

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第3732042号
(P3732042)

(45) 発行日 平成18年1月5日(2006.1.5)

(24) 登録日 平成17年10月21日(2005.10.21)

(51) Int.C1.

F 1

F 1 6 F 15/134	(2006.01)	F 1 6 F 15/134	A
F 1 6 D 13/64	(2006.01)	F 1 6 D 13/64	B
F 1 6 F 15/139	(2006.01)	F 1 6 F 15/139	C

請求項の数 14 (全 26 頁)

(21) 出願番号

特願平11-166611

(22) 出願日

平成11年6月14日(1999.6.14)

(65) 公開番号

特開2000-352441(P2000-352441A)

(43) 公開日

平成12年12月19日(2000.12.19)

審査請求日

平成15年2月17日(2003.2.17)

(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 上原 宏

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 藤村 聖子

(56) 参考文献 特開平05-240302 (JP, A)

特開平10-339355 (JP, A)

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】ダンパー機構及びダンパーディスク組立体

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

回転方向の捩じり振動を吸收・減衰するためのダンパー機構であって、

第1回転部材(110, 203)と、

前記第1回転部材に相対回転可能に配置された第2回転部材(2, 202)と、

前記第1回転部材と前記第2回転部材の間に配置された中間回転部材(12, 212)と

、

前記第1回転部材と前記中間回転部材との間に両者が相対回転すると圧縮されるように配置された第1弾性部材(9, 209)と、

前記中間回転部材と前記第2回転部材との間に両者が相対回転すると圧縮されるように配置され、初期状態で前記中間回転部材と前記第2回転部材との間で回転方向に圧縮された状態で保持されイニシャル荷重を付与されている第2弾性部材(10, 210)と、

前記第1回転部材の前記第2回転部材に対する捩じり角度が第1捩じり角度(d)に達すると前記第1回転部材と前記中間回転部材との相対回転を停止させる第1相対回転停止部(17, 217)と、

前記第1回転部材の前記第2回転部材に対する捩じり角度が前記第1捩じり角度より大きい第2捩じり角度(f)に達すると前記第1回転部材と前記第2回転部材との間で前記第1弾性部材の圧縮を開始する圧縮部(18)とを備え、

前記第2弾性部材は前記第1捩じり角度まで前記中間回転部材と前記第2回転部材との間で圧縮が進まないようにイニシャル荷重が設定されている、

10

20

ダンパー機構。

【請求項 2】

前記第1回転部材の前記第2回転部材に対する捩じり角度が前記第2捩じり角度より大きい第3捩じり角度(h)に達すると前記第1回転部材と前記第2回転部材の相対回転を停止させる第2相対回転停止部(19, 219)をさらに備えている、請求項1に記載のダンパー機構。

【請求項 3】

前記第1相対回転停止部は前記第1回転部材と前記中間回転部材とによってその間に形成され、

前記第2相対回転停止部は前記中間回転部材と前記第2回転部材とによってその間に形成されている、請求項2に記載のダンパー機構。 10

【請求項 4】

前記圧縮部は前記第2回転部材の一部からなり、前記圧縮部は前記第2弾性部材に対して回転方向に第1隙間(3, B)を確保して配置されており、

前記第2相対回転停止部において前記中間回転部材と前記第2回転部材との回転方向に形成された第2隙間(4, C)は前記第1隙間より円周方向角度が大きい、請求項3に記載のダンパー機構。

【請求項 5】

回転方向の捩じり振動を吸收・減衰するためのダンパーディスク組立体であって、
出力回転ハブ(110, 203)と、 20

前記出力回転ハブの外周に相対回転可能に配置され、軸方向に間隔をあけた状態で互いに固定された1対の入力円板状部材(2, 202)と、

前記出力回転ハブの外周かつ前記1対の入力円板状部材の軸方向間に相対回転可能に配置され、第1窓孔(45)と第2窓孔(46)が形成された中間円板状部材(12, 212)と、

前記第1窓孔に収容され、前記出力回転ハブと前記中間円板状部材との間に両者が相対回転すると圧縮されるように配置された第1弾性部材(9, 209)と、

前記第2窓孔に収容され、前記中間円板状部材と前記1対の入力円板状部材との間に両者が相対回転すると圧縮されるように配置され、初期状態で前記中間円板状部材と前記1対の入力円板状部材との間で回転方向に圧縮された状態で保持されイニシャル荷重を付与されている第2弾性部材(10, 210)と、 30

前記出力回転ハブの前記1対の入力円板状部材に対する捩じり角度が第1捩じり角度(d)に達すると前記出力回転ハブと前記中間円板状部材の相対回転を停止させる第1相対回転停止部(17, 217)と、

前記出力回転ハブの前記1対の入力円板状部材に対する捩じり角度が前記第1捩じり角度より大きい第2捩じり角度(f)に達すると前記出力回転ハブと前記1対の入力円板状部材との間で前記第1弾性部材の圧縮を開始する圧縮部(18)とを備え、

前記第2弾性部材は前記第1捩じり角度まで前記中間円板状部材と前記1対の入力円板状部材との間で圧縮が進まないようなイニシャル荷重が設定されている、

ダンパーディスク組立体。 40

【請求項 6】

前記出力回転ハブの前記1対の入力円板状部材に対する捩じり角度が前記第2捩じり角度より大きい第3捩じり角度(h)に達すると前記出力回転ハブと前記1対の入力円板状部材の相対回転を停止させる第2相対回転停止部(19, 219)をさらに備えている、請求項5に記載のダンパーディスク組立体。

【請求項 7】

前記第1相対回転停止部は前記出力回転ハブと前記中間円板状部材とによってその間に形成され、

前記第2相対回転停止部は前記中間円板状部材と前記1対の入力円板状部材とによってその間に形成されている、請求項6に記載のダンパーディスク組立体。 50

【請求項 8】

前記第2相対回転停止部は、前記1対の入力円板状部材を互いに固定するように軸方向に延びる部分(30)と、前記中間円板状部材において前記軸方向に延びる部分が挿入された切欠き(54)とにより構成されている、請求項7に記載のダンパーディスク組立体。

【請求項 9】

前記出力回転ハブは、ハブと、前記ハブから外周側に延び前記第1弾性部材に対して回転方向両端に当接する窓孔(60)が形成されたサブプレート(13)とを有している、請求項5～8のいずれかに記載のダンパーディスク組立体。

【請求項 10】

前記出力回転ハブは、前記ハブと前記サブプレートとを回転方向に弾性的に連結するダンパー(94)をさらに有し、前記ダンパーの剛性は前記第1弾性部材の剛性より低い、請求項9に記載のダンパーディスク組立体。

10

【請求項 11】

前記第1弾性部材の円周方向両端に各々配置され、前記サブプレートの前記窓孔と前記中間円板状部材の前記第1窓孔に支持された1対のねじをさらに備え、

前記圧縮部は、前記1対の入力円板状部材の一方に形成され、前記各ねじ(66)の回転方向外側に第1隙間(3, B)をあけて配置されている、請求項9又は10に記載のダンパーディスク組立体。

【請求項 12】

前記第2相対回転停止部において前記中間円板状部材と前記1対の入力円板状部材との回転方向間には第2隙間(4, C)が形成され、前記第2隙間は前記第1隙間より円周方向角度が大きい、請求項11に記載のダンパーディスク組立体。

20

【請求項 13】

前記第1弾性部材と前記第2弾性部材は回転方向に並んで配置されており、

前記第2弾性部材は前記第1弾性部材より個数が多い、請求項5～12のいずれかに記載のダンパーディスク組立体。

【請求項 14】

前記第1弾性部材の剛性は前記第2弾性部材の剛性より低い、請求項5～13のいずれかに記載のダンパーディスク組立体。

【発明の詳細な説明】

30

【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り振動を吸収・減衰するためのダンパー機構及びダンパーディスク組立体に関する。

【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トルク変動を吸収・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。

40

【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、クラッチペダルを離した時にトランスマッシャンにより発生する「ガラガラ」と聞こえる音である。この騒音が生じるのは、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からである。

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急に離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。具体的には、駆動伝達系にステップ的にトルクが入力されることにより過度振動が生じる。この結果、タイヤに伝達さ

50

れたトルクが逆にタイヤ側から駆動側に伝わり、その振り返しとしてタイヤに過大トルクが発生する。以上の結果車体を過度的に前後に大きく振らす。

【0004】

アイドリング時の異音に対しては、クラッチディスク組立体の捩り特性において0トルク付近が問題となるため、捩り剛性は低い方が振動減衰に効果がある。そのため、低剛性のばねを用いることで非線形の捩り特性（低剛性と高剛性の2段の特性）を実現したクラッチディスク組立体が提供されている。そのようなクラッチディスク組立体では、1段目の捩り剛性及びヒステリシストルクを低く抑えているため、アイドリング時の異音防止効果がある。

【0005】

10

【発明が解決しようとする課題】

以上に述べたように1段目には低剛性の特性を確保しつつ2段目や3段目においては比較的剛性の高い特性を確保する必要がある。また、十分なストップトルクを実現するためには捩り角度の最も大きくなる領域には剛性の最も高い領域が必要となる。

【0006】

そのような機能を実現するために、1段目では2種類のばねを直列に作用させ捩り角度が大きくなると2種類のばねを並列に作用させて高剛性の特性を得るクラッチディスクのダンパー機構が知られている。例えば、特開平5-240302号公報においては、捩り角度の小さな領域では2種類のばねが直列に作用し、ある捩り角度を超えると2種類のばねが並列に作用する構造になっている。

20

【0007】

そのダンパー機構では、入力側のクラッチプレート及びリテーニングプレートと、出力側のハブと、その間に配置された回転部材と、ハブと中間部材とを回転方向に弾性的に連結する第1弾性部材と、中間部材とクラッチプレート及びリテーニングプレートとを回転方向に弾性的に連結するための第2弾性部材とを備えている。クラッチプレート及びリテーニングプレートには、第1弾性部材の円周方向両端に対して所定の隙間を空けて配置された圧縮部が形成されている。また、クラッチ及びリテーニングプレートを互いに連結するストップピンとハブのフランジに形成された切欠きとの間には所定の隙間が確保されている。以上の構造により、例えばハブをクラッチ及びリテーニングプレートに対して一方に向かっていくと、初めは第1弾性部材と第2弾性部材とが直列に作用し、これにより低剛性の特性が得られる。捩り角度が大きくなり所定角度に達すると、中間部材とハブとが係合し、さらにクラッチ及びリテーニングプレートの圧縮部が第1弾性部材に当接する。これ以降は、第1弾性部材はハブと入力プレートとの間で圧縮され、第2弾性部材はハブと入力プレートとの間で圧縮される。すなわち第1弾性部材と第2弾性部材はハブと入力プレートとの間で並列に作用する。さらに捩り角度が大きくなるとストップピンとハブのフランジの切欠き端面が当接し相対回転が終了する。

30

【0008】

以上に述べた構造では、捩り角度0の時から第1弾性部材と第2弾性部材が共に圧縮を開始するため、ストップピンとハブのフランジの切欠きの円周方向隙間が大きくなり過ぎる可能性がある。具体的には、フランジの切欠きを円周方向に大きくする必要がある。そのような場合には、ハブのフランジにおいて弾性部材を収容するための窓孔の円周方向角度が小さくなったり、窓孔の個数が少なくなったりする。

40

【0009】

また、以上に述べた構造では、第1弾性部材と第2弾性部材が並列に圧縮されるときに両者の荷重の全てがハブと入力プレートに作用する。このためハブのフランジの強度を上げる必要がある。

本発明の課題は、捩り振動の小さな領域では低剛性を実現しつつ捩り角度の大きな領域では高剛性の特性を実現するダンパー機構において、相対回転停止部の円周方向隙間を小さく抑えることにある。

【0010】

50

本発明の他の課題は、捩り振動の小さな領域では低剛性を実現しつ捩り角度の大きな領域では高剛性の特性を実現するダンパー機構において、ハブのフランジの強度を高くする必要を減らすことにある。

【0011】

【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回転方向の捩り振動を吸収・減衰するためのものである。ダンパー機構は第1回転部材と第2回転部材と中間回転部材と第1弾性部材と第2弾性部材と第1相対回転停止部と圧縮部とを備えている。第2回転部材は第1回転部材に相対回転可能に配置されている。中間回転部材は第1回転部材と第2回転部材との間に配置されている。第1弾性部材は第1回転部材と中間回転部材との間に両者が相対回転すると圧縮されるように配置されている。第2弾性部材は、中間部材と第2回転部材との間に両者が相対回転すると圧縮されるように配置され、初期状態では中間回転部材と第2回転部材との間で回転方向に圧縮された状態で保持されイニシャル荷重を付与されている。第1相対回転停止部は、第1回転部材の第2回転部材に対する捩り角度が第1捩り角度に達すると、第1回転部材と中間回転部材との相対回転を停止させる。圧縮部は、第1回転部材の第2回転部材に対する捩り角度が第1捩り角度より大きい第2捩り角度に達すると第1回転部材と第2回転部材との間で第1弾性部材の圧縮を開始する。第2弾性部材は第1捩り角度まで中間回転部材と第2回転部材との間で圧縮が進まないようにイニシャル荷重が設定されている。

【0012】

請求項1に記載のダンパー機構では、第1回転部材を第2回転部材に対して捩っていくと、捩り角度の小さな領域では第1弾性部材のみが圧縮され第2弾性部材は圧縮されない。このため、第1弾性部材のみによる捩り特性が得られる。続いて捩り角度が第1捩り角度に達すると、第1相対回転停止部によって第1回転部材と中間回転部材との相対回転が停止させられる。このため、第1弾性部材は第1回転部材と中間回転部材との間で圧縮された状態をそのまま維持される。また、第2弾性部材は中間回転部材と第2回転部材との間で圧縮される。これにより第2弾性部材のみによる捩り特性が得られる。さらに捩り角度が第2捩り角度に達すると、それ以降は圧縮部によって第1弾性部材が第1回転部材と第2回転部材との間で圧縮される。すなわち第1弾性部材は第1回転部材と第2回転部材との間で圧縮され、第2弾性部材は中間回転部材と第2回転部材との間で圧縮される。このように第1弾性部材と第2弾性部材とが並列に圧縮される。

【0013】

以上に述べた特性においては、第1弾性部材による1段目特性、第2弾性部材による2段目特性、及び第1弾性部材と第2弾性部材が並列に作用する3段目特性が得られる。

請求項1に記載のダンパー機構では、第1弾性部材と第2弾性部材が並列に圧縮される並列作動時に、第1弾性部材は第1回転部材により作動し、第2弾性部材は第1回転部材と嵌合した中間回転部材により作動するため、中間回転部材に作用する負荷トルクが小さい。この結果、中間回転部材の強度を従来に比べて下げることが可能になる。

【0014】

請求項2に記載のダンパー機構は、請求項1において、第1回転部材の第2回転部材に対する捩り角度が第2捩り角度より大きい第3捩り角度に達すると第1回転部材と第2回転部材の相対回転を停止させる第2相対回転停止部をさらに備えている。ここでは、捩り特性において第1弾性部材と第2弾性部材とが直列に作用しないため、第2相対回転停止部の円周方向の大きさを小さく抑えることができる。

【0015】

請求項3に記載のダンパー機構では、請求項2において、第1相対回転停止部は第1回転部材と中間回転部材とによってその間に形成され、第2相対回転停止部は中間回転部材と第2回転部材とによってその間に形成されている。ここでは、中間回転部材と第2回転部材とによって形成された第2相対回転停止部の円周方向角度を小さくすることができる。

【0016】

10

20

30

40

50

請求項 4 に記載のダンパー機構では、請求項 3 において、圧縮部は第 2 回転部材の一部からなり、第 2 弹性部材に対して回転方向に第 1 隙間を確保して配置されている。第 2 相対回転停止部において中間回転部材と第 2 回転部材との回転方向に形成された第 2 隙間は第 1 隙間より円周方向角度が大きい。捩り角度が第 2 捩り角度を超えてさらに第 1 隙間だけ進むと、第 2 回転部材の一部である圧縮部が第 2 弹性部材に当接する。

【 0 0 1 7 】

請求項 5 に記載のダンパーディスク組立体は回転方向の捩り振動を吸収・減衰するためのものである。ダンパーディスク組立体は出力回転ハブと 1 対の入力円板状部材と中間円板状部材と第 1 弹性部材と第 2 弹性部材と第 1 相対回転停止部と圧縮部とを備えている。1 対の入力円板状部材は、出力回転ハブの外周に相対回転可能に配置され、軸方向に間隔を開けた状態で互いに固定されている。中間円板状部材は、出力回転ハブの外周かつ 1 対の入力円板状部材の軸方向間に相対回転可能に配置され、第 1 窓孔と第 2 窓孔が形成されている。第 1 弹性部材は、第 1 窓孔に収容され、出力回転ハブと中間円板状部材との間に両者が相対回転すると圧縮されるように配置されている。第 2 弹性部材は、第 2 窓孔に収容され、中間円板状部材と 1 対の入力円板状部材との間に両者が相対回転すると圧縮されるように配置されている。第 2 弹性部材は、初期状態で中間円板状部材と 1 対の入力円板状部材との間で回転方向に圧縮された状態で保持され、イニシャル荷重を付与されている。第 1 相対回転停止部は、出力回転ハブの 1 対の入力円板状部材に対する捩り角度が第 1 捩り角度に達すると、出力回転ハブと中間円板状部材の相対回転を停止させる。圧縮部は、出力回転ハブの 1 対の入力円板状部材に対する捩り角度が第 1 捩り角度より大きい第 2 捩り角度に達すると、出力回転ハブと 1 対の入力円板状部材との間で第 1 弹性部材の圧縮を開始する。第 2 弹性部材は第 1 捩り角度まで中間円板状部材と 1 対の入力円板状部材との間で圧縮が進まないようなイニシャル荷重が設定されている。

【 0 0 1 8 】

請求項 5 に記載のダンパーディスクでは、出力回転ハブを 1 対の入力円板状部材に対して回転方向に捩っていくと、捩り角度の小さな領域では第 1 弹性部材が出力回転ハブと中間円板状部材との間で圧縮されていく。これにより第 1 弹性部材のみにより捩り特性が得られる。捩り角度が大きくなり第 1 捩り角度に達すると、第 1 相対回転停止部によって出力回転ハブと中間円板状部材の相対回転が停止させられる。これにより第 1 弹性部材は出力回転ハブと中間円板状部材との間で回転方向に圧縮された状態を維持する。さらに、第 2 弹性部材は中間円板状部材と 1 対の入力円板状部材との間で回転方向に圧縮されていく。これにより第 2 弹性部材によって捩り特性が得られる。捩り角度が第 2 捩り角度に達すると圧縮部が第 1 弹性部材の圧縮を開始する。これにより、第 1 弹性部材は出力回転ハブと 1 対の入力円板状部材との間で圧縮され、第 2 弹性部材は中間円板状部材と 1 対の入力円板状部材との間で回転方向に圧縮される。すなわち第 1 弹性部材と第 2 弹性部材は出力回転ハブと 1 対の入力円板状部材との間で並列に作用する。

【 0 0 1 9 】

以上の結果、このダンパー機構の捩り特性では、第 1 弹性部材のみが作用する 1 段目特性、第 2 弹性部材のみが作用する 2 段目特性、第 1 弹性部材と第 2 弹性部材が並列に作用する 3 段目特性が実現されている。

請求項 5 に記載のダンパーディスク組立体では、第 1 弹性部材と第 2 弹性部材が並列に圧縮される並列作動時に、第 1 弹性部材は出力回転ハブと 1 対の入力円板状部材との間で圧縮され、第 2 弹性部材は中間円板状部材と 1 対の入力円板状部材との間で回転方向に圧縮されるため、中間円板状部材に作用する負荷トルクが小さい。この結果、中間円板状部材の強度を従来に比べて下げることが可能になる。

【 0 0 2 0 】

請求項 6 に記載のダンパーディスク組立体は第 2 相対回転停止部をさらに備えている。第 2 相対回転停止部は、出力回転ハブの 1 対の入力円板状部材に対する捩り角度が第 2 捩り角度より大きい第 3 捩り角度に達すると出力回転ハブと 1 対の入力円板状部材の相対回転を停止させる。

10

20

30

40

50

請求項 6 に記載のダンパーディスク組立体では、1段目と2段目とにおいて第1弾性部材と第2弾性部材とが直列に作用しないため、第2相対回転停止部の円周方向角度を十分に小さくできる。

【0021】

請求項 7 に記載のダンパーディスク組立体では、請求項 6 において、第1相対回転停止部は出力回転ハブと中間円板状部材とによってその間に形成され、第2相対回転停止部は中間円板状部材と1対の入力円板状部材とによってその間に形成されている。

請求項 7 に記載のダンパーディスク組立体では、中間円板状部材と1対の入力円板状部材とにより形成された第2相対回転停止部の円周方向角度を十分に小さくできる。

【0022】

請求項 8 に記載のダンパーディスク組立体では、請求項 7 において、第2相対回転停止部は、1対の入力円板状部材を互いに固定するように軸方向に延びる部分と、中間円板状部材において軸方向に延びる部分が挿入された切欠きとにより構成されている。第2相対回転停止部の円周方向角度を十分に小さくできるため、例えば中間円板状部材の切欠きを円周方向に小さくできる。これにより、中間円板状部材に形成された第1窓孔や第2窓孔の円周方向長さを大きくできたり、または第1窓孔及び第2窓孔の個数を増やすことが可能である。

【0023】

請求項 9 に記載のダンパーディスク組立体では、請求項 5 ~ 8 のいずれかにおいて、出力回転ハブは、ハブと、ハブから外周側に延び第1弾性部材に対して回転方向両端に当接する窓孔が形成されたサブプレートとを有している。

請求項 10 に記載のダンパーディスク組立体は、請求項 9 において、出力回転ハブは、ハブとサブプレートとを回転方向に弾性的に連結するダンパーをさらに有している。ダンパーの剛性は第1弾性部材の剛性より低い。このダンパーディスク組立体では、第1弾性部材が作動するさらにその前にダンパーが作用し、低剛性の特性を実現する。

【0024】

請求項 11 に記載のダンパーディスク組立体は、請求項 9 又は 10 において、1対のねじシートをさらに備えている。1対のねじシートは第1弾性部材の円周方向両端に各々配置され、サブプレートの窓孔と中間円板状部材の第1窓孔に支持されている。圧縮部は1対の入力円板状部材の一方に形成され各ねじシートの回転方向外側に第1隙間を空けて配置されている。

【0025】

請求項 12 に記載のダンパーディスク組立体では、請求項 11 において、第2相対回転停止部において中間円板状部材と1対の入力円板状部材との回転方向には第2隙間が形成され、第2隙間は第1隙間より円周方向角度が大きい。

請求項 13 に記載のダンパーディスク組立体では、第1弾性部材と第2弾性部材は回転方向に並んで配置されており、第2弾性部材は第1弾性部材より個数が多い。

【0026】

請求項 14 に記載のダンパーディスク組立体では、請求項 5 ~ 13 のいずれかにおいて、第1弾性部材の剛性は第2弾性部材の剛性より低い。

【0027】

【発明の実施の形態】

図 1 に本発明の一実施形態として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)に連結及び連結解除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。ダンパー機能とはばね等を利用してフライホイールから入力されるトルク変動を吸収・減衰する機能である。

【0028】

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

10

20

30

40

50

た、図1の左方にエンジン及びフライホイール(図示せず)が配置され、図2の右方にトランスマッション(図示せず)が配置されている。図2において矢印R1側がクラッチディスク組立体1の回転方向(正側)であり、R2側がその反対方向(負側)である。

【0029】

クラッチディスク組立体1は、主に、入力回転体2と、出力回転体としてのハブ3と、入力回転体2とハブ3との間に配置されたダンパー機構4とから構成されている。ダンパー機構4は、直列に配置された第3ばね8、第1ばね9及び第2ばね10等からなる弾性部材と、第1摩擦機構107及び第2摩擦機構108からなる摩擦機構とを含んでいる。

【0030】

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、リテーニングプレート22と、摩擦ディスク20とから構成されている。クラッチプレート21とリテーニングプレート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開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、リテーニングプレート22はトランスマッション側に配置されている。クラッチプレート21とリテーニングプレート22は、後述するトップピン30によって互いに固定され、その結果軸方向の間隔が定められると一体回転するようになっている。

【0031】

摩擦ディスク20は、図示しないフライホイールに押し付けられ摩擦係合する部分である。摩擦ディスク20は、摩擦フェーシング23とクッショニングプレート24とから主に構成されている。クッショニングプレート24は円周方向に並んで配置された複数の板状部材からなり、その半径方向内側部分はリベット26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の両面には摩擦フェーシング23が複数のリベット25によって固定されている。

【0032】

クラッチプレート21には、回転方向に並んだ複数の第1窓部28及び第2窓部29が形成されている。リテーニングプレート22も同様である。この実施形態では、第1窓部28は2個であり第2窓部29は4個である。2個の第1窓部28は半径方向に互いに対向して配置されている。

図9を用いて第1窓部28について詳細に説明する。第1窓部28は例えばプレート21, 22の本体部分から軸方向外側に突出するように絞り加工により形成された部分である。第1窓部28は円周方向に長く延びている。第1窓部28は軸方向覆い部31を有している。軸方向覆い部31は半径方向に連続して形成されたトンネル形状部分である。軸方向覆い部31は外周部32と内周部33とから構成されている。外周部32は円周方向に長く延びている。内周部33は外周部32より円周方向幅が狭く、外周部32の円周方向中心に形成されている。外周部32は円周方向両側の第3縁40と内周側の第2縁39を有している。内周部33は円周方向両側に第1縁38を有している。各第1窓部28において第1縁38は第3縁41より円周方向内側に位置している。

【0033】

各第1窓部28の円周方向両端には円周方向支持部34が形成されている。円周方向支持部34はプレート断面により形成されている。円周方向支持部34は直線部35とその半径方向内側の半円形状部36とから構成されている。直線部35はストレートに延びる直線形状であり、半円形状部36は直線部35から軸方向外側に凹むように滑らかに湾曲した形状である。以上に述べた構造により、軸方向覆い部31と円周方向支持部34との間には第1孔41が形成され、内周部33と円周方向支持部34との間には第1孔41に連続した第2孔37が形成されている。より具体的には、第1孔41は外周部32の第3縁40と円周方向支持部34の直線部35との間に形成されている。第2孔37は、外周部32の第2縁39と、内周部33の第1縁38と、円周方向支持部34と、内周縁42とから形成されている。

【0034】

10

20

30

40

50

図8に示すように、第2窓部29はクラッチプレート21,リテーニングプレート22から絞り加工により軸方向に突出するように形成された部分である。各第2窓部29は半径方向に連続しており円周方向両端が切断された状態になっている。第2窓部29を主に構成する軸方向覆い部29aには孔29bが形成されている。孔29bは軸方向覆い部29aの円周方向及び半径方向の中心に形成されている。孔29bは内周側の辺が外周側の辺より長い台形形状である。軸方向覆い部29aの円周方向両側でかつ半径方向外側には切り欠き29dが形成されている。さらに、軸方向覆い部29aの円周方向両側かつ半径方向内側にはクラッチプレート21,リテーニングプレート22にわたる孔29eが形成されている。さらに、第2窓部29の円周方向両側には円周方向支持部29cが形成されている。円周方向支持部29cはクラッチプレート21,リテーニングプレート22から軸方向内側に突出するよう絞り加工で形成されている。円周方向支持部29cは第2窓部29に対してその半径方向中間に形成されている。

【0035】

クラッチプレート21及びリテーニングプレート22にはそれぞれ中心孔が形成されている。この中心孔内には出力回転体としてのハブ3が配置されている。ハブ3は、軸方向に延びる筒状のボス81と、ボス81から半径方向外側に延びる外周歯83とから構成されている。ボス81の内周部には、図示しないトランスマッションから延びるシャフトに係合するスプライン孔82が形成されている。外周歯83は、半径方向内側から外側に向かって回転方向の幅が短くなる形状であり、所定の軸方向長さを有している。

【0036】

ハブフランジ12は、ハブ3の外周側でかつ、クラッチプレート21とリテーニングプレート22との軸方向間に配置された円板状の部材である。図11に示すように、ハブフランジ12には中心孔47が形成されている。これによりハブフランジ12は環状になっている。ハブフランジ12の内周縁には複数の内周歯51が形成されている。内周歯51は内周側にいくにしたがって円周方向幅が短くなる形状である。図13に示すように、内周歯51と外周歯83との間には円周方向に隙間が確保されている。この隙間により第1ストッパー17が形成されている。より具体的には、外周歯83とそのR2側の内周歯51との間には正側隙間(円周方向角度2p)が確保され、外周歯83とそのR1側の内周歯51との間には負側隙間(円周方向角度2n)が形成されている。2pと2nの合計が第1ストッパー17における作動可能な角度2である。具体的な数値としては、2pは11.5°, 2nは8.5°, 2は20°になっている。ただし、これら数字は一実施例であり、本発明を限定するものではない。

【0037】

ハブフランジ12には軸方向に貫通した複数の第1窓孔45と第2窓孔46とが形成されている。第1窓孔45は2個であり、第2窓孔46は4個である。第1窓孔45は第1窓部28に対応して、第2窓孔46は第2窓部29に対応して形成されている。2個の第1窓孔45は半径方向に対向する位置に配置されている。第1窓孔45はその円周方向両端に円周方向支持部50が形成されている。円周方向支持部50は直線部48とその半径方向内側の半円部49からなる。直線部48はストレートに延びる直線部である。半円部49は直線部48からさらに円周方向外側に凹むように湾曲した形状である。第2窓孔46にはその円周方向両端に円周方向支持部46aが形成されている。ハブフランジ12の外周縁には円周方向に並んで複数の切り欠き54が形成されている。切り欠き54は第1窓孔45の円周方向両側に位置している。切り欠き54は外周縁から半径方向内側に延びその最も内周側に位置する部分は第1窓孔45,第2窓孔46の外周縁より半径方向内側に位置している。切り欠き54は円周方向に延びる第1縁52とその両側の第2縁53とから構成されている。第1縁52は円周方向に所定の幅を有している。第2縁53は半径方向に延び第1縁52の両端から円周方向に広がっている。

【0038】

切り欠き54と第1窓孔45及び第2窓孔46は半径方向に重なった部分を有しているた

10

20

30

40

50

め、例えば、切り欠き 5 4 の円周方向角度を大きくすると、窓孔 4 5 , 4 6 の数や各々の円周方向角度が小さくなることを意味する。ここでは各切り欠き 5 4 の円周方向角度が 15 ~ 20 度程度に抑えられているため、窓孔の個数又は円周方向角度を大きくできる。これによって、ダンパーの機能として広捩じり角度化・低剛性化が達成される。

【 0 0 3 9 】

サブプレート 1 3 はハブフランジ 1 2 の側方すなわち軸方向両側に配置された 1 対のプレート部材である。各サブプレート 1 3 はハブフランジ 1 2 に対して近接して配置されている。図 1 2 に示すようにサブプレート 1 3 は環状部 5 6 と係合部 5 7 とから構成されている。環状部 5 6 は、円板形状であり、中心孔 5 8 が形成されることで環状になっている。環状部 5 6 の内周縁には複数の内周歯 5 9 が形成されている。内周歯 5 9 は半径方向内側にいくにしたがって円周方向幅が狭くなる様な形状になっている。図 1 3 に示すように、各内周歯 5 9 は各内周歯 5 1 に対応して形成され、内周歯 5 1 より円周方向幅が大きい。すなわち内周歯 5 9 はその円周方向両縁が内周歯 5 1 の円周方向両縁より円周方向外側にはみ出している。内周歯 5 9 は外周歯 8 3 に対して円周方向に所定の隙間を空けて配置されている。この内周歯 5 9 と外周歯 8 3 により第 3 ストップバー 1 6 が構成されている。外周歯 8 3 とその R 2 側の内周歯 5 9 との間には正側隙間（円周方向角度 1 p ）が形成されている。外周歯 8 3 とその R 1 側の内周歯 5 9 との間には負側隙間（円周方向角度 1 n ）が確保されている。1 p と 1 n の合計である 1 が第 3 ストップバー 1 6 における全体作動角度である。1 p は 2 p より小さく、1 n は 2 n より小さい。具体的な数値としては、1 p は 5 . 5 ° , 1 n は 3 . 0 ° である。但しこれら数字は一実施例であり、本発明を限定するものではない。 10

【 0 0 4 0 】

係合部 5 7 は環状部 5 6 から半径方向外側に突出した部分である。係合部 5 7 は半径方向に対向する 2 力所に設けられている。各係合部 5 7 には窓孔 6 0 が形成されている。窓孔 6 0 は第 1 窓孔 4 5 及び第 1 窓部 2 8 に対応している。窓孔 6 0 の円周方向両端には円周方向支持部 6 1 が形成されている。円周方向支持部 6 1 は直線部 6 2 とその半径方向内側の半円部 6 3 とからなる。直線部 6 2 は直線形状である。半円部 6 3 は直線部 6 2 からさらに円周方向外側に凹むように滑らかに湾曲している。各サブプレート 1 3 において環状部 5 6 にはスペーサ 8 5 が固定されている。スペーサ 8 5 はハブフランジ 1 2 の環状部に對して当接している。ここでは、スペーサ 8 5 は低摩擦係数の部材からなる。 20

【 0 0 4 1 】

第 1 ばね 9 は第 1 窓孔 4 5 と窓孔 6 0 と第 1 窓部 2 8 からなる空間に収容されている。第 1 ばね 9 はコイルばねであり、より詳細には大コイルばねとその内側に配置された小コイルばねとから構成されている。各第 1 ばね 9 の円周方向両端にはばねシート 6 6 が配置されている。ばねシート 6 6 は樹脂製である。ばねシート 6 6 は、図 1 4 ~ 1 7 に示すように、半円柱部 6 7 とシート部 6 8 とから主に構成されている。半円柱部 6 7 は軸方向に長く延びており、断面が半円形状である。すなわち半円柱部 6 7 は湾曲面 7 1 と平坦面 7 2 とを有している。シート部 6 8 は半円柱部 6 7 から突出して形成されている。シート部 6 8 は平坦面 7 2 から連続する平坦面 7 4 を有している。平坦面 7 4 の反対側は背面 7 3 となっている。平坦面 7 2 と平坦面 7 4 とからなるシート面には円形状の突出部 6 9 が形成されている。突出部 6 9 には円形状の先端面 7 6 が設けられている。ばねシート 6 6 の背面 7 3 はハブフランジ 1 2 の円周方向支持部 5 0 とサブプレート 1 3 の円周方向支持部 6 1 とに当接しクラッチディスク組立体回転方向に支持されている。より具体的には、湾曲面 7 1 の軸方向中間部分が円周方向支持部 5 0 の半円部 4 9 に当接し、背面 7 3 の軸方向中間部分が直線部 4 8 に当接している。さらに、湾曲面 7 1 は円周方向支持部 6 1 の半円部 6 3 に当接し、背面 7 3 は円周方向支持部 6 1 の直線部 6 2 に当接している。第 1 ばね 9 の大コイルばねの円周方向両端は突出部 6 9 の周囲において平坦面 7 2 , 7 4 に当接している。また、第 1 ばね 9 の大コイルばねの座巻は突出部 6 9 の外周面に係合している。第 1 ばね 9 の小コイルばねは円周方向両端面が突出部 6 9 の先端面 7 6 に当接している。ばねシート 6 6 には 1 対の係合部 7 8 が設けられている。係合部 7 8 は半円柱部 6 7 から 30

ばねシート 6 6 には 1 対の係合部 7 8 が設けられている。係合部 7 8 は半円柱部 6 7 から 50

軸方向に突出している。すなわち係合部 7 8 は平坦面 7 2 , 7 4 からなるシート部分よりさらに軸方向に延びている。係合部 7 8 は第 1 窓部 2 8 の第 2 孔 3 7 内に延びている。より正確には、係合部 7 8 はクラッチプレート 2 1 及びリテーニングプレート 2 2 のプレート部分からさらに軸方向に突出し、その先端は第 1 窓部 2 8 の軸方向覆い部 3 1 と同じ位置まで延びている。係合部 7 8 は第 2 孔 3 7 内において回転方向外側に配置されており、これにより係合部 7 8 は第 2 孔 3 7 内をさらに円周方向内側に移動することが可能となっている。

【 0 0 4 2 】

ばねシート 6 6 の背面側とクラッチプレート 2 1 及びリテーニングプレート 2 2 の円周方向支持部 3 4 は円周方向に対向しているが、その間には所定の隙間が確保されている。ばねシート 6 6 とクラッチプレート 2 1 及びリテーニングプレート 2 2 との間の隙間の円周方向角度は R 2 側のばねシート 6 6 においては 3 p であり、R 1 側のばねシート 6 6 では 3 n となっている。具体的な数値としては、3 p , 3 n は 3 . 3° である。ただしこの数値は一実施例であり本発明を限定するものではない。以上に述べた構造によって、円周方向支持部 3 4 は、ばねシート 6 6 に対して R 1 方向に 3 p 又は R 2 方向に 3 n 回転してばねシート 6 6 に当接すると、それ以降は第 1 ばね 9 を圧縮する圧縮部 1 8 になっている。

【 0 0 4 3 】

第 2 ばね 1 0 は第 2 窓孔 4 6 と第 2 窓部 2 9 とで構成される空間内に収容されている。第 2 ばね 1 0 はコイルばねであり、より詳細には大コイルばねとその内側に配置された小コイルばねとからなる。第 2 ばね 1 0 の円周方向両端は円周方向支持部 4 6 a と円周方向支持部 5 0 とに当接している。なお、この初期状態で第 2 ばね 1 0 は回転方向に圧縮され、所定のイニシャル荷重を発生している。

【 0 0 4 4 】

ストップピン 3 0 はクラッチプレート 2 1 の外周部とリテーニングプレート 2 2 の外周部を互いに固定している。図 1 0 に示すように、ストップピン 3 0 はハブフランジ 1 2 の切り欠き 5 4 内を延びている。ストップピン 3 0 と第 2 縁 5 3との間にはそれぞれ隙間が形成されている。この隙間により第 2 ストップバー 1 9 が構成されている。ストップピン 3 0 とその R 2 側の第 2 縁 5 3との間には正側隙間（円周方向角度 4 p ）が形成され、ストップピン 3 0 とその R 1 側の第 2 縁 5 3との間には負側隙間（円周方向角度 4 n ）が確保されている。4 p は 3 p より大きく、4 n は 3 n より大きい。具体的な数値としては 4 p は 4 . 6° であり、4 n は 4° である。この数字は一実施例であり、本発明はこれらに限定されない。

【 0 0 4 5 】

さらに、クラッチディスク組立体 1 は 1 段目ダンパー 9 4 を備えている。1 段目ダンパー 9 4 はサブプレート 1 3 がハブ 3 と係合するまでの捩り角度範囲で低剛性の特性を発揮するための機構である。1 段目ダンパー 9 4 はボス 8 1 の外周側でかつリテーニングプレート 2 2 の軸方向外側に配置されている。

1 段目ダンパー 9 4 は、ハブ 3 のボス 8 1 に相対回転不能に係合する 1 対の出力プレート 9 6 と、1 段目ダンパー 9 4 の入力側部材としての入力プレート 9 5 と、入力プレート 9 5 と出力プレート 9 6 とを回転方向に弾性的に連結する第 3 ばね 8 とから構成されている。

【 0 0 4 6 】

1 対の出力プレート 9 6 は円板状かつ環状のプレート部材であり、軸方向に間隔を空けて配置されている。出力プレート 9 6 同士はピン 1 0 5 により互いに固定されている。各出力プレート 9 6 の内周縁には係合歯 1 0 4 が形成されている。係合歯 1 0 4 はボス 8 1 の外周面に形成された係合歯 1 0 6 に係合している。これにより出力プレート 9 6 はハブ 3 と一体回転する。また、軸方向外側の出力プレート 9 6 の内周部の軸方向外側にはスナップリング 1 1 1 が当接している。スナップリング 1 1 1 は一部が切断された有端の環状部材である。スナップリング 1 1 1 はボス 8 1 の表面に形成された環状の溝内に嵌められて

10

20

30

40

50

いる。

【0047】

入力プレート95は1対の出力プレート96間に配置された環状かつ円板状のプレート部材である。入力プレート95は環状部97と係合爪98とから構成されている。環状部97は主に出力プレート96の軸方向間に配置されている。環状部97には、ピン105が貫通するスリット100が形成されている。係合爪98は入力プレート95から半径方向外側に延びる突起である。係合爪98は各第1ばね9に対応して1対ずつ合計2対形成されている。係合爪98の各対は1つの第1ばね9の円周方向両側に配置された1対のばねシート66のそれぞれに対して円周方向外側から当接している。言い換えると、ハブフランジ12からのトルクは第1ばね9を介して1段目ダンパー94に伝達されるようになっている。より詳細には、係合爪98は半円柱部67の湾曲面71に沿った形状の当接面99を有しており、当接面99は湾曲面71に当接している。このように、係合爪98はばねシート66に対して軸方向に移動することが可能であり、着脱が容易である。また、ばねシート66は、当接面99と湾曲面71との係合によって、係合爪98に対して軸方向回りに回動可能になっている。

【0048】

環状部97には切り欠き112が形成されている。出力プレート96には切り欠き112に対応して切り起こし窓部113が形成されている。切り欠き112及び切り起こし窓部113に第3ばね8が収納されている。第3ばね8は切り起こし窓部113により軸方向及び半径方向への移動が制限されている。

クラッチプレート21の内周縁にはブッシュ55が設けられている。ブッシュ55はボス81の軸方向エンジン側外周面に相対回転可能に当接している。これにより、クラッチプレート21及びリテーニングプレート22がハブ3に対して半径方向に位置決めされている。また、ブッシュ55はボス81に形成された軸方向端面81bに軸方向エンジン側から当接している。

【0049】

以上に述べた1段目ダンパー94は、スナップリング111をボス81から外すことで1つのサブアッサーとして、クラッチディスク組立体1の他の部分から取り外すことができる。そのような状態を図36に示す。また、1段目ダンパー94を取り外しても残りの部分はクラッチディスク組立体として機能する。このことは、他の部材は同じ物をそのまま使用したままで、1段目ダンパーの取付の有無や1段目ダンパーの種類を変えるだけで、異なる捩じり特性を有するクラッチディスク組立体を得られることを意味する。

【0050】

クラッチディスク組立体1は第1摩擦機構107と第2摩擦機構108をさらに備えている。第1摩擦機構107はプレート21, 2222とサブプレート13とが相対回転する時に摩擦を発生するための機構である。第1摩擦機構107は摩擦部材86とプレート87と第1コーンばね88と摩擦部材84とからなる。摩擦部材86とプレート87と第1コーンばね88は軸方向トランスミッション側のサブプレート13の環状部56とリテーニングプレート22の内周部との間に配置されている。摩擦部材86はサブプレート13の環状部56に当接して配置されている。プレート87は摩擦部材86の軸方向エンジン側に当接している。プレート87には軸方向トランスミッション側に延びる複数の係合爪が形成されている。係合爪はリテーニングプレート22に形成された孔に対して相対回転不能にかつ軸方向に移動可能に係合している。プレート87とリテーニングプレート22との間には第1コーンばね88が設けられている。第1コーンばね88は両者間で軸方向間に圧縮された状態で配置されている。これにより、第1コーンばね88はプレート87とリテーニングプレート22に対して軸方向に離れる方向に付勢力を与えている。より具体的には、第1コーンばね88は外周端がプレート87に当接し、内周端がリテーニングプレート22に当接している。第1コーンばね88の外周縁には、係合部に係合する爪が設けられている。これにより、第1コーンばね88はリテーニングプレート22と一体回転する。摩擦部材84は軸方向エンジン側のサブプレート13の環状部56とクラッチブ

10

20

30

40

50

レート 21 の内周部との間に配置されている。

【0051】

第2摩擦機構108はクラッチプレート21及びリテーニングプレート22とハブ3とが相対回転する時に常に摩擦を発生するための機構である。第2摩擦機構108は第1摩擦機構107より小さな摩擦を発生するようになっている。第2摩擦機構108はワッシャ90とプレート91と第2コーンばね92とから構成されている。ワッシャ90は外周歯83の軸方向トランスミッション側面に当接している。プレート91はワッシャ90の軸方向トランスミッション側面に当接している。プレート91は内周縁から軸方向エンジン側に突出する複数の爪を有している。この爪はリテーニングプレート22の内周縁に形成された切欠きに係合している。この結果、プレート91はリテーニングプレート22に対して相対回転不能にかつ軸方向に移動可能となっている。第2コーンばね92はプレート91とリテーニングプレート22との間に於いて軸方向に圧縮された状態で配置されている。これにより、第2コーンばね92はプレート91とリテーニングプレート22に対して軸方向に離れるように付勢力を与えている。なお、第2コーンばね92の内周縁にはプレート91の係合部に係合する爪が形成されている。これにより、第2コーンばね92はプレート91と共にリテーニングプレート22と一体回転する。

【0052】

図18にクラッチディスク組立体1のダンパー機構4の機械回路図を示すこの機械回路図は、ダンパー機構4の各部品を模式的に表現している。また、この機械回路図は入力回転体2に対してハブ3をR2側に捩った状態で各部品の関係や動作を説明するための図である。すなわち、捩り特性正側範囲（ハブ3が入力回転体2に対して初期中立位置からR2側に捩れ、入力回転体2がハブ3に対して初期中立位置からR1側に捩れている範囲）での動作を説明するために用いられる。ハブ3と入力回転体2との間にハブ3側から第3ばね8、第1ばね9、第2ばね10が直列に配置されている。また、第3ばね8と第1ばね9との間にサブプレート13が配置され、第1ばね9と第2ばね10との間にハブフランジ12が配置されている。ハブ3とサブプレート13との間に第3ストッパー16が設けられている。これにより、第3ばね8の圧縮はハブ3とサブプレート13が相対回転可能な範囲（第3ストッパー16による作動角度3p, 3n）に限定されている。ハブ3とハブフランジ12との間に第1ストッパー17が設けられている。これにより、第1ばね9の圧縮はハブ3とハブフランジ12が相対回転可能な範囲（第1ストッパー17における作動角度範囲内（2p - 1p, 2n - 1n））に限定されている。ハブフランジ12と入力回転体2との間に第2ストッパー19が設けられている。これにより、第2ばね10の圧縮はハブフランジ12と入力回転体2が相対回転可能な範囲（第2ストッパー19における作動角度範囲（4p, 4n））に限定されている。

【0053】

このダンパー機構4において、第3ばね8は第1ばね9や第2ばね10に比べて剛性が極端に低い。このため、捩り角度の初期段階では第3ばね8のみが圧縮され第1ばね9や第2ばね10はほとんど圧縮されない。また、第2ばね10は第1ばね9に比べて個数が多く全体として発生する荷重が大きくなっている。また、第2ばね10は初期状態で入力回転体2とハブフランジ12との間で圧縮された状態となっている。すなわち第2ばね10はイニシャル荷重を発生しており、このため第1ばね9の圧縮時に第1ばね9での発生トルクが第2ばね10のイニシャルトルクに打ち勝つまでは第1ばね9のみが圧縮されることになる。

【0054】

次に、図18～図22までの機械回路図、図23～図28の概略動作図、及び図29の捩り特性線図を用いてクラッチディスク組立体1のダンパー機構4の動作を説明する。ここでの動作は、図29の捩り特性線図においてハブ3を入力回転体2に対してR2側に捩った時の動作として説明する。すなわち、図29において初期中立状態の捩じり角度aから最大捩り角度である捩じり角度hまで捩っていく動作である。図29左側の負側範囲でも同様の動作をするため、負側領域の説明は省略する。なお、図29に記載された各数値は

10

20

30

40

50

本発明の一実施例を示すものであり、これらの数値に本発明は限定されない。

【0055】

また、本発明の特性は実践で表し、従来の特性を一点鎖線で表している。従来の特性では2段目及び3段目の剛性が高く捩じり角度を十分に広げることができないことが分かる。それに対して本願発明の捩じり特性では2段目及び3段目の剛性を低くすることで全体の捩じり角度を広くしている。

(1) 捣じり角度 a ~ b

・トルク伝達経路は、入力回転体2、第2ばね10、ハブフランジ12、第1ばね9、1段目ダンパー94、ハブ3の順番である。すなわち、1段目ダンパー94には、ハブフランジ12から第1ばね9及びばねシート66からトルクが入力される。 10

・第3ばね8のみが回転方向に圧縮される。その理由は第1ばね9は第3ばね8と直列に配置されているが、第1ばね9の剛性は第3ばね8の剛性より大幅に高いからである。

・第2摩擦発生機構108のみで滑りが生じる。

・具体的な動作を説明する。捩じり角度aに対応する図18の状態から入力回転体2に対してハブ3をR2側に捩っていく。捩り角度bに達するまでは、1段目ダンパー94のみが機能し低剛性の特性が得られる。このとき、第2摩擦機構108において低ヒステリシストルクが発生する。捩り角度角度bに達すると、第3ストッパー16において外周歯83が内周歯59に当接する。このため、捩じり角度b以降は1段目ダンパー94の第3ばね8はそれ以上圧縮されない。図19及び図23が捩じり角度bにおける各部材の関係を示している。このとき、第1ストッパー17においては外周歯83とそのR2側の内周歯51との間には 2p - 1p の大きさの円周方向角度隙間が形成されている。図19に示すように、これ以降の動作においてハブ3、サブプレート13、第3ばね8等は一体の部材として動作する。したがってハブ3、第3ばね8、サブプレート13を一体の部材として以降の説明では出力回転ハブ110とする。 20

(2) 捣じり角度 b ~ d

・トルク伝達経路は、入力回転体2、第2ばね10、ハブフランジ12、第1ばね9、サブプレート13、ハブ3の順番である。

・第1ばね9のみが圧縮される。第2ばね10が圧縮されないのは、第2ばね10はイニシャル荷重を付与されているためである。

・第1摩擦機構107、第2摩擦機構108で滑りが生じる。 30

・以下具体的に説明する。捩じり角度bを超えると、サブプレート13とハブフランジ12との間で第1ばね9が圧縮される。このため、捩じり角度cでは2個の第1ばね9による捩り剛性K1が得られる。このときの状態を図24に示す。このとき、入力プレート95のR2側の係合爪98はR2側のばねシート66からR2側に離れていき、R1側の係合爪98はR1側のばねシート66にR2側に追従していく。ここでR1側のばねシート66は半径方向外側の移動量の方が半径方向内側の移動量より大きいため、係合部78と係合爪98の係合部分において回動する。なお、このとき圧縮部18とばねシート66との間における隙間の円周方向角度 3p の大きさは変化していない。捩じり角度dに達すると第1ストッパー17において外周歯83が内周歯51に当接する。このときの状態を図20及び図25に示す。これ以降はハブフランジ12は出力回転ハブ110と一体回転するため、第1ばね9の圧縮は進まない。すなわち捩じり角度d以降は第1ばね9はハブフランジ12とサブプレート13との間で圧縮された状態を維持する。圧縮状態で第1ばね9が発生している捩りトルクの大きさをT1とする。 40

【0056】

以上の結果、サブプレート13はハブフランジ12に対してR2側に 2p - 1p だけねじれ、以後はその状態でハブフランジ12とともに回転する。サブプレート13の位置は図10において2点鎖線で表現している。サブプレート13の円周方向縁64はハブフランジ12の第2縁53と重なり、第2縁53がストップピン30に当接する際に同時にストップピン30に当接するようになっている。また、サブプレート13の円周方向縁64は第2窓孔46や第2ばね10に干渉しないようになっている。 50

【0057】

以上に述べたように、第1ばね9はその発生荷重が第2ばね10のイニシャル荷重に打ち勝つまでに、第1ストッパー17によって圧縮進行を停止される。この結果捩じり角度b～dまでの領域では第2ばね10の圧縮が開始されない。

(3) 捣じり角度d～f

・トルク伝達経路は、入力回転体2、第2ばね10、ハブフランジ12、ハブ3の順番である。

・第2ばね10のみが圧縮される。

・第1摩擦機構107、第2摩擦機構108で滑りが生じる。

・具体的な動作について説明する。捩じり角度dを超えると第2ばね10はハブフランジ12とクラッチプレート21及びリテーニングプレート22との間で圧縮される。具体的には、R1側の円周方向支持部46aとR2側の円周方向支持部50との間で圧縮されていく。これにより、捩じり角度eでは4個の第2ばね10による捩じり剛性K2が得られる。剛性K2は剛性K1より高い。このときの状態を図27に示す。捩じり角度fに達すると圧縮部18がばねシート66に当接する。言い換えると入力回転体2が第1ばね9に係合する。具体的には、R2側のばねシート66がR1側の円周方向支持部34に当接する。この瞬間に、第1ばね9の捩じりトルクT1がサブプレート13と入力回転体2に作用する。このため、捩じり角度fにおいてトルクがT1分急激に大きくなる。図21及び図27が捩じり角度fに対応している。このとき、図21に示すように、第2ストッパー19においてはR1側の第2縁53とストップピン30との間に4p-3pの大きさの円周方向角度隙間が形成されている。

(4) 捣じり角度f～h

・トルク伝達経路は、入力回転体2とハブ3との間で、第2ばね10及びハブフランジ12の第1経路と、第1ばね9及びサブプレート13の第2経路とからなる。ここでは、捩じりトルクがハブフランジ12とサブプレート13に分担されるため、ハブフランジ12の強度をあまり高くする必要がない。具体的には、ハブフランジ12はハブ3と係合する内周部に特別な軸方向肉厚部を設ける必要がなく、全体的に平坦な形状になっている。これによって、重量軽減やダンパー機構の内周部の軸方向短縮化が実現される。

・第2ばね10と第1ばね9が並列に圧縮される。

・第1摩擦機構107、第2摩擦機構108で滑りが生じる。

・具体的な動作について説明する。捩じり角度fを超えると、第1ばね9はサブプレート13と入力回転体2との間で圧縮され、第2ばね10はハブフランジ12と入力回転体2との間で圧縮される。すなわち第1ばね9と第2ばね10は入力回転体2とハブ3との間で並列に圧縮される。このため、捩じり角度gではK1+K2の捩じり剛性が得られる。このときの状態を図28に示す。捩じり角度hに達すると、第2縁53がストップピン30に当接し、ハブフランジ12と入力回転体2が相対回転を停止する。このときの状態を図22に示す。

【0058】

なお、本実施形態では、ハブフランジ12の第2縁53とともにサブプレート13の円周方向縁64もストップピン30に当接する。すなわち、ストッパートルクはハブフランジ12とサブプレート13の両方によって分担される。このことも、ハブフランジ12の強度をあまり高くする必要がないことを意味する。

第1ばね9の圧縮動作について詳細に説明する。第1ばね9は、R1側の円周方向支持部61とR2側の円周方向支持部34との間で圧縮されていく。R1側のばねシート66はプレート21, 22に対してR2側に移動する。このとき、図9の2点鎖線で示すように、ばねシート66の係合部78は第2孔37をR2側に移動していく。このとき、入力プレート95のR2側の係合爪98はR2側のばねシート66からR2側にさらに離れていく、R1側の係合爪98はR1側のばねシート66にR2側に追従していく。ここでR1側のばねシート66は半径方向外側の移動量の方が半径方向内側の移動量より大きいため、係合部78と係合爪98の係合部分において回動する。

10

20

30

40

50

〔第2ストッパー19の有利な点〕

この実施形態では、第2ばね10を第1ばね9が作動する領域で作動させないようにしたため、第2ストッパー19においてストップピン39と切り欠き54の第2縁53との間の隙間（円周方向角度4p, 4n）は小さくなっているのにも関わらず、剛性K1からなる低剛性領域を十分に広く確保できる。この結果、ハブフランジ12において切り欠き54の円周方向角度が広くならず、窓孔45, 46を広角化できる。

〔ばねシート66の機能〕

(1) ばねシート66は第1ばね9の円周方向両端を支持するための部材である。
 (2) ばねシート66はクラッチプレート21及びリテーニングプレート22の円周方向支持部34との間に所定の隙間を確保し、捩りトルクが大きくなつた段階（捩り角度fを超えた領域）で一方のばねシート66はクラッチプレート21及びリテーニングプレート22の円周方向支持部34に支持される。
 (3) ばねシート66はハブフランジ12やサブプレート13から1段目ダンパー94に対してトルクを入力する部材として機能している。特に、ばねシート66はリテーニングプレートの軸方向外側において1段目ダンパー94と係合する係合部78を有しているため、1段目ダンパー94をリテーニングプレート22の軸方向外側に配置することが可能となっている。このため、リテーニングプレート22の内周側の構造が簡単になっている。また、ばねシート66と1段目ダンパー94の係合は、係合部78に対して入力プレート95の爪部98を軸方向片側からはめるだけでよい簡単な構造になっている。

【0059】

なお、1段目ダンパー94へのトルク入力は第1ばね9及びばねシート66を介して行われるが、第1ばね9は第3ばね8より剛性が十分に高いため、1段目作動時に第1ばね9が作動する不具合は生じない。さらに、係合部78との干渉を避けるため、軸方向覆い部31には第2孔37が設けられている。言い換えると、第2孔37は円周方向に所定角度まで延びて形成され、係合部78の円周方向移動を許容している。

〔第2ばね10の円周方向圧縮による効果〕

第2ばね10がセット状態で回転方向に圧縮されているため、第2ばね10を収容するための第2窓孔46, 第2窓部29の円周方向角度を小さく設定できる。このことは、他の窓孔や窓部をの広角度化や窓孔等の個数の増加等ができ、広捩じり化・低剛性化の実現につながる。

第2実施形態

図30の機械回路図に示すクラッチディスク組立体201のダンパー機構204は、前記第1実施形態におけるクラッチディスク組立体1において、1段目ダンパー94を設けていない構造に相当する。そのような構造は、前記実施形態において例えばサブプレートをハブに対して円周方向に隙間無く係合させることでサブプレートをハブの一部として機能させることで実現できる。

【0060】

ダンパー機構204においては、入力回転体202と出力回転ハブ203との間に第1ばね209と第2ばね210が直列に配置されている。第1ばね209と第2ばね210との間にはハブフランジ212が配置されている。出力回転ハブ203とハブフランジ212との間には第1ストッパー217が設けられている。ハブフランジ212と入力回転体202との間には第2ストッパー219が設けられている。また、入力回転体202には圧縮部218が設けられている。

【0061】

次に、図30～図33までの機械回路図と図34の捩り特性線図を用いてこのダンパー機構204の動作について説明する。図34は、出力回転ハブ203を入力回転体202に対してR2側（回転方向と反対側）に捩ったとき特性すなわち捩り特性の正側領域特性を示している。捩り角度の小さな領域では第1ばね209のみが圧縮され、剛性K1が得られる。このときに第2ばね210が圧縮されないのは、第2ばね210が初期セット状態で予め圧縮されており、イニシャル荷重を発生しているからである。捩り角度dに達する

10

20

30

40

50

と、第1ストッパー217において当接が生じる。このときの状態を図31に示す。これ以降は出力回転ハブ203とハブフランジ212は一体回転する。すなわち第1ばね209は出力回転ハブ203とハブフランジ212との間で挟まれて両者に荷重を与えた状態を保ちつつ両者と一体回転する。このとき、第1ばね209が発生しているトルクを捩りトルクT1とする。

【0062】

捩り角度dを超えると、第2ばね210がハブフランジ212と入力回転体202との間で圧縮され、剛性K2が得られる。やがて捩り角度fに達すると、入力回転体202のR2側の圧縮部218がR2側のばねシート266に当接する。それ以降は、第1ばね209は出力回転ハブ203と入力回転体202との間で圧縮され、第2ばね210はハブフランジ212と入力回転体202との間で圧縮される。すなわち、第1ばね209と第2ばね210が出力回転ハブ203と入力回転体202との間で並列に圧縮され、剛性K1+K2が得られる。なお、捩り角度fでは、圧縮状態の第1ばね209が発生していた捩りトルクT1分だけ捩りトルクが急激に大きくなる。

【0063】

捩り角度hに達すると第2ストッパー219において当接が生じ、出力回転ハブ203と入力回転体202との相対回転が停止する。この状態を図33に示す。

以上の特性では、第2ばね210は、イニシャル荷重付与により、第1ばね209と直列配置にも関わらず、捩り角度の小さな領域では作用しない。このため、第2ストッパー219の作動角の大きさを小さくできる。具体的には、ストッパーピンとハブフランジの切欠きとの間の角度を小さくできる。このことはハブフランジ212においてばねスペースを広く確保でき、窓孔の数や回転方向長さを増やすことが可能なことを意味する。

〔第2ばねにイニシャル荷重を付与していない場合の特性〕

次に、本発明とは異なる構造として、図35の捩り特性線図を用いて第1ばねにイニシャル荷重を付与していない場合の特性を説明する。ここでは、本発明と同様の構造によって前記捩り特性と同等の特性を得るようにしている。第1ばねにイニシャル荷重を付与していない場合は、捩り角度0の時から第1ばねと第2ばねは共に直列に圧縮される。このため、第2ばねの剛性K1は図34の第1ばね209の剛性K1より大きく設定されている。捩り角度の小さな領域では剛性1/K1+1/K2が得られる。捩り角度が大きくなり、第1ストッパーにおいて当接が生じると、それ以降は図34と同様に剛性K2、剛性K1+K2が得られる。

【0064】

図35において第1ストッパーの作動角度を図34のそれと同じに設定するためには、図34の特性に比べて、第1ストッパーの作動角を小さくし、第2ストッパーの作動角を大きくする必要がある。具体的には、図34及び図35に示すように、Ap'がApより小さくなり、Cp'がCpより大きくなる。なぜなら、図35においてAp'及びCpがAp及びCpとそれぞれ同じであると、実際に第1ストッパーにおいて当接が生じる捩り角度が大きくなってしまう。つまり、剛性K1領域が広くなり剛性K2領域が狭くなる。

【0065】

図34の本発明の構成では、図35の例に比べて、第2ストッパーの作動角度は大きくできるものの、第1ストッパーの作動角度は小さくなる。しかし、第1ストッパーはハブとハブフランジ内周部との複数の歯によって形成されているため、ばねの収容等に悪影響を及ぼしにくく、また加工も容易である。

〔他の実施形態〕

本発明に係るダンパー機構及びダンパーディスク組立体はクラッチディスク組立体以外にも適用可能である。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や、トルクコンバータのロックアップダンパー等に本発明を適用できる。

【0066】

【発明の効果】

10

20

20

30

40

50

本発明に係るダンパー機構又はダンパーディスク組立体では、捩り特性において第1弾性部材と第2弾性部材とが直列に作用しないため、第2相対回転停止部の円周方向の大きさを小さく抑えることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1実施形態におけるクラッチディスク組立体の縦断面概略図。

【図2】一部を取り去った状態での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】クラッチディスク組立体の部分縦断面概略図。

【図6】図5の部分拡大図。

10

【図7】図4の部分拡大図。

【図8】図2の部分拡大図。

【図9】窓孔とばねシートとの関係を示すための部分平面図。

【図10】図2の部分拡大図。

【図11】ハブフランジの平面図。

【図12】サブプレートの平面図。

【図13】ハブとサブプレート及びハブフランジとの関係を示す部分平面図。

【図14】ばねシートの平面図。

【図15】ばねシートの平面図。

【図16】ばねシートの背面図。

20

【図17】ばねシートの平面図。

【図18】第1実施形態におけるダンパー機構の機械回路図。

【図19】第1実施形態におけるダンパー機構の機械回路図。

【図20】第1実施形態におけるダンパー機構の機械回路図。

【図21】第1実施形態におけるダンパー機構の機械回路図。

【図22】第1実施形態におけるダンパー機構の機械回路図。

【図23】ダンパー機構の動作を模式的に表すための図。

【図24】ダンパー機構の動作を模式的に表すための図。

【図25】ダンパー機構の動作を模式的に表すための図。

30

【図26】ダンパー機構の動作を模式的に表すための図。

【図27】ダンパー機構の動作を模式的に表すための図。

【図28】ダンパー機構の動作を模式的に表すための図。

【図29】第1実施形態のクラッチディスク組立体の捩り特性線図。

【図30】第2実施形態におけるダンパー機構の機械回路図。

【図31】第2実施形態におけるダンパー機構の機械回路図。

【図32】第2実施形態におけるダンパー機構の機械回路図。

【図33】第2実施形態におけるダンパー機構の機械回路図。

【図34】第2実施形態におけるダンパー機構の捩り特性線図。

【図35】本発明と同様の構造でイニシャル荷重を付与せずに同様の特性を得るために構造による捩り特性線図。

40

【図36】1段目ダンパーをクラッチディスク組立体本体から取り外した図。

【符号の説明】

1 クラッチディスク組立体 (ダンパーディスク組立体)

2 入力回転体 (第2回転部材, 1対の入力円板状部材)

3 ハブ (第1回転部材)

4 ダンパー機構

8 第3ばね

9 第1ばね (第1弾性部材)

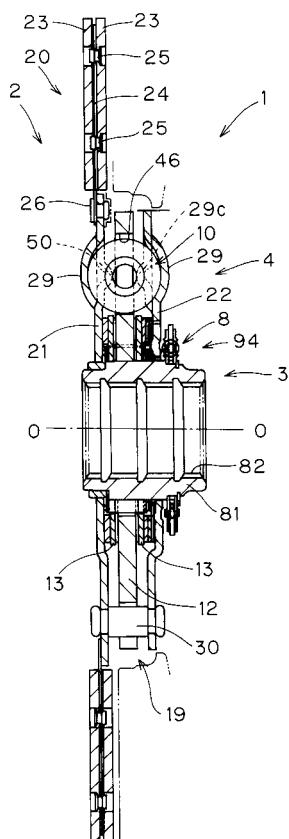
10 第2ばね (第2弾性部材)

12 ハブフランジ (中間回転部材, 中間円板状部材)

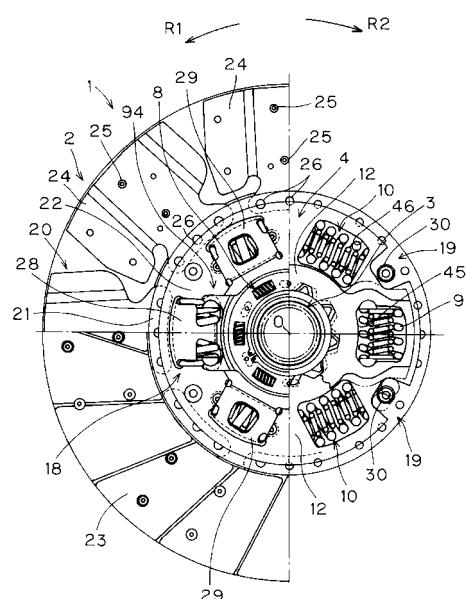
50

- | | | |
|-------|--------------------------|----|
| 1 3 | サブプレート | |
| 1 6 | 第3ストッパー | |
| 1 7 | 第1ストッパー（第1相対回転停止部） | |
| 1 8 | 圧縮部 | |
| 1 9 | 第2ストッパー（第2相対回転停止部） | |
| 4 5 | 第1窓孔 | |
| 4 6 | 第2窓孔 | |
| 6 6 | ばねシート | |
| 9 4 | 1段目ダンパー（ダンパー） | |
| 9 5 | 入力プレート | 10 |
| 9 6 | 出力プレート | |
| 1 1 0 | 出力回転ハブ | |
| 2 0 2 | 入力回転体（第2回転部材，1対の入力円板状部材） | |
| 2 0 3 | 出力回転ハブ（第1回転部材） | |
| 2 0 4 | ダンパー機構 | |
| 2 0 9 | 第1ばね（第1弾性部材） | |
| 2 1 0 | 第2ばね（第2弾性部材） | |
| 2 1 2 | ハブフランジ（中間回転部材，中間円板状部材） | |
| 2 1 7 | 第1ストッパー（第1相対回転停止部） | |
| 2 1 8 | 圧縮部 | |
| 2 1 9 | 第2ストッパー（第2相対回転停止部） | |

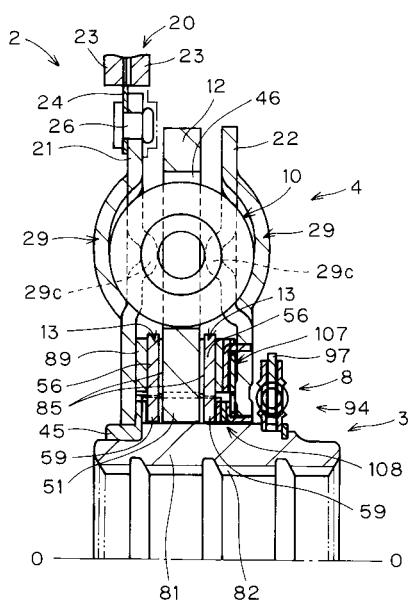
【 図 1 】



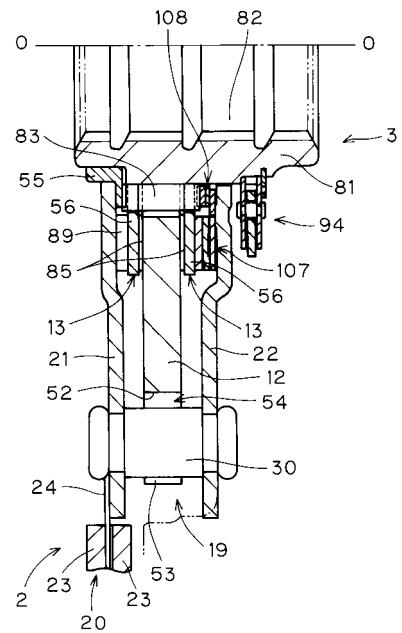
【 図 2 】



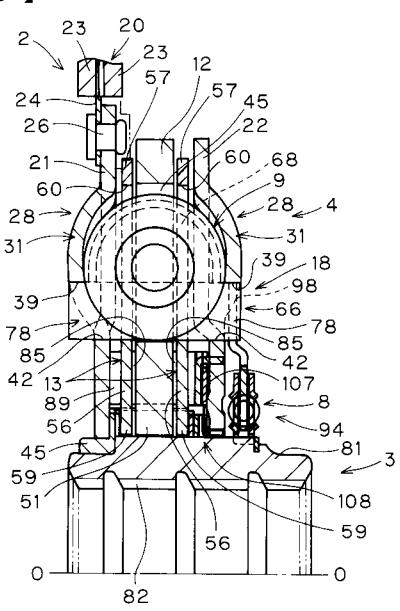
【図3】



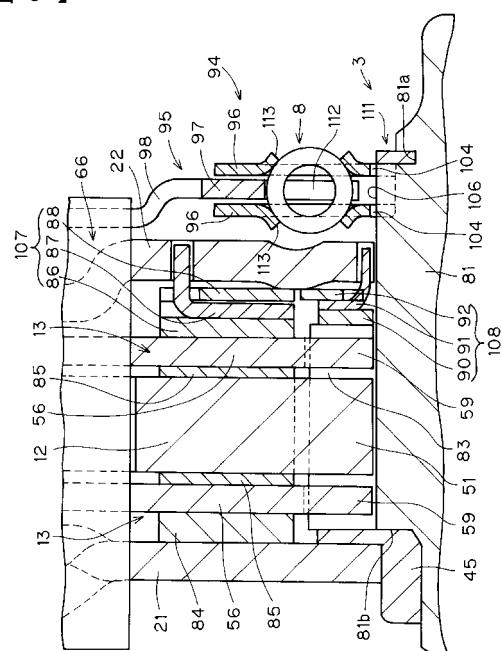
【 図 4 】



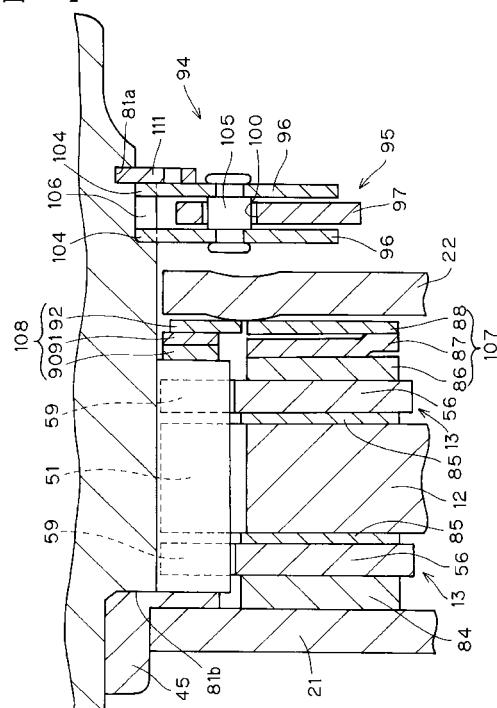
【 図 5 】



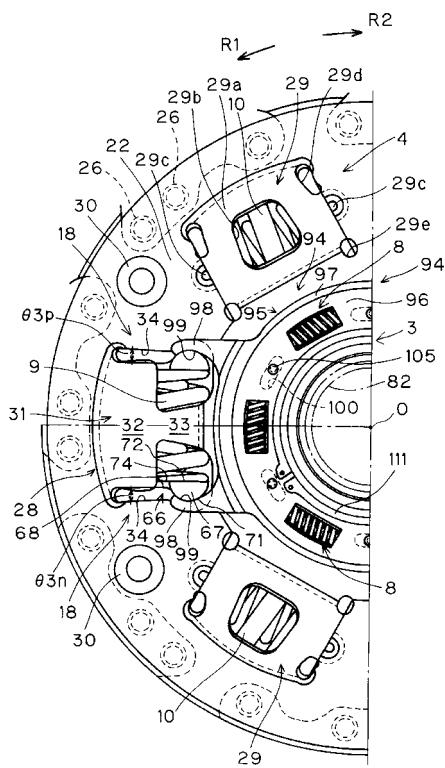
【 図 6 】



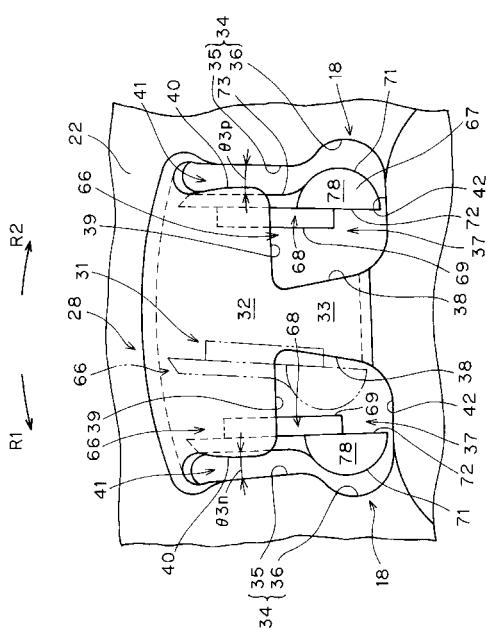
【図7】



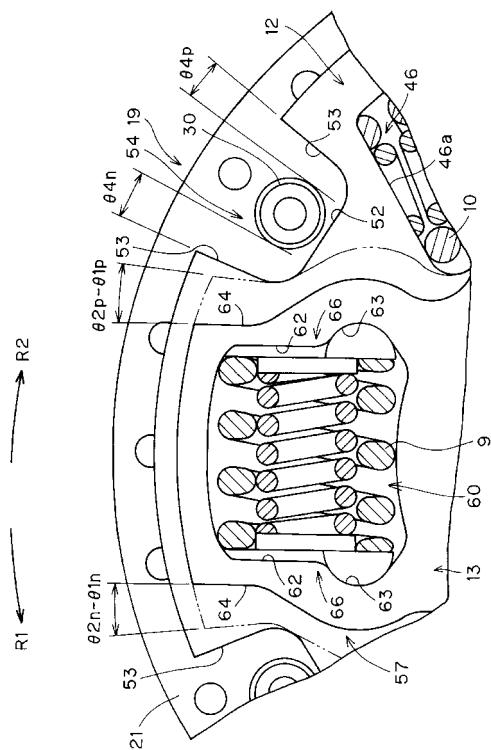
【 図 8 】



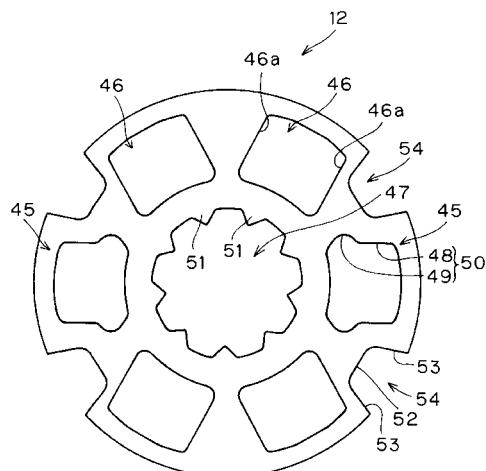
【 四 9 】



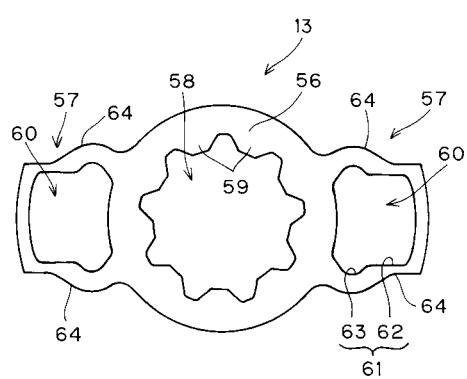
【 図 1 0 】



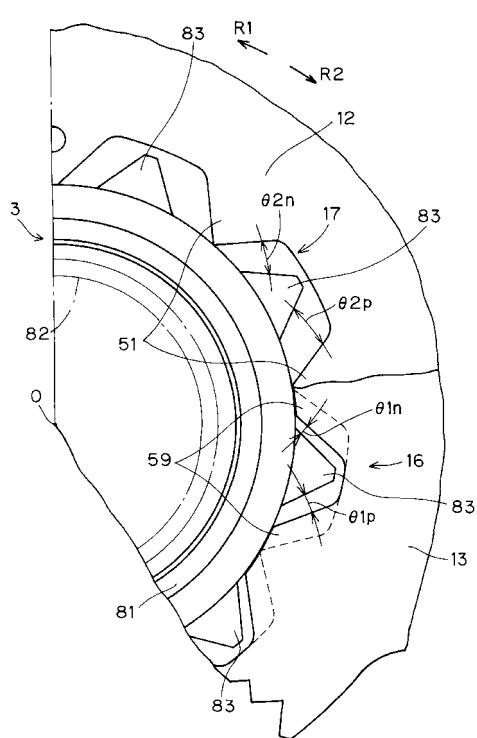
【図 1 1】



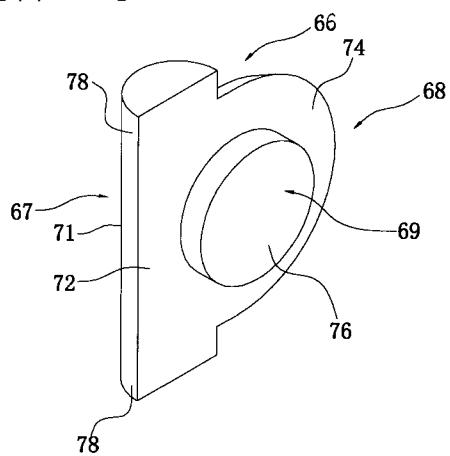
【図 1 2】



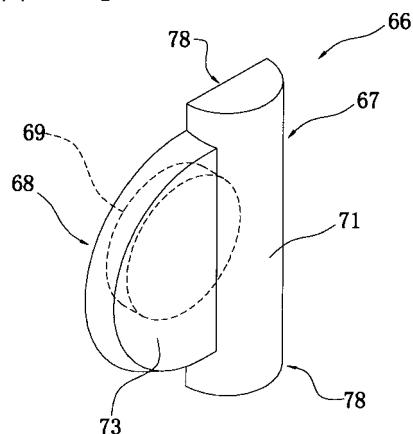
【図 1 3】



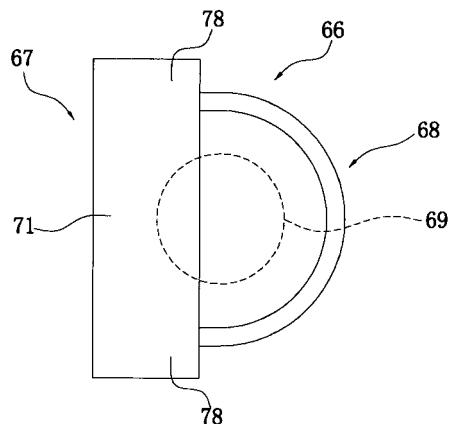
【図 1 4】



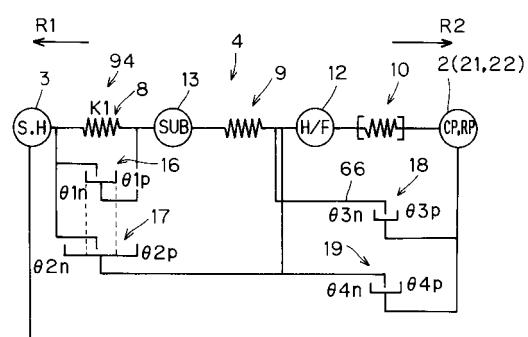
【図 1 5】



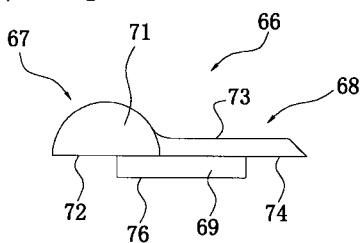
【図16】



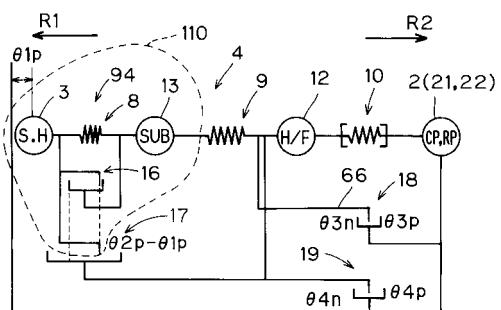
【図18】



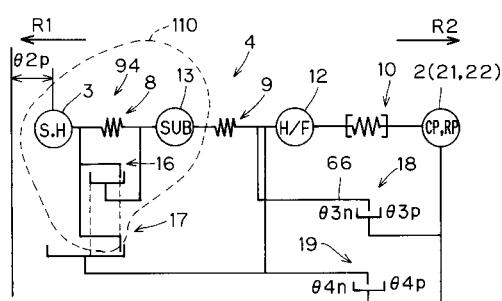
【図17】



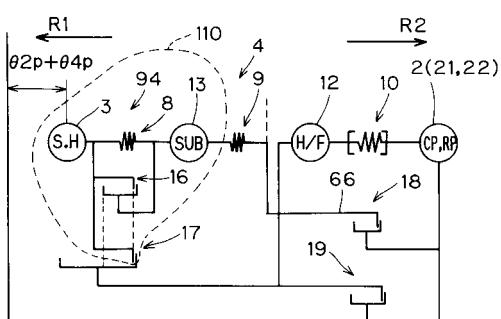
【図19】



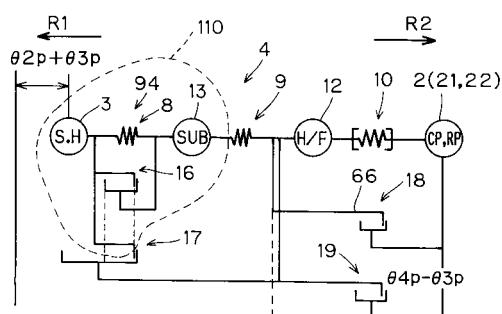
【図20】



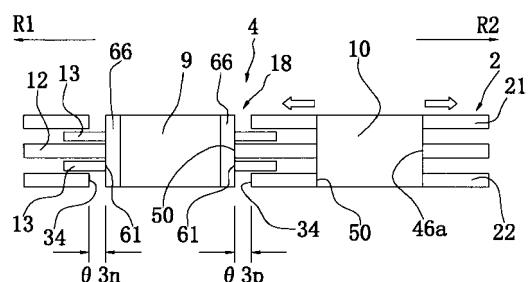
【図22】



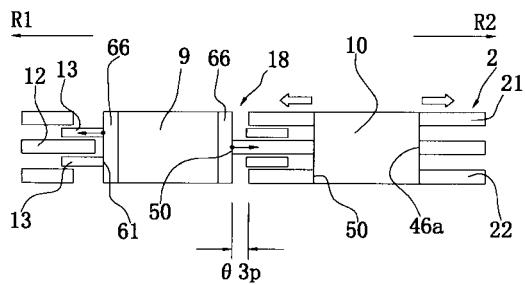
【図21】



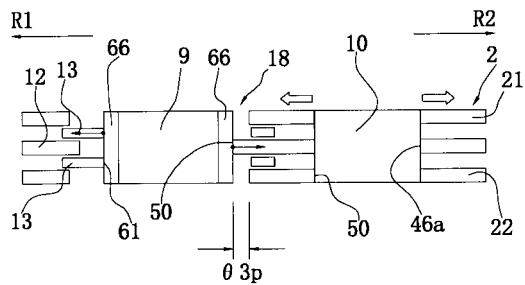
【図23】



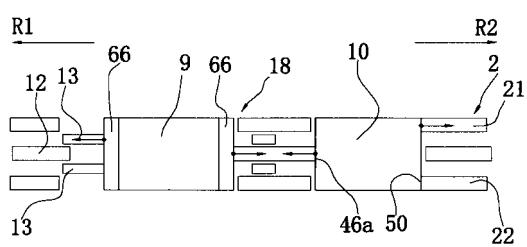
【図24】



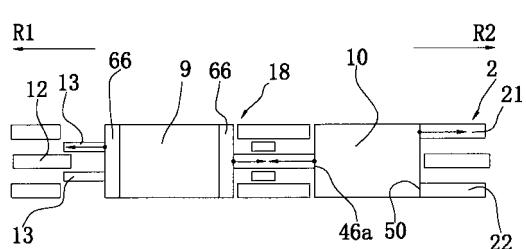
【 図 25 】



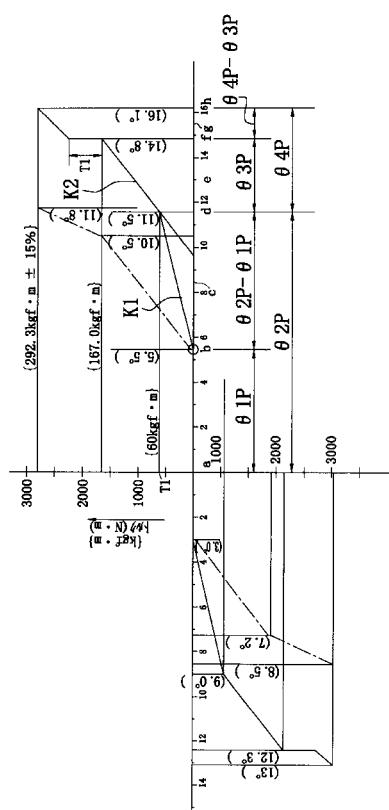
【図26】



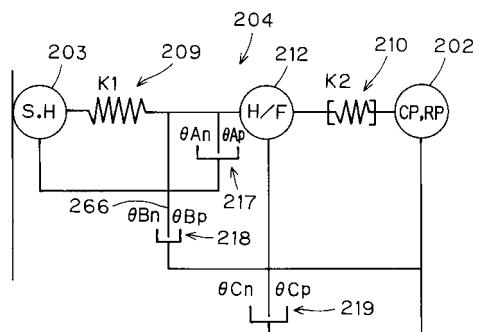
【 図 27 】



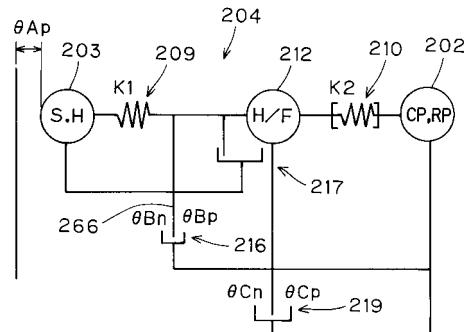
【图 29】



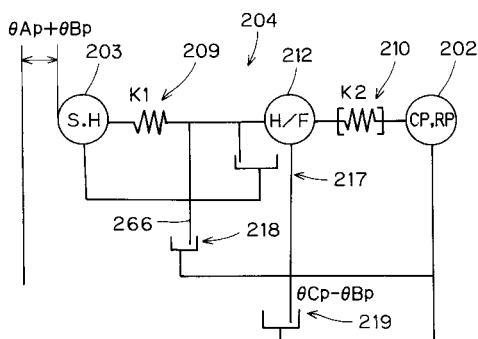
【图30】



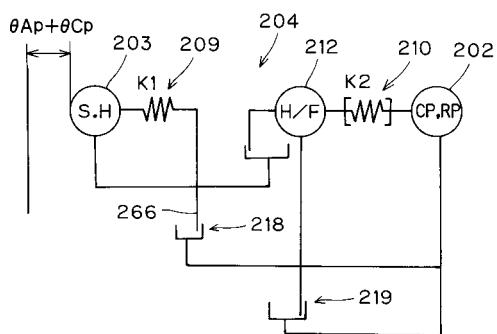
【 図 3 1 】



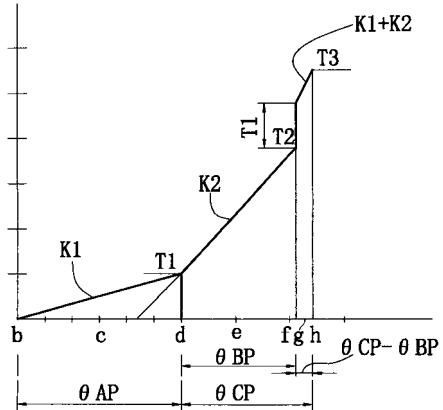
【図32】



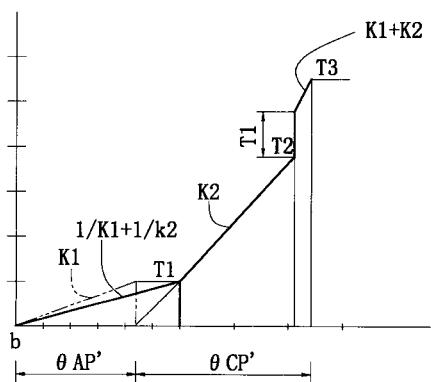
【図33】



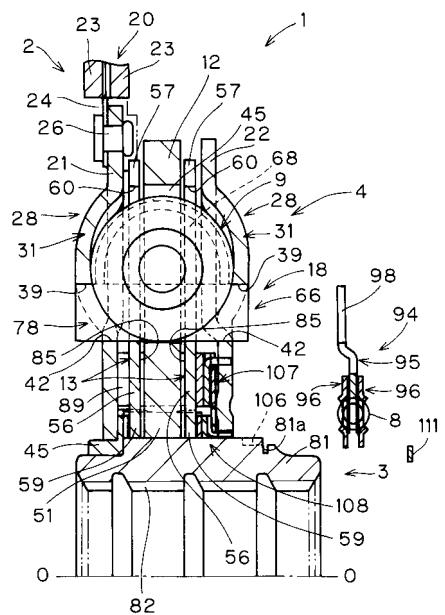
【図34】



【図35】



【図36】



フロントページの続き

(58)調査した分野(Int.Cl. , DB名)

F16F 15/00-15/36

F16D 13/64