第２ストッパー１０における第４隙間角度θ４ｐの間で第２バネ８は圧縮可能となっている。以上に述べたように、入力回転体２とスプラインハブ３と直列に配置された第１バネ７と第２バネ８とにより回転方向に弾性的に連結されている。ここでは、ハブフランジ６は２種類のバネの間に配置された中間部材として機能している。また、以上に述べた構造は、並列に配置された第１バネ７及び第１ストッパー９からなる第１ダンパーと、並列に配置された第２バネ８と第２ストッパー１０からなる第２ダンパーとが、直列に配置された構造として見ることもできる。また、以上に述べた構造を入力回転体２とスプラインハブ３とを回転方向に弾性的に連結するダンパー部４として考えることができる。第１バネ７全体の剛性は第２バネ８全体の剛性よりはるかに小さく設定されている。そのため、第１隙間角度θ１までの捩り角度の範囲で第２バネ８はほとんど回転方向に圧縮されない。
【００４３】
フリクションプレート１１は、入力回転体２とスプラインハブ３との回転方向間に配置されている。フリクションプレート１１は、スプラインハブ３とハブフランジ６との間で相対回転するように配置されている。フリクションプレート１１は、スプラインハブ３との間に第３ストッパー１２を構成し、ハブフランジ６との間に第４ストッパー１４を構成している。さらに、フリクションプレート１１は、大摩擦機構１３を介して入力回転体２に回転方向に摩擦係合している。以上に述べたフリクションプレート１１は、入力回転体２，スプラインハブ３及びハブフランジ６の間に配置されることで摩擦連結機構５を構成している。
【００４４】
次に、図１０におけるダンパー機構の各隙間角度θ１ｐ～θ４ｐの関係について説明する。ここで説明する隙間角度は、スプラインハブ３から入力回転体２をＲ２側に見た各角度である。第１ストッパー９における第１隙間角度θ１ｐは第１バネ７が円周方向に圧縮される角度範囲となっており、第２ストッパー１０における第４隙間角度θ４ｐは第２バネ８が回転方向に圧縮される角度範囲となっている。第１隙間角度θ１ｐと第４隙間角度θ４ｐとの合計がクラッチディスク組立体１全体としてのダンパー機構の正側最大捩り角度である。
【００４５】
第３隙間角度θ３ｐは、第１隙間角度θ１ｐと第２隙間角度θ２ｐの差に等しくなっているため、正側２段目においては、微小捩り振動が入力された時に大摩擦機構１３を作動させないための正側２段目隙間角度は確保されないようになっている。
【００４６】
次に、図１５におけるダンパー機構の各隙間角度θ１ｎ～θ４ｎの関係について説明する。ここで説明する隙間角度は、スプラインハブ３から入力回転体２をＲ１側に見た各角度である。第１ストッパー９における第１隙間角度θ１ｎは第１バネ７が円周方向に圧縮される角度範囲を示しており、第２ストッパー１０における第４隙間角度θ４ｎは第２バネ

８が回転方向に圧縮される角度範囲を示している。第１隙間角度θ１ｎと第４隙間角度θ４ｎとの合計がクラッチディスク組立体１全体としてのダンパー機構の負側最大捩り角度である。第１隙間角度θ１ｎから第２隙間角度θ２ｎを引いた差をさらに第３隙間角度θ３ｎから引いたものが、捩り特性の負側２段目において微小捩り振動が入力された時に大摩擦機構１３を作動させないための負側２段目隙間角度θＡＣｎの大きさとなっている。負側２段目隙間角度θＡＣｎの大きさはこの実施形態では０．２°と従来に比べて大幅に小さくなっており、０．１５～０．２５°の範囲にあることが好ましい。

【００４７】

また、負側２段目隙間角度θＡＣｎは軸方向に伸びる連結部材としてのピン６２とハブフランジ６の孔６９との間に形成されるため、精度を高く保つことができる。この結果、１°未満の微小角度を実現できる。なお、孔６９は一部が開いた切り欠き形状であってもよい。

【００４８】

また、負側２段目隙間角度θＡＣｎがフリクションプレート１１と第２バネ８との間に設けられている構造にも、本発明を採用できる。

また、図１５に示すように、入力回転体２とスプラインハブ３との間には小摩擦機構１５が設けられている。小摩擦機構１５は入力回転体２とスプラインハブ３が相対回転する際には常に滑りが生じるようになっている。この実施形態では、小摩擦機構１５は主に第２摩擦ワッシャー７９及び第３摩擦ワッシャー８５によって構成されているが、他の部材によって構成されていても良い。また、小摩擦機構１５で発生するヒステリシストルクは場合によっては最大限低いことが望ましい。

【００４９】

次に、複数の機械回路図を用いてクラッチディスク組立体１におけるダンパー機構の動作を詳細に説明する。図１０～１４は、スプラインハブ３が入力回転体２に対してＲ２側に捩じれている捩じり特性正側の状態（図２０の右側）での各部材の動作や関係を説明するための図である。図１５～１９は出力回転体が入力回転体２に対してＲ１側に捩じれている捩じり特性負側の状態（図２０の左側）での各部材の動作や関係を説明するための図である。

【００５０】

図１０の中立状態からスプラインハブ３を入力回転体２に対してＲ２側に捩っていく。このとき入力回転体２はスプラインハブ３に対してＲ１側すなわち回転方向駆動側に捩れていくことになる。図１０の状態からスプラインハブ３がＲ２側に３°捩れると図１１の状態に移行する。この動作時に、第１バネ７がスプラインハブ３とハブフランジ６との間で回転方向に圧縮され、小摩擦機構１５で滑りが生じる。この結果、低剛性・低ヒステリシストルクの特性が得られる。そして、第１ストッパー９と第３ストッパー１２とでそれぞれ隙間角度が３°小さくなる。図１１の状態からさらにスプラインハブ３が４．５°捩れると図１２の状態に移行する。この動作時にも第１バネ７がスプラインハブ３とハブフランジ６との間で回転方向に圧縮され、小摩擦機構１５で滑りが生じる。図１２では、図１０の中立状態からＲ２側にθ２ｐ捩じれたため、第３ストッパー１２においてスプラインハブ３とフリクションプレート１１とが当接し、第１ストッパー９において第１ストッパー９の第１隙間角度θ１ｐから第３ストッパー１２の第２隙間角度θ２ｐを引いた隙間角度が確保されている。さらに図１２の状態からスプラインハブ３がＲ２側に０．５°（θ１ｐ－θ２ｐ）捩れると、図１３の状態に移行する。この動作中に、大摩擦機構１３において滑りが生じ、高ヒステリシストルクが発生している。そのため、低剛性・高ヒステリシストルクの領域が低剛性・低ヒステリシストルクの端に形成されている。また、フリクションプレート１１は、スプラインハブ３と一体回転し、ハブフランジ６に対してＲ２側に変位する。つまり、ピン６２は孔６９内でＲ２側に移動し、孔６９のＲ２側縁に当接する（図８）。図１３では、第１ストッパー９においてスプラインハブ３の外周歯５５とハブフランジ６の内周歯５９とが互いに当接し、第４ストッパー１４においてピン６２が孔６９のＲ２側縁に当接している。このように、フリクションプレート１１とハブフランジ

６との間に回転方向隙間は形成されていない。図１３では第１ストッパー９が当接しているため、これ以上は第１バネ７が圧縮されない。図１３の状態からさらにスプラインハブ３がＲ２側に捩れると、図１４の状態に移行する。この動作中にハブフランジ６が第２バネ８を入力回転体２との間で圧縮していく。この時、フリクションプレート１１と入力回転体２との間で滑りが生じることで、大摩擦機構１３において摩擦が発生する。この結果、高剛性・高ヒステリシストルクの特性が得られる。

【００５１】

なお、この捩り角度２段目においてフリクションプレート１１とハブフランジ６との間には回転方向隙間が確保されていないため、捩り振動が入力された場合には、第２バネ８が圧縮された状態から伸びる際にはすぐに第２バネ８の弾性力がフリクションプレート１１に作用し、その結果大摩擦機構１３において滑りが生じる。

【００５２】

次に、図１５に示す中立状態からスプラインハブ３が入力回転体２に対してＲ１側に捩れていくときの動作を説明する。このときに入力回転体２はスプラインハブ３に対してＲ２側にすなわち回転方向駆動側と反対側に捩れていくことになる。図１５に示す状態からスプラインハブ３が入力回転体２に対してＲ１側に１°捩れると、図１６の状態に移行する。この動作時にスプラインハブ３とハブフランジ６との間で第１バネ７が圧縮され、小摩擦機構１５において滑りが発生する。この結果、低剛性・低ヒステリシストルクの特性が得られる。図１６では、第１ストッパー９と第３ストッパー１２においてそれぞれ隙間角度が１°小さくなる。図１６の状態からスプラインハブ３がさらに入力回転体２に対してＲ１側に１°捩れると、図１７の状態に移行する。この動作時にもスプラインハブ３とハブフランジ６との間で第１バネ７が圧縮され、小摩擦機構１５において滑りが発生する。図１７では、図１５の中立状態からＲ１側にθ２ｎ捩じれたため、第３ストッパー１２においてスプラインハブ３とフリクションプレート１１とが互いに当接し、第１ストッパー９において第１ストッパー９の第１隙間角度θ１ｎから第３ストッパー１２の第２隙間角度θ２ｎを引いた隙間角度が確保されている。図１７の状態からスプラインハブ３が入力回転体２に対してＲ１側に０．５°（θ１ｎ－θ２ｎ）捩れると、図１８の状態に移行する。この動作中には、大摩擦機構１３において滑りが生じ、高ヒステリシストルクが発生している。そのため、低剛性・高ヒステリシストルクの領域が低剛性・低ヒステリシストルクの端に形成されている。また、フリクションプレート１１は、スプラインハブ３と一体回転し、ハブフランジ６に対して回転方向に変位する。つまり、ピン６２が孔６９内でＲ１側に移動する。図１８では、第１ストッパー９においてスプラインハブ３とハブフランジ６とが互いに当接している。このため、これ以上は第１バネ７が圧縮されない。図１８に示す状態では、第４ストッパー１４において第１隙間角度θ１ｎからθ２ｎを引いたものをさらに第３隙間角度θ３ｎから引いた負側２段目隙間角度θＡＣｎ（０．２°）が形成されている（図９）。図１８の状態からさらにスプラインハブ３が入力回転体２に対してＲ１側に捩れると、図１９の状態に移行する。この動作時に、第２バネ８が回転方向に圧縮され、同時に大摩擦機構１３で滑りが生じる。この結果、高剛性・高ヒステリシストルクの特性が得られる。なお、フリクションプレート１１はハブフランジ６と一体回転するため、図１８から図１９への移行するときにおいても第４ストッパー１４において負側２段目隙間角度θＡＣｎが確保されている。図１９の状態から捩り振動が入力されると、第２バネ８は圧縮された状態から伸縮を繰り返す。第２バネ８が伸びるときに、θＡＣｎの範囲内では第２バネ８の弾性力はフリクションプレート１１に作用せず、その結果大摩擦機構１３で滑りが生じない。すなわち負側２段目隙間角度θＡＣｎは、捩り特性負側２段目において微小捩り振動に対して大摩擦機構１３で滑りを生じさせない摩擦抑制機構として機能している。

【００５３】

次に、図２０の捩じり特性線図を参照して、具体的にクラッチディスク組立体１に各種捩り振動が入力された時の捩り特性の変化について説明する。

車両の前後振動のように振幅の大きな捩り振動が発生すると、捩り特性は正負の２段目間

で変動を繰り返す。この時２段目の高ヒステリシストルクによって車両の前後振動は速やかに減衰される。

【００５４】

次に、例えばエンジンブレーキをかけた減速時においてエンジンの燃焼変動に起因する微小捩り振動がクラッチディスク組立体１に入力されたとする。この時、図２１にしめすように、スプラインハブ３と入力回転体２とは負側２段目隙間角度θＡＣｎの範囲内で大摩擦機構１３を作用させず相対回転可能である。すなわち捩り特性線図において隙間角度θＡＣｎ範囲内では第２バネ８が作動するが、大摩擦機構１３では滑りが生じない。つりま、捩じり角度θＡＣｎの範囲では、２段目のヒステリシストルクH_2より小さなヒステリシストルクH_{AC}が得られる。ヒステリシストルクH_{AC}はヒステリシストルクH_2の１／１０程度であることが好ましい。このように、捩じり特性の負側において大摩擦機構１３を所定角度範囲内では作動させない回転方向隙間を設けたため、エンジンブレーキをかけた減速時にエンジンからの燃焼変動に対して共振回転数のピークを低くできる。

【００５５】

捩じり特性の正側において大摩擦機構１３を所定角度範囲内で作動させない回転方向隙間を設けなかったため、実用回転域に共振ピークが残ることが多いＦＦ車などの場合、共振回転数付近で音・振動性能が悪化しない。

【００５６】

このように、捩じり特性の正負両側のうち一方にのみ摩擦機構を所定角度範囲内で作動させない回転方向隙間を確保しているため、加速・減速の両方で音・振動性能が向上する。

【００５７】

本発明に係るダンパー機構は、クラッチディスク組立体以外にも採用可能である。例えば、２つのフライホイールを回転方向に弾性的に連結するダンパー機構等である。

【００５８】

【実施例】

本発明に係るダンパー機構と他のダンパー機構の構造をFF車に採用した場合の騒音レベルの比較を行った。

（１）加速時の振動レベル

図２２上部分のグラフは、４速全開加速時におけるエンジン回転速度（NE）に対するトランスミッションの回転速度変動（ΔNM）の変化を示している。図２２下部分のグラフは、４速全開加速時におけるエンジン回転速度（NE）に対する伝達率（ΔNM／ΔNE）の変化を示している。グラフにおける太い破線はエンジン回転変動を表し、二点鎖線は従来の構造（ねじり特性正側に微小ねじり角の回転方向隙間が形成されている構造）を表している。従来の構造では、２０００回転の付近で大きな共振ピークが現れており、これは大きな騒音が生じていることを意味する。

【００５９】

本発明の構造（捩じり特性正側に微小捩じり角の回転方向隙間が形成されていない構造）は、第１実施例を一点鎖線で、第２実施例を実線で表している。第１実施例の一点鎖線の構造は、ヒステリシストルクが比較的小さい構造であり、共振点におけるピークが従来の構造に対して小さくなっている。このため、図２２下部分のグラフで示すように、伝達率は共振点以外では１以下であり、共振点付近でも従来より小さくなっている。また、第２実施例の実線の構造は、ヒステリシストルクが比較的大きい構造であり、共振点におけるピークがほとんど消滅し、エンジン回転変動とほぼ同等になっている。この結果、図２２下部分のグラフで示すように、伝達率はほぼ全体にわたって１以下であり、共振点付近でも概ね１程度又はそれ以下である。

【００６０】

以上より、FF車においては、加速時には、本願発明の構造が従来の構造に比べてトランスミッションの回転変動すなわち騒音レベルを大幅に低減できることが分かる。

（２）減速時の振動レベル

図２３上部分のグラフは、４速全閉減速時におけるエンジン回転速度（NE）に対するト

ランスミッションの回転速度変動（ΔNM）の変化を示している。図２３下部分のグラフは、４速全閉減速時におけるエンジン回転速度（NE）に対する伝達率（ΔNM／ΔNE）の変化を示している。グラフにおける太い破線はエンジン回転変動を表し、捩じり特性負側に微小捩じり角の回転方向隙間が形成されていない構造は、第１実施例を一点鎖線で、第２実施例を実線で表している。第１実施例の一点鎖線の構造は、ヒステリシストルクが比較的小さい構造であり、第２実施例の実線の構造は、ヒステリシストルクが比較的大きい構造である。いずれの実施例においても、エンジン回転変動に対してトランスミッション回転速度変動やがいくぶん小さくなっている。

【００６１】

二点鎖線は、本願発明の構造に対応しており、捩じり特性負側に微小ねじり角の回転方向隙間が形成されている構造を表している。この構造では、エンジン回転変動に対してトランスミッション回転速度変動が大幅に小さくなっている。すなわち、従来の構造に比べて伝達率が大幅に小さくなっており、その特徴は２０００～４０００回転領域で顕著である。

【００６２】

以上より、FF車においては、減速時には、本願発明の構造が他の構造に比べてトランスミッションの回転変動すなわち騒音レベルを大幅に低減できることが分かる。

（３）実験結果のまとめ

以上の実験結果により、本願発明は、捩じり特性負側では従来と同様に微小ねじり角の回転方向隙間を残して減速時の騒音レベルを低く抑えつつ、捩じり特性正側で従来と異なり微小ねじり角の回転方向隙間をなくして加速時の共振ピークを低減又は消滅させている。この結果、加速・減速の両方で音・振動性能が向上し、全体として優れた振動減衰性能を有している。

【００６３】

【発明の効果】

本発明に係るダンパー機構では、捩じり特性の正負の一方にのみ摩擦機構を作動させないための回転方向隙間を確保している。したがって、車両の特性に応じて、摩擦機構を作動させないための回転方向隙間を捩じり特性の正側又は負側のいずれか一方に設けることで、加速・減速の両方で音・振動性能を向上させることができる。

【図面の簡単な説明】

【図１】クラッチディスク組立体の縦断面概略図。

【図２】クラッチディスク組立体の平面図。

【図３】図１の部分拡大図。

【図４】図１の部分拡大図。

【図５】各部分の捩り角度を説明するための平面図。

【図６】各部分の捩り角度を説明するための平面図。

【図７】各部分の捩り角度を説明するための平面図。

【図８】各部分の捩り角度を説明するための平面図。

【図９】各部分の捩り角度を説明するための平面図。

【図１０】クラッチディスク組立体のダンパー機構の機械回路図。

【図１１】クラッチディスク組立体のダンパー機構の機械回路図。

【図１２】クラッチディスク組立体のダンパー機構の機械回路図。

【図１３】クラッチディスク組立体のダンパー機構の機械回路図。

【図１４】クラッチディスク組立体のダンパー機構の機械回路図。

【図１５】クラッチディスク組立体のダンパー機構の機械回路図。

【図１６】クラッチディスク組立体のダンパー機構の機械回路図。

【図１７】クラッチディスク組立体のダンパー機構の機械回路図。

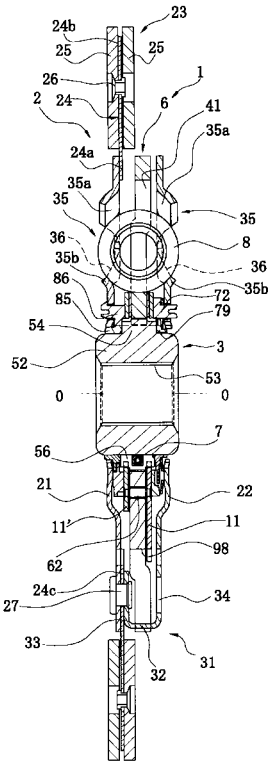
【図１８】クラッチディスク組立体のダンパー機構の機械回路図。

【図１９】クラッチディスク組立体のダンパー機構の機械回路図。

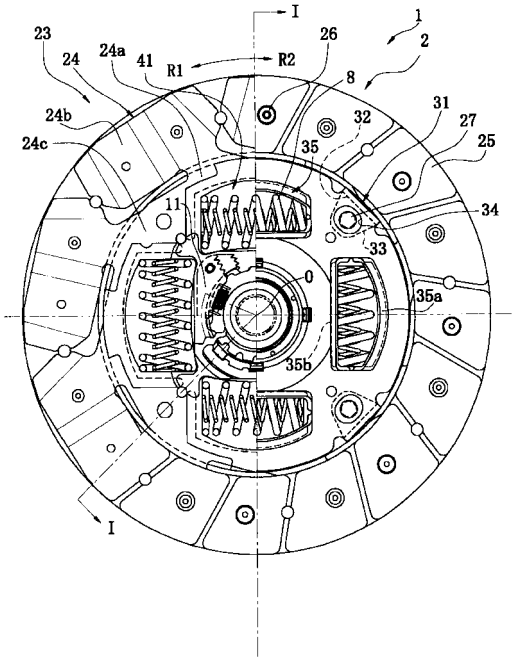
【図２０】ダンパー機構の捩じり特性線図。

【図２１】図２０の部分拡大図。
【図２２】　実験例における、４速全開加速時におけるエンジン回転速度（NE）に対するトランスミッションの回転速度変動（ΔNM）の変化を示すグラフ。
【図２３】４速全閉減速時におけるエンジン回転速度（NE）に対するトランスミッションの回転速度変動（ΔNM）の変化を示すグラフ。
【符号の説明】
１　クラッチディスク組立体
２　入力回転体
３　スプラインハブ
４　ダンパー部
５　摩擦連結機構
６　ハブフランジ
７　第１バネ
８　第２バネ（ばね部材）
９　第１ストッパー
１０　第２ストッパー
１１　中間プレート
１２　第３ストッパー
１３　大摩擦機構（摩擦機構）
１４　第４ストッパー
２１　クラッチプレート
２２　リティーニングプレート
６２　ピン
６９　孔
θＡＣｎ　負側２段目隙間角度（摩擦抑制機構）

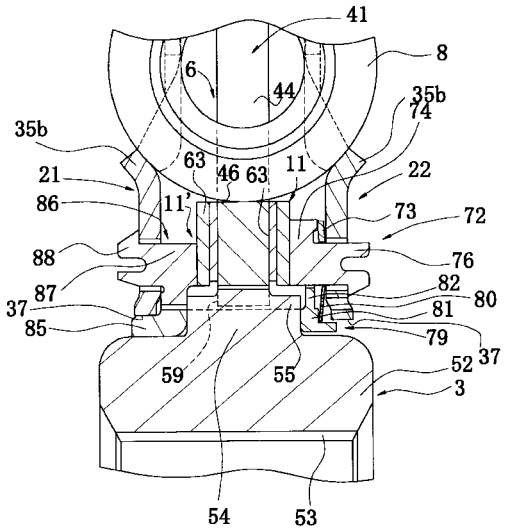
【図１】



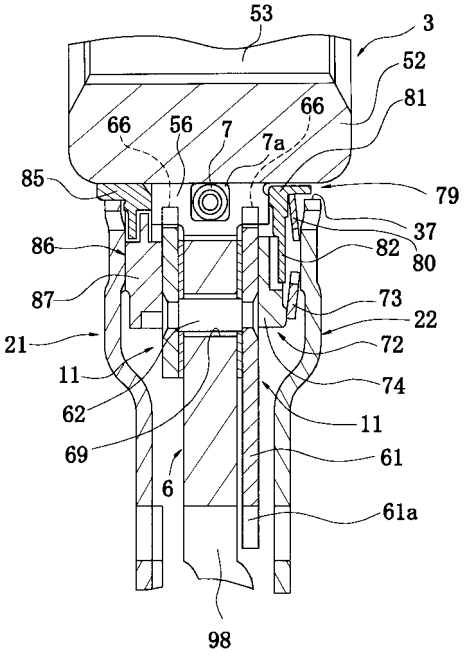
【図２】



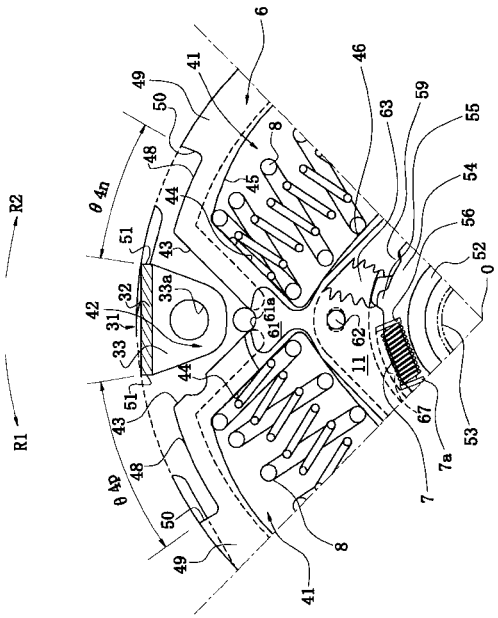
【図３】


41
8
6
44
35b
74
35b
63
46
63
11
22
21
86
11'
73
72
88
76
87
82
80
37
81
85
79
37
59
55
52
3
54
53

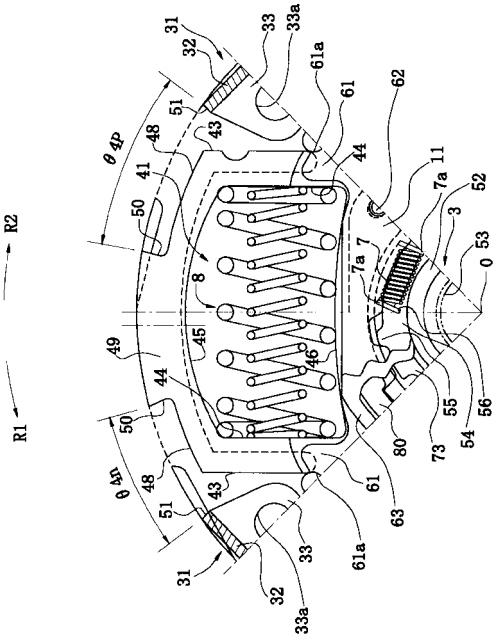
【図４】


53
3
52
81
66
66
56
7
7a
85
79
37
86
82
80
87
73
22
21
72
11
74
62
11
69
61
6
61a
98

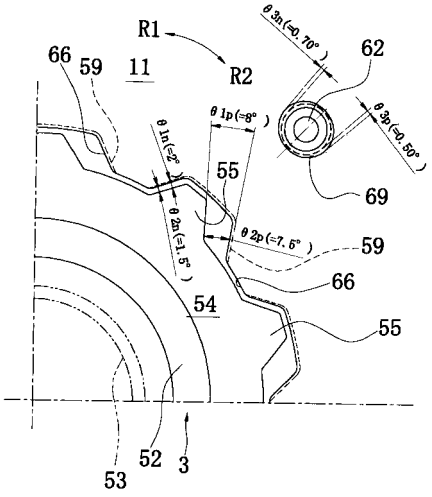
【図５】


R2
R1
θ4n
θ4p
6
41
49
50
48
44
51
43
42
32
31
33
33a
61a
45
8
46
63
59
55
54
56
52
53
62
11
67
7a
7

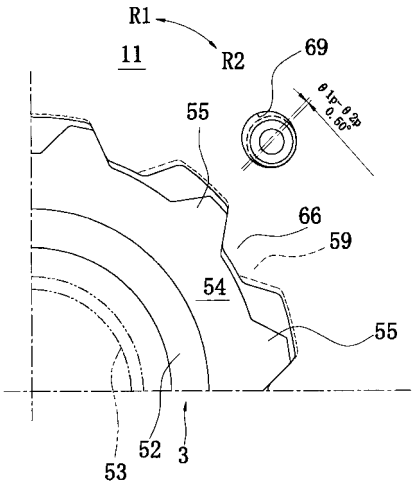
【図６】


R2
R1
θ4p
θ4n
31
32
33
33a
61a
61
62
51
43
48
41
44
50
7a
11
52
3
7
53
8
49
45
46
44
50
48
51
43
61
63
33
61a
31
32
33a
80
73
54
55
56

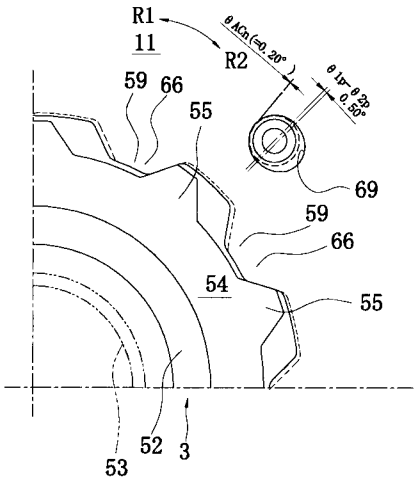
【図７】


R1
R2
11
66
59
62
θ3n(=0.70°)
θ1p(=8°)
θ1n(=2°)
θ3p(=0.50°)
55
69
θ2n(=1.5°)
θ2p(=7.6°)
59
66
54
55
53
52
3

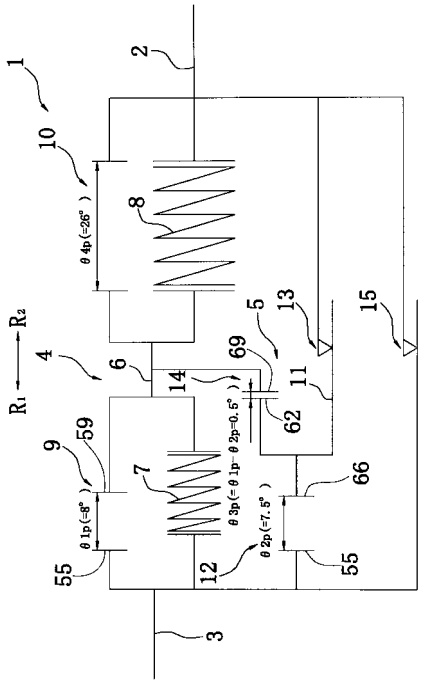
【図８】


R1
R2
11
69
θ1p-θ2p
0.50°
55
66
59
54
55
53
52
3

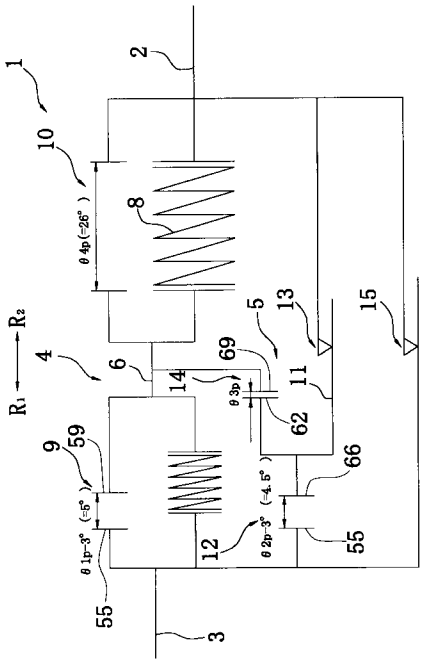
【図９】


R1
R2
11
θ4n(=0.20°)
θ1p-θ2p
0.50°
59
66
55
69
59
66
54
55
53
52
3

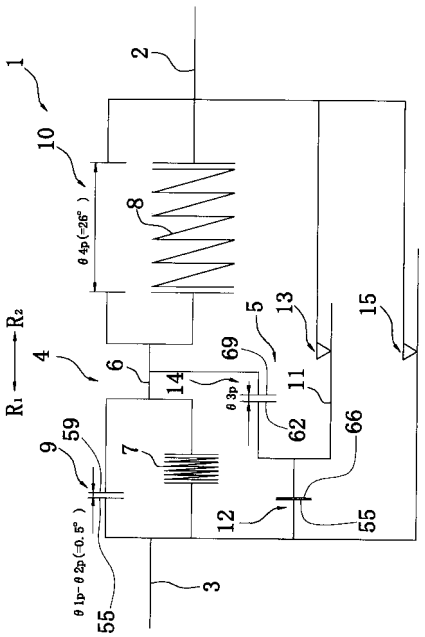
【図１０】


1
2
10
θ4p(=26°)
8
R2
R1
4
6
14
5
13
15
69
11
62
θ2p-θ1p=0.5°
59
9
7
66
θ3p(=θ1p-θ2p=0.5°)
θ1p(=8°)
θ2p(=7.5°)
55
12
55
3

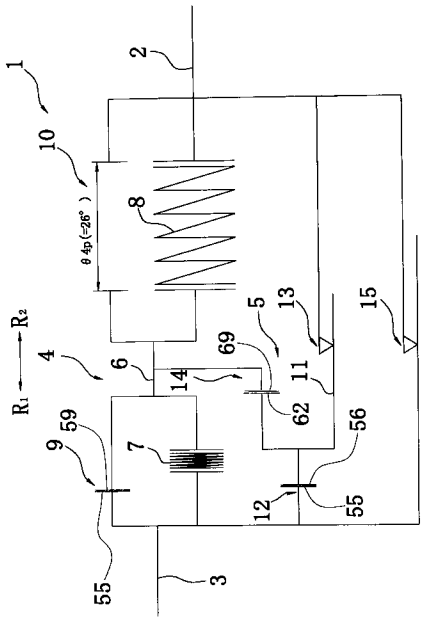
【図１１】



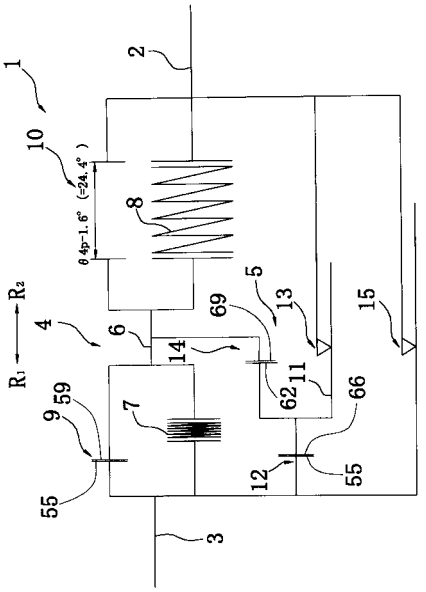
【図１２】



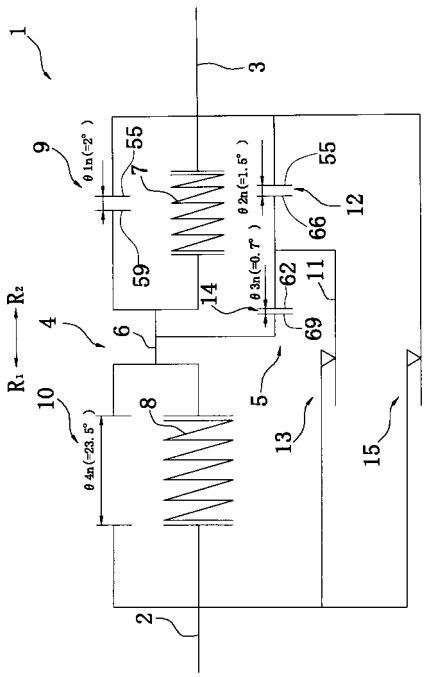
【図１３】



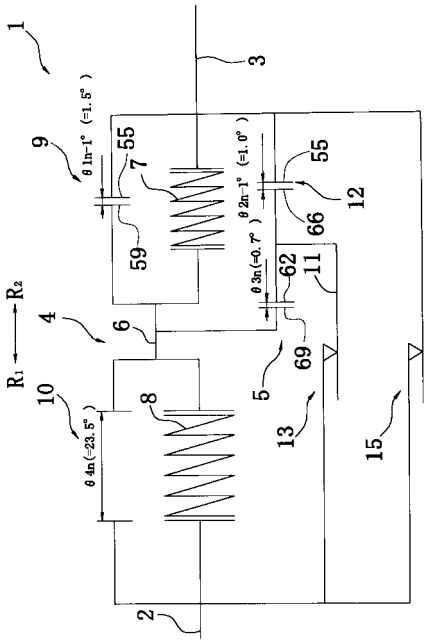
【図１４】



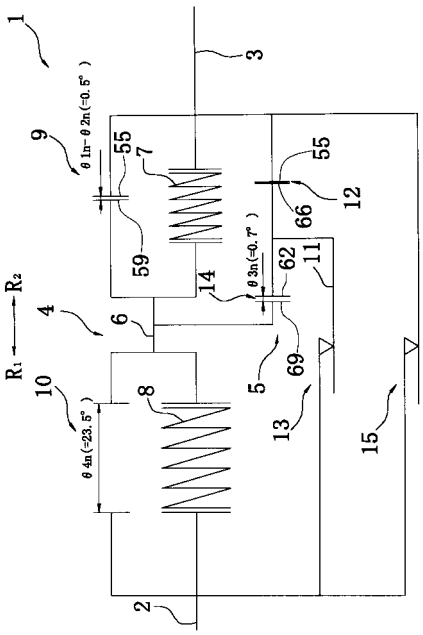
【図１５】



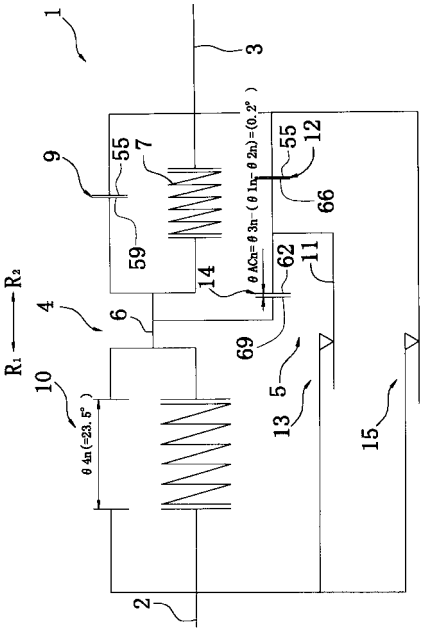
【図１６】



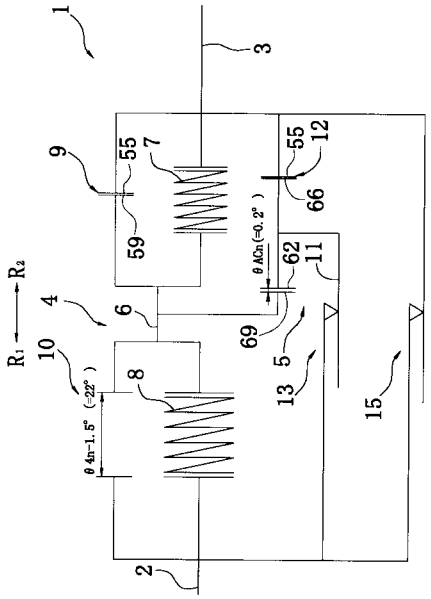
【図１７】



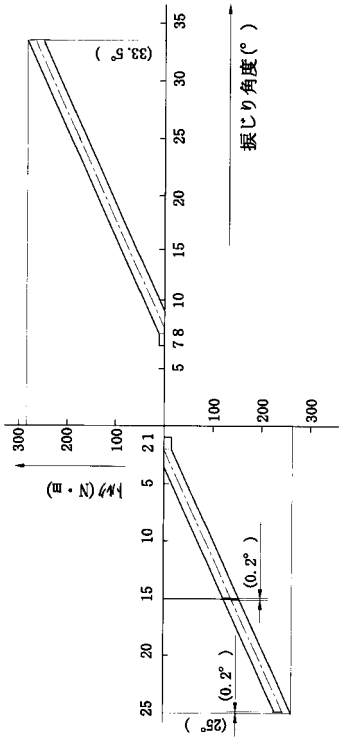
【図１８】



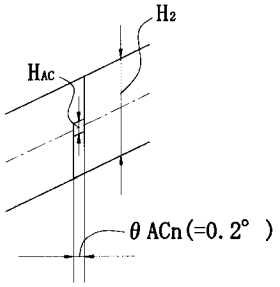
【図１９】



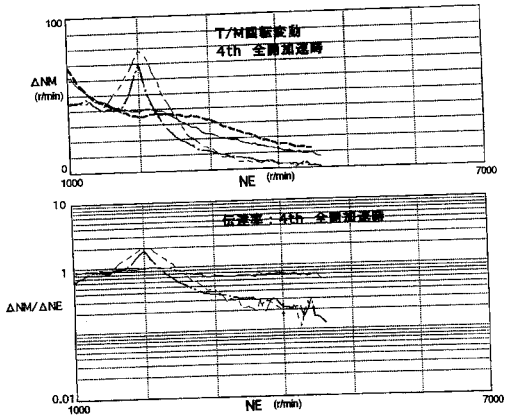
【図２０】



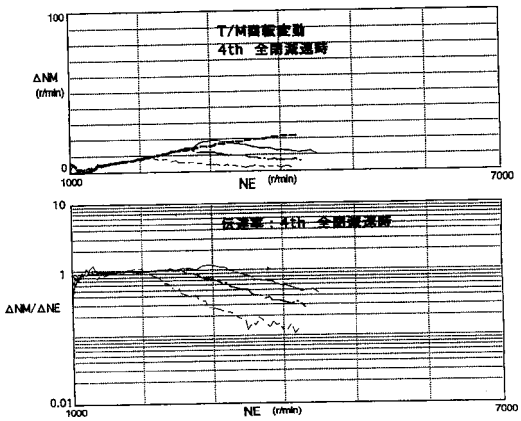
【図２１】



【図２２】



【図２３】



フロントページの続き

(56)参考文献 特開２０００－０３５０５３（ＪＰ，Ａ）
特開平１１－２８０７８４（ＪＰ，Ａ）
特開２０００－０２７９４５（ＪＰ，Ａ）
特開平０４－０４６２３８（ＪＰ，Ａ）

(58)調査した分野(Int.Cl.，ＤＢ名)
F16F 15/131
F16F 15/121
F16F 15/129
F16D 13/64