

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6399094号
(P6399094)

(45) 発行日 平成30年10月3日(2018.10.3)

(24) 登録日 平成30年9月14日(2018.9.14)

(51) Int.Cl.	F 1
F 1 6 H 45/02 (2006.01)	F 1 6 H 45/02 Y
F 1 6 F 15/134 (2006.01)	F 1 6 F 15/134 B
	F 1 6 F 15/134 A

請求項の数 17 (全 21 頁)

(21) 出願番号	特願2016-540726 (P2016-540726)	(73) 特許権者	000100768
(86) (22) 出願日	平成27年8月5日(2015.8.5)		アイシン・エイ・ダブリュ株式会社
(86) 国際出願番号	PCT/JP2015/072297		愛知県安城市藤井町高根10番地
(87) 国際公開番号	W02016/021669	(74) 代理人	110000017
(87) 国際公開日	平成28年2月11日(2016.2.11)		特許業務法人アイテック国際特許事務所
審査請求日	平成29年1月12日(2017.1.12)	(72) 発明者	滝川 由浩
(31) 優先権主張番号	特願2014-159662 (P2014-159662)		愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内
(32) 優先日	平成26年8月5日(2014.8.5)	(72) 発明者	大井 陽一
(33) 優先権主張国	日本国(JP)		愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内
		(72) 発明者	長井 大樹
			愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ダンパ装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

内燃機関からの動力が伝達される入力要素と、出力要素とを含むダンパ装置において、前記入力要素と前記出力要素との間でトルクを伝達する第1弾性体を含む第1トルク伝達経路と、

中間要素、前記入力要素と前記中間要素との間でトルクを伝達する第2弾性体、および前記中間要素と前記出力要素との間でトルクを伝達する第3弾性体を含み、前記第1トルク伝達経路と並列に設けられる第2トルク伝達経路とを備え、

前記第2および第3弾性体は、前記ダンパ装置の周方向に沿って並ぶように前記第1弾性体よりも前記ダンパ装置の径方向における外側に配置され、

前記第1弾性体は、前記中間要素が前記入力要素および前記出力要素と相対回転可能な状態で前記入力要素と前記出力要素との間でトルクを伝達するように配置され、

前記中間要素は、前記第2および第3弾性体を前記径方向における外側から覆って両者の外周部を支持するように形成されているダンパ装置。

【請求項2】

請求項1に記載のダンパ装置において、

前記中間要素は、流体伝動装置のタービンランナに一体回転するように連結されるダンパ装置。

【請求項3】

請求項1または2に記載のダンパ装置において、

前記中間要素は、前記ダンパ装置の外周に近接するように前記入力要素に設けられた支持部により回転自在に支持されるダンパ装置。

【請求項 4】

請求項 1 から 3 の何れか一項に記載のダンパ装置において、

前記入力要素は、前記第 1 弾性体の端部と当接する内側当接部と、前記第 2 弾性体の端部と当接する外側当接部とを有し、

前記出力要素は、前記第 1 弾性体の端部と当接する内側当接部と、前記第 3 弾性体の端部と当接する外側当接部とを有するダンパ装置。

【請求項 5】

請求項 4 に記載のダンパ装置において、

前記入力要素は、前記第 2 弾性体の端部と当接する前記外側当接部を有すると共に前記内燃機関からの動力が伝達される動力入力部材に連結される第 1 入力部材と、前記第 1 弾性体の端部と当接する前記内側当接部を有すると共に前記第 1 弾性体と前記第 2 および第 3 弾性体との前記径方向における間で前記第 1 入力部材に一体回転するように連結される第 2 入力部材と、前記第 1 弾性体の端部と当接する前記内側当接部を有すると共に前記第 2 入力部材に一体回転するように連結される第 3 入力部材とを含み、

前記出力要素は、前記第 2 入力部材と前記第 3 入力部材との前記ダンパ装置の軸方向における間に配置されるダンパ装置。

【請求項 6】

請求項 5 に記載のダンパ装置において、

前記動力入力部材と前記第 1 入力部材との連結部と、前記第 2 入力部材と前記第 3 入力部材との連結部とは、前記第 1 弾性体と前記第 2 および第 3 弾性体との前記径方向における間に設けられるダンパ装置。

【請求項 7】

請求項 6 に記載のダンパ装置において、

流体伝動装置のタービンランナに固定されて前記中間要素と前記タービンランナとを一体回転するように連結するタービン連結部材を更に備え、

前記タービン連結部材と前記タービンランナとの固定部は、前記第 1 弾性体と前記第 2 および第 3 弾性体との前記径方向における間に設けられるダンパ装置。

【請求項 8】

請求項 1 から 7 の何れか一項に記載のダンパ装置において、

前記第 1 から第 3 弾性体は、コイルスプリングであり、

前記第 1 弾性体の外径は、前記第 2 および第 3 弾性体の外径よりも大きいダンパ装置。

【請求項 9】

請求項 1 から 8 の何れか一項に記載のダンパ装置において、

前記第 1 弾性体のばね定数は、前記第 2 および第 3 弾性体のばね定数よりも小さいダンパ装置。

【請求項 10】

請求項 1 から 9 の何れか一項に記載のダンパ装置において、

前記出力要素の振動振幅が理論上ゼロになる反共振点の振動数に基づいて、前記第 1、第 2 および第 3 弾性体のばね定数と、前記中間要素の慣性モーメントとが定められるダンパ装置。

【請求項 11】

請求項 10 に記載のダンパ装置において、

前記反共振点の振動数と前記内燃機関の気筒数とに基づいて、前記第 1、第 2 および第 3 弾性体のばね定数と、前記中間要素の慣性モーメントとが定められるダンパ装置。

【請求項 12】

請求項 10 または 11 に記載のダンパ装置において、

前記反共振点の振動数を “ f a ” とし、前記内燃機関の気筒数を “ n ” としたときに、

$$500 \text{ rpm} \quad (120 / n) \cdot f a \quad 1500 \text{ rpm}$$

10

20

30

40

50

を満たすように構成されるダンパ装置。

【請求項 13】

請求項 10 から 12 の何れか一項に記載のダンパ装置において、

前記反共振点の振動数を “ f_a ” とし、前記内燃機関と前記入力要素とを連結するロックアップクラッチのロックアップ回転数を “ N_{lup} ” としたときに、

$$N_{lup} = (120 / n) \cdot f_a$$

を満たすように構成されるダンパ装置。

【請求項 14】

請求項 10 から 12 の何れか一項に記載のダンパ装置において、

前記反共振点の振動数を “ f_a ” とし、前記内燃機関と前記入力要素とを連結するロックアップクラッチのロックアップ回転数を “ N_{lup} ” としたときに、

$$N_{lup} < (120 / n) \cdot f_a$$

を満たすように構成されるダンパ装置。

【請求項 15】

請求項 12 から 14 の何れか一項に記載のダンパ装置において、

$$900 \text{ rpm} < (120 / n) \cdot f_a < 1200 \text{ rpm}$$

を満たすように構成されるダンパ装置。

【請求項 16】

請求項 10 から 15 の何れか一項に記載のダンパ装置において、

前記反共振点の振動数 f_a は、次式 (1) により表されるダンパ装置。ただし、式 (1) において、“ k_1 ” は、前記第 1 弾性体のばね定数であり、“ k_2 ” は、前記第 2 弾性体のばね定数であり、“ k_3 ” は、前記第 3 弾性体のばね定数であり、“ J_2 ” は、前記中間要素の慣性モーメントである。

【数 1】

$$f_a = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_1 k_2 + k_1 k_3 + k_2 k_3}{k_1 J_2}} \quad \dots (1)$$

【請求項 17】

請求項 1 から 16 の何れか一項に記載のダンパ装置において、

前記内燃機関から前記入力要素に伝達される入力トルクが予め定められた閾値以上になるまで、前記第 1 から第 3 弾性体の撓みが規制されないダンパ装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本開示は、内燃機関からの動力が伝達される入力要素と、出力要素とを含むダンパ装置に関する。

【背景技術】

【0002】

従来、この種のダンパ装置として、トルクコンバータに関連して使用されるダブルパスダンパが知られている（例えば、特許文献 1 参照）。このダンパ装置において、エンジンおよびロックアップクラッチから出力ハブまでの振動経路は、2 つの平行な振動経路 B および C に分割されており、2 つの振動経路 B、C は、それぞれ一対のばねと、当該一対のばねの間に配置される別個の中間フランジを有している。また、トルクコンバータのタービンは、2 つの振動経路の共振周波数を異ならせるために振動経路 B の中間フランジに結合されており、振動経路 B の中間フランジの固有振動数は、振動経路 C の中間フランジの固有振動数よりも小さい。ロックアップクラッチが繋がれている場合、エンジンからの振動は、ダンパ装置の 2 つの振動経路 B、C に進入する。そして、ある周波数のエンジン振動がタービンに結合された中間フランジを含む振動経路 B に到達すると、振動経路 B の中間フランジから出力ハブまでの間における振動の位相が入力振動の位相に対して 180 度

10

20

30

40

50

ずらされる。この際、振動経路Cの中間フランジの固有振動数は振動経路Bの中間フランジの固有振動数よりも大きいことから、振動経路Cに進入した振動は、位相のシフト（ずれ）を生ずることなく出力ハブに伝達される。このように、振動経路Bから出力ハブに伝達される振動の位相と、振動経路Cから出力ハブに伝達される振動の位相とを180度ずらすことで、出力ハブでの振動を減衰させることができる。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献1】特表2012-506006号公報

【発明の概要】

【0004】

上記特許文献1に記載されたダブルパスダンパにおいて、2つの中間フランジ（36，38）は、当該ダブルパスダンパの軸方向に対向するように配置される（同文献の図5Aおよび図5B参照）。従って、振動経路Bを構成する一対のばね（35a，35b）は、ダブルパスダンパの径方向に並ぶように配置され、振動経路Cを構成する一対のばね（37a，37b）も、ダブルパスダンパの径方向に並ぶように配置される。すなわち、振動経路BおよびCの入力側のばね（35a，37a）は、振動経路BおよびCの出力側のばね（35b，37b）よりも径方向外側に配置される。このため、特許文献1のダブルパスダンパでは、各ばねの剛性（ばね定数）や中間フランジの重量（慣性モーメント）の調整による振動経路BおよびCの固有振動数の設定の自由度が低下してしまい、振動減衰性能を向上させることが困難となるおそれがある。更に、特許文献1のダブルパスダンパでは、振動経路BおよびCの共振周波数同士が近づいてしまい、十分な振動減衰効果を得られないおそれもある。

【0005】

そこで、本開示の発明は、並列に設けられる第1および第2トルク伝達経路を有するダンパ装置の振動減衰性能をより向上させることを主目的とする。

【0006】

本開示のダンパ装置は、内燃機関からの動力が伝達される入力要素と、出力要素を含むダンパ装置において、前記入力要素と前記出力要素との間でトルクを伝達する第1弾性体を含む第1トルク伝達経路と、中間要素、前記入力要素と前記中間要素との間でトルクを伝達する第2弾性体、および前記中間要素と前記出力要素との間でトルクを伝達する第3弾性体を含み、前記第1トルク伝達経路と並列に設けられる第2トルク伝達経路とを備え、前記第2および第3弾性体は、前記ダンパ装置の周方向に沿って並ぶように前記第1弾性体よりも前記ダンパ装置の径方向における外側に配置されるものである。

【0007】

このような第1および第2トルク伝達経路を有するダンパ装置では、第1トルク伝達経路から出力要素に伝達される振動の位相と、第2トルク伝達経路から出力要素に伝達される振動の位相とが、第2トルク伝達経路（中間要素）の固有振動数に応じた共振の発生によって180度ずれた際に、出力要素の振動振幅が理論上ゼロになる反共振点を設定することができる。更に、このダンパ装置では、共振する要素である中間要素が第1トルク伝達経路から省略されることから、第2トルク伝達経路（中間要素）の固有振動数に応じた共振が発生した後に、第1弾性体から出力要素に伝達される振動および第3弾性体から出力要素に伝達される振動の一方が他方の少なくとも一部を打ち消す周波数帯（回転数域）をより大きくすることが可能となる。そして、第2トルク伝達経路の第2および第3弾性体を第1トルク伝達経路の第1弾性体よりもダンパ装置の径方向における外側に配置することで、第2および第3弾性体の剛性や中間要素の慣性モーメントの調整により、第2トルク伝達経路（中間要素）の固有振動数をより小さくすることができる。この結果、並列に設けられる第1および第2トルク伝達経路を有するダンパ装置の振動減衰性能をより向上させることが可能となる。加えて、このダンパ装置では、第1トルク伝達経路から中間要素が省略されるので、装置全体の構造を簡素化すると共に大型化（特に軸長の増加）を

10

20

30

40

50

抑制することができる。

【0008】

本開示の他のダンパ装置は、内燃機関からの動力が伝達される入力要素と、出力要素とを含むダンパ装置において、前記入力要素と前記出力要素との間でトルクを伝達する第1弾性体を含む第1トルク伝達経路と、中間要素、前記入力要素と前記中間要素との間でトルクを伝達する第2弾性体、および前記中間要素と前記出力要素との間でトルクを伝達する第3弾性体を含み、前記第1トルク伝達経路と並列に設けられる第2トルク伝達経路とを備え、前記出力要素の振動振幅が理論上ゼロになる反共振点の振動数に基づいて、前記第1、第2および第3弾性体のばね定数と、前記中間要素の慣性モーメントとが定められるものである。

10

【0009】

このように、出力要素の振動振幅をより低下させ得る反共振点の振動数に基づいてダンパ装置を構成することで、並列に設けられる第1および第2トルク伝達経路を有するダンパ装置の振動減衰性能をより向上させることが可能となる。

【図面の簡単な説明】

【0010】

【図1】本開示の一実施形態に係るダンパ装置を含む発進装置を示す概略構成図である。

【図2】図1の発進装置を示す断面図である。

【図3】エンジンの回転数とダンパ装置の出力要素におけるトルク変動との関係を例示する説明図である。

20

【図4】本開示の他の実施形態に係る発進装置を示す断面図である。

【発明を実施するための形態】

【0011】

次に、図面を参照しながら、本開示の発明を実施するための形態について説明する。

【0012】

図1は、本開示の一実施形態に係るダンパ装置10を含む発進装置1を示す概略構成図であり、図2は、発進装置1を示す断面図である。これらの図面に示す発進装置1は、原動機としてのエンジン（内燃機関）を備えた車両に搭載されるものであり、ダンパ装置10に加えて、エンジンのクランクシャフトに連結される入力部材としてのフロントカバー3や、フロントカバー3に固定されるポンプインペラ（入力側流体伝動要素）4、ポンプインペラ4と同軸に回転可能なタービンランナ（出力側流体伝動要素）5、ダンパ装置10に連結されると共に自動変速機（AT）あるいは無段変速機（CVT）である変速機の入力軸ISに固定される動力出力部材としてのダンパハブ7、ロックアップクラッチ8等を含む。

30

【0013】

なお、以下の説明において、「軸方向」は、特に明記するものを除いて、基本的に、発進装置1やダンパ装置10の中心軸（軸心）の延在方向を示す。また、「径方向」は、特に明記するものを除いて、基本的に、発進装置1やダンパ装置10、当該ダンパ装置10等の回転要素の径方向、すなわち発進装置1やダンパ装置10の中心軸から当該中心軸と直交する方向（半径方向）に延びる直線の延在方向を示す。更に、「周方向」は、特に明記するものを除いて、基本的に、発進装置1やダンパ装置10、当該ダンパ装置10等の回転要素の周方向、すなわち当該回転要素の回転方向に沿った方向を示す。

40

【0014】

ポンプインペラ4は、図2に示すように、フロントカバー3に密に固定されるポンプシェル40と、ポンプシェル40の内面に配設された複数のポンプブレード41とを有する。タービンランナ5は、図2に示すように、タービンシェル50と、タービンシェル50の内面に配設された複数のタービンブレード51とを有する。タービンシェル50の内周部は、複数のリベットを介してタービンハブ52に固定される。タービンハブ52は、ダンパハブ7により回転自在に支持され、当該タービンハブ52（タービンランナ5）の発進装置1の軸方向における移動は、ダンパハブ7と、当該ダンパハブ7に装着されるスナ

50

ップリングにより規制される。

【0015】

ポンプインペラ4とタービンランナ5とは、互いに対向し合い、両者の間には、タービンランナ5からポンプインペラ4への作動油（作動流体）の流れを整流するステータ6が同軸に配置される。ステータ6は、複数のステータブレード60を有し、ステータ6の回転方向は、ワンウェイクラッチ61により一方向のみに設定される。これらのポンプインペラ4、タービンランナ5およびステータ6は、作動油を循環させるトラス（環状流路）を形成し、トルク増幅機能をもったトルクコンバータ（流体伝動装置）として機能する。ただし、発進装置1において、ステータ6やワンウェイクラッチ61を省略し、ポンプインペラ4およびタービンランナ5を流体継手として機能させてもよい。

10

【0016】

ロックアップクラッチ8は、ダンパ装置10を介してフロントカバー3とダンパハブ7とを連結するロックアップを実行すると共に当該ロックアップを解除するものである。本実施形態において、ロックアップクラッチ8は、単板油圧式クラッチとして構成されており、フロントカバー3の内部かつ当該フロントカバー3のエンジン側の内壁面近傍に配置されると共にダンパハブ7に対して軸方向に移動自在に嵌合されるロックアップピストン（動力入力部材）80を有する。図2に示すように、ロックアップピストン80の外周側かつフロントカバー3側の面には、摩擦材81が貼着される。そして、ロックアップピストン80とフロントカバー3との間には、作動油供給路や入力軸ISに形成された油路を介して図示しない油圧制御装置に接続されるロックアップ室85が画成される。

20

【0017】

ロックアップ室85内には、入力軸ISに形成された油路等を介してポンプインペラ4およびタービンランナ5の軸心側（ワンウェイクラッチ61の周辺）から径方向外側に向けてポンプインペラ4およびタービンランナ5（トラス）へと供給される油圧制御装置からの作動油が流入可能である。従って、フロントカバー3とポンプインペラ4のポンプシェルとにより画成される流体伝動室9内とロックアップ室85内とが等圧に保たれば、ロックアップピストン80は、フロントカバー3側に移動せず、ロックアップピストン80がフロントカバー3と摩擦係合することはない。これに対して、図示しない油圧制御装置によりロックアップ室85内を減圧すれば、ロックアップピストン80は、圧力差によりフロントカバー3に向けて移動してフロントカバー3と摩擦係合する。これにより、フロントカバー3（エンジン）は、ダンパ装置10を介してダンパハブ7に連結される。なお、ロックアップクラッチ8として、少なくとも1枚の摩擦係合プレート（複数の摩擦材）を含む多板油圧式クラッチが採用されてもよい。

30

【0018】

ダンパ装置10は、図1および図2に示すように、回転要素として、ドライブ部材（入力要素）11、中間部材（中間要素）12およびドリブン部材（出力要素）15を含む。更に、ダンパ装置10は、トルク伝達要素（トルク伝達弾性体）として、ドライブ部材11とドリブン部材15との間でトルクを伝達する複数（本実施形態では、例えば4個）の第1スプリング（第1弾性体）SP1、ドライブ部材11と中間部材12との間でトルクを伝達する複数（本実施形態では、例えば3個）の第2スプリング（第2弾性体）SP2、および中間部材12とドリブン部材15との間でトルクを伝達する複数（本実施形態では、例えば3個）の第3スプリング（第3弾性体）SP3を含む。

40

【0019】

すなわち、ダンパ装置10は、図1に示すように、互いに並列に設けられる第1トルク伝達経路P1と第2トルク伝達経路P2とを有する。第1トルク伝達経路P1は、ドライブ部材11とドリブン部材15との間に配置される要素として、第1スプリングSP1のみを含み、複数の第1スプリングSP1を介してドライブ部材11とドリブン部材15との間でトルクを伝達する。また、第2トルク伝達経路P2は、ドライブ部材11とドリブン部材15との間に配置される要素として、中間部材12、第2および第3スプリングSP2、SP3を含み、複数の第2スプリングSP2、中間部材12および複数の第3スプリングSP3を含む。

50

リングSP3を介してドライブ部材11とドリブン部材15との間でトルクを伝達する。

【0020】

本実施形態では、第1から第3スプリングSP1～SP3として、荷重が加えられてないときに真っ直ぐに延びる軸心を有するように螺旋状に巻かれた金属材料からなる直線型コイルスプリングが採用される。これにより、アークコイルスプリングを用いた場合に比べて、第1から第3スプリングSP1～SP3を軸心に沿ってより適正に伸縮させて、いわゆるヒステリシス（ドライブ部材11への入力トルクが増加していく際にドリブン部材15から出力されるトルクと、当該入力トルクが減少していく際にドリブン部材15から出力されるトルクとの差）を低減化することができる。また、本実施形態において、第1スプリングSP1は、図2に示すように、第2および第3スプリングSP2, SP3の外径（コイル径）よりも大きい外径（コイル径）を有する。また、第1スプリングSP1の線径（コイル線の外径）は、図2に示すように、第2および第3スプリングSP2, SP3の線径（コイル線の外径）よりも大きい。

10

【0021】

図2に示すように、ダンパ装置10のドライブ部材11は、ロックアップクラッチ8のロックアップピストン80に固定される環状の第1プレート部材（第1入力部材）111と、第1プレート部材111に一体に回転するように連結される環状の第2プレート部材（第2入力部材）112と、タービンランナ5に近接するように配置されると共に複数のリベットを介して第2プレート部材112に連結（固定）される環状の第3プレート部材（第3入力部材）113とを含む。これにより、ドライブ部材11、すなわち第1から第3プレート部材111～113は、ロックアップピストン80と一体に回転し、ロックアップクラッチ8の係合によりフロントカバー3（エンジン）とダンパ装置10のドライブ部材11とが連結されることになる。

20

【0022】

第1プレート部材111は、複数のリベットを介してロックアップピストン80の外周側の内面（摩擦材81が貼着されない面）に固定される環状の固定部111aと、固定部111aの外周部から軸方向に延びる筒状部111bと、筒状部111bから周方向に間隔をおいて（等間隔に）径方向外側に延出された複数（本実施形態では、例えば3個）のスプリング当接部（外側当接部）111cとを有する。また、第1プレート部材111の筒状部111bの遊端部には、第2プレート部材112の外周部に形成された対応する凹部に嵌合される複数の係合凸部が形成されている。

30

【0023】

第2プレート部材112は、その内周縁に沿って周方向に間隔をおいて（等間隔に）並ぶ複数（本実施形態では、例えば4個）のスプリング支持部112aと、複数のスプリング支持部112aよりも外周側で周方向に間隔をおいて（等間隔に）並ぶと共にそれぞれ対応するスプリング支持部112aと第2プレート部材112の径方向において対向する複数（本実施形態では、例えば4個）のスプリング支持部112bと、複数（本実施形態では、例えば4個）のスプリング当接部（内側当接部）112cとを有する。また、第3プレート部材113は、その内周縁に沿って周方向に間隔をおいて（等間隔に）並ぶ複数（本実施形態では、例えば4個）のスプリング支持部113aと、複数のスプリング支持部113aよりも外周側で周方向に間隔をおいて（等間隔に）並ぶと共にそれぞれ対応するスプリング支持部113aと第3プレート部材113の径方向において対向する複数（本実施形態では、例えば4個）のスプリング支持部113bと、複数（本実施形態では、例えば4個）のスプリング当接部（内側当接部）113cとを有する。

40

【0024】

第2プレート部材112の複数のスプリング支持部112aは、それぞれ対応する第1スプリングSP1（各1個）のロックアップピストン80側の側部を内周側から支持（ガイド）する。複数のスプリング支持部112bは、それぞれ対応する第1スプリングSP1（各1個）のロックアップピストン80側の側部を外周側から支持（ガイド）する。第3プレート部材113の複数のスプリング支持部113aは、それぞれ対応する第1スプリングSP1（各1個）のロックアップピストン80側の側部を外周側から支持（ガイド）する。

50

リングSP1（各1個）のタービンランナ5側の側部を内周側から支持（ガイド）する。複数のスプリング支持部113bは、それぞれ対応する第1スプリングSP1（各1個）のタービンランナ5側の側部を外周側から支持（ガイド）する。これにより、複数の第1スプリングSP1は、第2プレート部材112および第3プレート部材113により両者（ダンパ装置10）の周方向に沿って並ぶように支持される。

【0025】

第2プレート部材112の複数のスプリング当接部112cは、周方向に沿って互いに隣り合うスプリング支持部112a, 112bの間に1個ずつ設けられる。各スプリング当接部112cは、ダンパ装置10の取付状態において、第2および第3プレート部材112, 113により支持されて互いに隣り合う第1スプリングSP1の間で両者の端部と当接する。第3プレート部材113の複数のスプリング当接部113cは、周方向に沿って互いに隣り合うスプリング支持部113a, 113bの間に1個ずつ設けられる。各スプリング当接部113cも、ダンパ装置10の取付状態において、第2および第3プレート部材112, 113により支持されて互いに隣り合う第1スプリングSP1の間で両者の端部と当接する。

10

【0026】

中間部材12は、複数の第2および第3スプリングSP2, SP3の外周部やロックアップピストン80側の側部（図2における右側の側部）等を支持（ガイド）するように環状に形成されている。中間部材12は、図2に示すように、ドライブ部材11を構成する第1プレート部材111の筒状部（支持部）111bにより回転自在に支持（調心）され、流体伝動室9内の外周側領域に配置される。このように中間部材12をダンパ装置10の外周に近接するように流体伝動室9内の外周側領域に配置することで、当該中間部材12の慣性モーメント（イナーシャ）をより大きくすることが可能となる。

20

【0027】

更に、中間部材12は、第2および第3スプリングSP2, SP3を当該中間部材12（ダンパ装置10）の周方向に沿って交互に並ぶように支持する。これにより、第2および第3スプリングSP2, SP3は、ドライブ部材11（第2および第3プレート部材112, 113）により支持される複数の第1スプリングSP1の径方向外側に配置される。このように、複数の第1スプリングSP1を囲むように第2および第3スプリングSP2, SP3を流体伝動室9内の外周側領域に配置することで、ダンパ装置10ひいては発進装置1の軸長をより短縮化することが可能となる。

30

【0028】

また、中間部材12は、複数（本実施形態では、例えば3個）の第1スプリング当接部（弾性体当接部）121cと、それぞれ対応する第1スプリング当接部121cと軸方向において対向する複数（本実施形態では、例えば3個）の第2スプリング当接部（弾性体当接部）122cとを有する。第1および第2スプリング当接部121c, 122cは、互いに対をなす（直列に作用する）第2および第3スプリングSP2, SP3の間で両者の端部と当接する。更に、対をなさない（直列に作用しない）第2および第3スプリングSP2, SP3の間には、ドライブ部材11を構成する第1プレート部材111のスプリング当接部111cが配置される。

40

【0029】

すなわち、ダンパ装置10の取付状態において、ドライブ部材11の各スプリング当接部111cは、対をなさない第2および第3スプリングSP2, SP3の間で両者の端部と当接する。これにより、ダンパ装置10の取付状態において、各第2スプリングSP2の一端は、ドライブ部材11の対応するスプリング当接部111cと当接し、各第2スプリングSP2の他端は、中間部材12の対応する第1および第2スプリング当接部121c, 122cと当接する。また、ダンパ装置10の取付状態において、各第3スプリングSP3の一端は、中間部材12の対応する第1および第2スプリング当接部121c, 122cと当接し、各第3スプリングSP3の他端は、ドライブ部材11の対応するスプリング当接部111cと当接する。

50

【 0 0 3 0 】

ドリブン部材 1 5 は、図 2 に示すように、ドライブ部材 1 1 の第 2 プレート部材 1 1 2 と第 3 プレート部材 1 1 3 との軸方向における間に配置されると共にダンパハブ 7 に例えば溶接により固定される。ドリブン部材 1 5 は、その内周縁に近接するように周方向に間隔をおいて形成された複数（本実施形態では、例えば 4 個）の内側スプリング当接部（内側当接部）1 5 c i と、複数の内側スプリング当接部 1 5 c i よりも径方向外側に周方向に間隔をおいて形成された複数（本実施形態では、例えば 3 個）の外側スプリング当接部（外側当接部）1 5 c o とを有する。

【 0 0 3 1 】

ダンパ装置 1 0 の取付状態において、ドリブン部材 1 5 の各内側スプリング当接部 1 5 c i は、ドライブ部材 1 1 のスプリング当接部 1 1 2 c , 1 1 3 c と同様に、互いに隣り合う第 1 スプリング S P 1 の間で両者の端部と当接する。また、ダンパ装置 1 0 の取付状態において、ドリブン部材 1 5 の各外側スプリング当接部 1 5 c o は、ドライブ部材 1 1 の各スプリング当接部 1 1 1 c と同様に、対をなさない第 2 および第 3 スプリング S P 2 , S P 3 の間で両者の端部と当接する。

【 0 0 3 2 】

これにより、ダンパ装置 1 0 の取付状態において、各第 1 スプリング S P 1 の両端部は、それぞれドライブ部材 1 1 のスプリング当接部 1 1 2 c , 1 1 3 c およびドリブン部材 1 5 の内側スプリング当接部 1 5 c i の双方と当接する。更に、各第 2 スプリング S P 2 の上記一端は、ドリブン部材 1 5 の対応する外側スプリング当接部 1 5 c o とも当接し、各第 3 スプリング S P 3 の上記他端は、ドリブン部材 1 5 の対応する外側スプリング当接部 1 5 c o とも当接する。この結果、ドリブン部材 1 5 は、複数の第 1 スプリング S P 1 、すなわち第 1 トルク伝達経路 P 1 を介してドライブ部材 1 1 に連結されると共に、複数の第 2 スプリング S P 2 、中間部材 1 2 および複数の第 3 スプリング S P 3 、すなわち第 2 トルク伝達経路 P 2 を介してドライブ部材 1 1 に連結される。

【 0 0 3 3 】

図 2 に示すように、本実施形態では、タービンランナ 5 のタービンシェル 5 0 に環状のタービン連結部材 5 5 が例えば溶接により固定されている。タービン連結部材 5 5 の外周部には、周方向に間隔をおいて軸方向に延びる複数（本実施形態では、例えば 3 個）のスプリング当接部 5 5 c が形成されている。タービン連結部材 5 5 の各スプリング当接部 5 5 c は、互いに対をなして直列に作用する第 2 および第 3 スプリング S P 2 , S P 3 の間で両者の端部と当接する。

【 0 0 3 4 】

これにより、中間部材 1 2 とタービンランナ 5 とは、一体に回転するように連結されることになり、タービンランナ 5 （およびタービンハブ 5 2 ）を中間部材 1 2 に連結することで、当該中間部材 1 2 の実質的な慣性モーメント（中間部材 1 2 やタービンランナ 5 等の慣性モーメントの合計値）をより一層大きくすることが可能となる。また、タービンランナ 5 と、第 1 スプリング S P 1 の径方向外側、すなわち流体伝動室 9 内の外周側領域に配置される中間部材 1 2 とを連結することで、タービン連結部材 5 5 がドライブ部材 1 1 の第 3 プレート部材 1 1 3 や第 1 スプリング S P 1 とタービンランナ 5 との軸方向における間を通過しないようにすることができる。これにより、ダンパ装置 1 0 ひいては発進装置 1 の軸長の増加をより良好に抑制することが可能となる。

【 0 0 3 5 】

更に、ダンパ装置 1 0 は、図 1 に示すように、第 1 スプリング S P 1 の撓みを規制する第 1 ストップ 2 1 と、第 2 スプリング S P 2 の撓みを規制する第 2 ストップ 2 2 と、第 3 スプリング S P 3 の撓みを規制する第 3 ストップ 2 3 とを含む。本実施形態において、第 1 ストップ 2 1 は、ドライブ部材 1 1 とドリブン部材 1 5 との相対回転を規制するように構成される。第 2 ストップ 2 2 は、ドライブ部材 1 1 と中間部材 1 2 との相対回転を規制するように構成される。第 3 ストップ 2 3 は、中間部材 1 2 とドリブン部材 1 5 との相対回転を規制するように構成される。これらの第 1 から第 3 ストップ 2 1 ~ 2 3 は、ドライ

10

20

30

40

50

ブ部材 11 への入力トルクがダンパ装置 10 の最大捩れ角 $m a x$ に対応したトルク $T 2$ (第 2 の閾値) よりも小さい予め定められたトルク (第 1 の閾値) $T 1$ に達した以降に対応するスプリングの撓みを規制するように構成される。

【 0 0 3 6 】

本実施形態において、第 2 および第 3 スプリング $S P 2$, $S P 3$ のうち、ばね定数が小さい一方 (例えば、第 2 スプリング $S P 2$) に対応した第 2 および第 3 ストップ 2 2 , 2 3 の一方は、ドライブ部材 11 への入力トルクが上記トルク $T 1$ に達した段階で対応するスプリングの撓みを規制するように構成される。また、第 1 ストップ 2 1 と第 2 および第 3 ストップ 2 2 , 2 3 の他方とは、ドライブ部材 11 への入力トルクが最大捩れ角 $m a x$ に対応したトルク $T 2$ に達した段階で同時に作動するように構成される。これにより、ダンパ装置 10 は、2 段階 (2 ステージ) の減衰特性を有することになる。なお、第 1 から第 3 ストップ 2 1 ~ 2 3 の構成は、図示されたものに限られず、第 1 ストップ 2 1 および第 2、第 3 ストップ 2 2 , 2 3 の上記他方の何れか一方は、省略されてもよい。

【 0 0 3 7 】

上述のように構成される発進装置 1 のロックアップクラッチ 8 によるロックアップが解除されている際には、図 1 からわかるように、エンジンからフロントカバー 3 に伝達されたトルク (動力) が、ポンプインペラ 4、タービンランナ 5、中間部材 1 2、第 3 スプリング $S P 3$ 、ドリブン部材 1 5、ダンパハブ 7 という経路を介して変速機の入力軸 $I S$ へと伝達される。これに対して、発進装置 1 のロックアップクラッチ 8 によりロックアップが実行されると、エンジンからフロントカバー 3 およびロックアップクラッチ 8 を介してドライブ部材 11 に伝達されたトルクは、複数の第 1 スプリング $S P 1$ (のみ) を含む第 1 トルク伝達経路 $P 1$ と、複数の第 2 スプリング $S P 2$ 、中間部材 1 2 および複数の第 3 スプリング $S P 3$ を含む第 2 トルク伝達経路 $P 2$ とを介してドリブン部材 1 5 およびダンパハブ 7 にトルクが伝達される。そして、ドライブ部材 11 への入力トルクが上記トルク $T 1$ に達するまで、第 1 スプリング $S P 1$ と第 2 および第 3 スプリング $S P 2$, $S P 3$ とが並列に作用してドライブ部材 11 に伝達されるトルクの変動を減衰 (吸収) する。また、ドライブ部材 11 への入力トルクが上記トルク $T 1$ を超えると、第 1 スプリング $S P 1$ と第 2 または第 3 スプリング $S P 2$, $S P 3$ とが並列に作用してドライブ部材 11 に伝達されるトルクの変動を減衰 (吸収) する。

【 0 0 3 8 】

次に、ダンパ装置 10 の設計手順について説明する。

【 0 0 3 9 】

上述のように、ダンパ装置 10 では、ドライブ部材 11 に伝達される入力トルクが上記トルク $T 1$ に達するまで、第 1 スプリング $S P 1$ と第 2 および第 3 スプリング $S P 2$, $S P 3$ とが並列に作用する。このように第 1 スプリング $S P 1$ と第 2 および第 3 スプリング $S P 2$, $S P 3$ とが並列に作用する際、エンジンからドライブ部材 11 に伝達される振動の周波数に応じて第 1 および第 2 トルク伝達経路 $P 1$, $P 2$ の何れかで中間部材 1 2 の共振や、主にダンパ装置 10 全体と車両のドライブシャフトの振動による共振が発生する。そして、ドライブ部材 11 に伝達される振動の周波数に応じて第 1 および第 2 トルク伝達経路 $P 1$, $P 2$ の何れかで共振が一旦発生すると、その後、第 1 トルク伝達経路 $P 1$ (主系) を経由してドライブ部材 11 からドリブン部材 1 5 に伝達される振動の位相と、第 2 トルク伝達経路 $P 2$ (副系) を経由してドライブ部材 11 からドリブン部材 1 5 に伝達される振動の位相とが $1 8 0$ 度ずれる。これにより、ダンパ装置 10 では、このような第 1 および第 2 トルク伝達経路 $P 1$, $P 2$ における振動の位相ずれを利用してドリブン部材 1 5 での振動を減衰させることができる。

【 0 0 4 0 】

本発明者らは、このような特性を有するダンパ装置 10 の振動減衰性能をより向上させるべく鋭意研究・解析を行い、ロックアップの実行によりエンジンからドライブ部材 11 にトルクが伝達された状態にあるダンパ装置 10 を含む振動系について、次式 (1) のような運動方程式を構築した。ただし、式 (1) において、“ J_1 ” は、ドライブ部材 11

の慣性モーメントであり、“ J_2 ”は、中間部材12の慣性モーメントであり、“ J_3 ”は、ドリブン部材15の慣性モーメントである。また、“ θ_1 ”は、ドライブ部材11の捻れ角であり、“ θ_2 ”は、中間部材12の捻れ角であり、“ θ_3 ”は、ドリブン部材15の捻れ角である。更に、“ k_1 ”は、ドライブ部材11とドリブン部材15との間で並列に作用する複数の第1スプリングSP1の合成ばね定数であり、“ k_2 ”は、ドライブ部材11と中間部材12との間で並列に作用する複数の第2スプリングSP2の合成ばね定数であり、“ k_3 ”は、中間部材12とドリブン部材15との間で並列に作用する複数の第3スプリングSP3の合成ばね定数であり、“ k_R ”は、ドリブン部材15から車両の車輪までの間に配置される変速機やドライブシャフト等における剛性すなわちばね定数であり、“ T ”は、エンジンからドライブ部材11に伝達される入力トルクである。

10

【0041】

【数1】

$$\begin{pmatrix} J_1 & 0 & 0 \\ 0 & J_2 & 0 \\ 0 & 0 & J_3 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_2 \\ \ddot{\theta}_3 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} k_1+k_2 & -k_2 & -k_1 \\ -k_2 & k_2+k_3 & -k_3 \\ -k_1 & -k_3 & k_1+k_3+k_R \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \\ \theta_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} T \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \cdots(1)$$

【0042】

更に、本発明者らは、入力トルクTが次式(2)に示すように周期的に振動していると仮定すると共に、ドライブ部材11の捻れ角 θ_1 、中間部材12の捻れ角 θ_2 、およびドリブン部材15の捻れ角 θ_3 が次式(3)に示すように周期的に共振(振動)すると仮定した。ただし、式(2)および(3)における“ $\sin \omega t$ ”は、入力トルクTの周期的な変動(振動)における角振動数であり、式(3)において、“ Θ_1 ”は、エンジンからのトルクの伝達に伴って生じるドライブ部材11の振動の振幅(振動振幅、すなわち最大捻れ角)であり、“ Θ_2 ”は、ドライブ部材11にエンジンからのトルクが伝達されるのに伴って生じる中間部材12の振動の振幅(振動振幅)であり、“ Θ_3 ”は、ドライブ部材11にエンジンからのトルクが伝達されるのに伴って生じるドリブン部材15の振動の振幅(振動振幅)である。かかる仮定のもと、式(2)および(3)を式(1)に代入して両辺から“ $\sin \omega t$ ”を払うことで、次式(4)の恒等式を得ることができる。

20

【0043】

【数2】

$$T = T_0 \sin \omega t \cdots(2)$$

$$\begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \\ \theta_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Theta_1 \\ \Theta_2 \\ \Theta_3 \end{bmatrix} \sin \omega t \cdots(3)$$

$$\begin{pmatrix} -\omega^2 J_1 + k_1 + k_2 & -k_2 & -k_1 \\ -k_2 & -\omega^2 J_2 + k_2 + k_3 & -k_3 \\ -k_1 & -k_3 & -\omega^2 J_3 + k_1 + k_3 + k_R \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Theta_1 \\ \Theta_2 \\ \Theta_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} T_0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \cdots(4)$$

40

【0044】

そして、本発明者らは、式(4)におけるドリブン部材15の振動振幅 Θ_3 がゼロになれば、ダンパ装置10によりエンジンからの振動が理論上完全に減衰されてドリブン部材15よりも後段側の変速機やドライブシャフト等には理論上振動が伝達されなくなることに着目した。そこで、本発明者らは、かかる観点から、式(4)の恒等式を振動振幅 Θ_3 について解くと共に、“ $\Theta_3 = 0$ ”とすることで、次式(5)に示す条件式を得た。式(5)の関係が成立する場合、ドライブ部材11から第1トルク伝達経路P1を介してドリブン部材15に伝達されるエンジンからの振動と、ドライブ部材11から第2トルク伝達経路

50

P 2 を介してドリブン部材 1 5 に伝達される振動とが互いに打ち消し合い、ドリブン部材 1 5 の振動振幅 ω_3 が理論上ゼロになる。かかる解析結果より、上述のような構成を有するダンパ装置 1 0 では、第 1 トルク伝達経路 P 1 からドリブン部材 1 5 に伝達される振動の位相と第 2 トルク伝達経路 P 2 からドリブン部材 1 5 に伝達される振動の位相とが共振の発生によって 1 8 0 度ずれた際に、ドリブン部材 1 5 の振動振幅 ω_3 が理論上ゼロになる反共振点 A を設定し得ることが理解されよう。

【 0 0 4 5 】

【数 3】

$$\omega^2 = \frac{k_1 k_2 + k_1 k_3 + k_2 k_3}{k_1 J_2} \dots (5)$$

10

【 0 0 4 6 】

ここで、走行用動力の発生源としてのエンジンを搭載する車両では、ロックアップクラッチのロックアップ回転数 N_{1up} をより低下させて早期にエンジンからのトルクを変速機に機械的に伝達することで、エンジンと変速機との間の動力伝達効率を向上させ、それによりエンジンの燃費をより向上させることができる。ただし、ロックアップ回転数 N_{1up} の設定範囲となり得る 5 0 0 r p m ~ 1 5 0 0 r p m 程度の低回転数域では、エンジンからロックアップクラッチを介してドライブ部材 1 1 に伝達される振動が大きくなり、特に 3 気筒あるいは 4 気筒エンジンといった省気筒エンジンを搭載した車両において振動レベルの増加が顕著となる。従って、ロックアップの実行時や実行直後に大きな振動が変速機等に伝達されないようにするためには、ロックアップが実行された状態でエンジンからのトルク（振動）を変速機へと伝達するダンパ装置 1 0 全体（ドリブン部材 1 5）のロックアップ回転数 N_{1up} 付近の回転数域における振動レベルをより低下させる必要がある。

20

【 0 0 4 7 】

これを踏まえて、本発明者らは、ロックアップクラッチ 8 に対して定められたロックアップ回転数 N_{1up} に基づいて、エンジンの回転数が 5 0 0 r p m から 1 5 0 0 r p m の範囲（ロックアップ回転数 N_{1up} の想定設定範囲）内にある際に上述の反共振点 A が形成されるようにダンパ装置 1 0 を構成することとした。反共振点 A の振動数を “ f_a ” とし、上記式（ 5 ）に “ $\omega = 2 \pi f_a$ ” を代入すれば、反共振点 A の振動数 f_a は、次式（ 6 ）のように表され、当該振動数 f_a に対応したエンジンの回転数 N_{ea} は、“ n ” をエンジンの気筒数とすれば、 $N_{ea} = (120 / n) \cdot f_a$ と表される。従って、ダンパ装置 1 0 では、次式（ 7 ）を満たすように、複数の第 1 スプリング S P 1 の合成ばね定数 k_1 、複数の第 2 スプリング S P 2 の合成ばね定数 k_2 、複数の第 3 スプリング S P 3 の合成ばね定数 k_3 、および中間部材 1 2 の慣性モーメント J_2 （一体回転するように連結されるタービンランナ等の慣性モーメントを考慮（合算）したもの）が選択・設定される。すなわち、ダンパ装置 1 0 では、反共振点 A の振動数 f_a （およびロックアップ回転数 N_{1up} ）に基づいて、第 1、第 2 および第 3 スプリング S P 1 ~ S P 3 のばね定数 k_1 、 k_2 、 k_3 と、中間部材 1 2 の慣性モーメント J_2 とが定められる。

30

【 0 0 4 8 】

【数 4】

$$f_a = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_1 k_2 + k_1 k_3 + k_2 k_3}{k_1 J_2}} \dots (6)$$

$$500 \text{ rpm} \leq \frac{120}{n} f_a \leq 1500 \text{ rpm} \dots (7)$$

40

【 0 0 4 9 】

このように、ドリブン部材 1 5 の振動振幅 ω_3 を理論上ゼロにし得る（より低下させ得る）反共振点 A を 5 0 0 r p m から 1 5 0 0 r p m までの低回転数域（ロックアップ回転

50

数 N_{lup} の想定設定範囲) 内に設定することで、図 3 に示すように、反共振点 A を生じさせる共振 (反共振点 A を形成するために生じさせざるを得ない共振、図 3 における共振点 R1 参照) の発生タイミングをロックアップクラッチ 8 の非ロックアップ領域 (図 3 における二点鎖線参照) に含まれるように、より低回転側 (低周波側) にシフトさせることができる。これにより、第 1 から第 3 スプリング $SP1 \sim SP3$ の大径化や巻き数 (軸長) の増加、ひいてはダンパ装置 10 や発進装置 1 の大型化を抑制しつつ、より低い回転数でのロックアップ (エンジンとドライブ部材 11 との連結) を許容すると共に、エンジンからの振動が大きくなりがちな低回転数域におけるダンパ装置 10 の振動減衰性能をより向上させることが可能となる。

【0050】

更に、式 (7) を満たすようにダンパ装置 10 を構成するに際しては、反共振点 A を生じさせる共振の振動数が当該反共振点 A の振動数 f_a よりも小さく、かつできるだけ小さい値になるように、ばね定数 k_1, k_2, k_3 および中間部材 12 の慣性モーメント J_2 を選択・設定すると好ましい。これにより、反共振点の振動数 f_a をより小さくし、より一層低い回転数でのロックアップを許容することができる。反共振点 A を生じさせる共振が中間部材 12 の振動による共振である場合、当該共振 (共振点 R1) の振動数 (第 2 トルク伝達経路 P2 すなわち中間部材 12 の固有振動数) を " f_{R1} " とすれば、振動数 f_{R1} は、次式 (8) の簡易式により表すことができる。式 (8) は、ドライブ部材 11 とドリブン部材 15 とが相対回転しないと仮定したときの第 2 トルク伝達経路 P2 (中間部材 12) の固有振動数を示す。この場合、中間部材 12 の共振は、ダンパ装置 10 が使用される回転数域において発生しない仮想的なものとなり、中間部材 12 の固有振動数 f_{R1} に対応した回転数は、ロックアップクラッチ 8 のロックアップ回転数 N_{lup} よりも低くなる。

【0051】

【数 5】

$$f_{R1} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_2 + k_3}{J_2}} \quad \dots(8)$$

【0052】

また、上述のように構成されるダンパ装置 10 では、図 3 に示すように、反共振点 A が発生してからエンジンの回転数がさほど高まらないうちに次の共振 (例えば、ダンパ装置 10 全体の共振、図 3 における共振点 R2 参照) が発生することがある。従って、反共振点 A よりも高回転側 (高周波側) で発生する共振の周波数がより大きくなるように、ばね定数 k_1, k_2, k_3 および中間部材 12 の慣性モーメント J_2 を選択・設定すると好ましい。これにより、当該共振 (共振点 R2) を振動が顕在化され難くなる高回転数域側で発生させることが可能となり、低回転数域におけるダンパ装置 10 の振動減衰性能をより一層向上させることができる。なお、ダンパ装置 10 では、反共振点 A よりも高回転側で共振 (共振点 R2) が発生しても、第 1 トルク伝達経路 P1 における振動の位相と、第 2 トルク伝達経路 P2 における振動の位相とは、当該共振の発生前と変わらない。

【0053】

更に、上述のように構成されるダンパ装置 10 においてロックアップ回転数 N_{lup} 付近での振動減衰性能をより向上させるためには、当該ロックアップ回転数 N_{lup} と共振点 R2 に対応したエンジンの回転数とをできるだけ離間させる必要がある。従って、式 (7) を満たすようにダンパ装置 10 を構成するに際しては、 $N_{lup} (120/n) \cdot f_a (= Nea)$ を満たすように、ばね定数 k_1, k_2, k_3 および慣性モーメント J_2 を選択・設定すると好ましい。これにより、変速機の入力軸 IS への振動の伝達を良好に抑制しながらロックアップクラッチ 8 によるロックアップを実行すると共に、ロックアップの実行直後に、エンジンからの振動をダンパ装置 10 により極めて良好に減衰することが可能となる。

【0054】

また、ダンパ装置 10 では、共振する要素である中間要素が第 1 トルク伝達経路 P1 が

10

20

30

40

50

ら省略されることから、第2トルク伝達経路P2(中間部材12)の固有振動数に応じた共振が発生した後に、第1スプリングSP1からドリブン部材15に伝達される振動および第3スプリングSP3からドリブン部材15に伝達される振動の一方が他方の少なくとも一部を打ち消す周波数帯(回転数域)をより大きくすることができる。更に、第1トルク伝達経路P1から中間要素が省略されるので、装置全体の構造を簡素化すると共に大型化(特に軸長の増加)を抑制することが可能となる。そして、第2トルク伝達経路P2の第2および第3スプリングSP2, SP3を第1トルク伝達経路P1の第1スプリングSP1よりもダンパ装置10の径方向における外側に配置することで、第2および第3スプリングSP2, SP3のばね定数(剛性)や中間部材12の慣性モーメント J_2 の調整により、第2トルク伝達経路P2(中間部材12)の固有振動数をより小さくすることができる。

10

【0055】

更に、式(7)を満たすようにダンパ装置10を構成するに際して、第1スプリングSP1のばね定数 k_1 を第2および第3スプリングSP2, SP3のばね定数 k_2, k_3 よりも小さくすることで、ダンパ装置10全体の剛性をより低下させて、当該ダンパ装置10の最大捩れ角 \max をより大きくすることが可能となる。また、ダンパ装置10では、中間部材12がダンパ装置10の外周に近接するようにドライブ部材11に設けられた筒状部(支持部)111bにより回転自在に支持される。これにより、中間部材12の慣性モーメントをより大きくすることが可能となる。加えて、中間部材12をタービンランナ5に一体回転するように連結すれば、当該中間部材12の実質的な慣性モーメント J_2 (

20

【0056】

上述のように反共振点Aの振動数 f_a に基づいてダンパ装置10を設計することにより、装置全体の大型化を抑制しつつ、当該ダンパ装置10の振動減衰性能をより向上させることが可能となる。そして、本発明者らの研究・解析によれば、ロックアップ回転数 N_{up} が例えば1000rpm前後の値に定められる場合、例えば900rpm($120/n$) $\cdot f_a$ 1200rpmを満たすようにダンパ装置10を構成することで、実用上

30

$$0.30 \quad k_1 / k_{\text{total}} \quad 0.90$$

$$0.50 \quad k_2 / k_{\text{total}} \quad 1.10$$

$$0.55 \quad k_3 / k_{\text{total}} \quad 1.15$$

を満たすようにすることで、ダンパ装置10の振動減衰性能を実用上極めて良好に確保し得ることが判明している。

【0057】

更に、上記ドライブ部材11は、第1スプリングSP1の端部と当接するスプリング当接部112c、113cと、第2スプリングSP2の端部と当接するスプリング当接部111cとを有し、ドリブン部材15は、第1スプリングSP1の端部と当接する内側スプリング当接部15ciと、第3スプリングSP3の端部と当接する外側スプリング当接部15coとを有する。これにより、第2トルク伝達経路P2の第2および第3スプリングSP2, SP3を第1トルク伝達経路P1の第1スプリングSP1よりもダンパ装置10の径方向における外側に配置することが可能となる。

40

【0058】

また、上記実施形態において、ドライブ部材11は、図2に示すように、第2スプリングSP2の端部と当接するスプリング当接部111cを有すると共に内燃機関からの動力が伝達されるロックアップピストン80に連結される第1プレート部材111と、第1ス

50

プリングSP1の端部と当接するスプリング当接部112cを有すると共に第1スプリングSP1と第2および第3スプリングSP2, SP3との径方向における間で第1プレート部材111に一体回転するように連結される第2プレート部材112と、第1スプリングSP1の端部と当接するスプリング当接部113cを有すると共に第2プレート部材(112)に一体回転するように連結される第3プレート部材113とを含む。加えて、ドリブン部材15は、第2プレート部材112と第3プレート部材113とのダンパ装置10の軸方向における間に配置される。これにより、ダンパ装置10の軸長の増加を抑制しつつ、第2および第3スプリングSP2, SP3を第1スプリングSP1よりもダンパ装置10の径方向における外側に配置することが可能となる。

【0059】

10

更に、ロックアップピストン80と第1プレート部材111との連結部(両者を締結するリベット)と、第2プレート部材112と第3プレート部材113との連結部(両者を締結するリベット)とは、図2に示すように、第1スプリングSP1と第2および第3スプリングSP2, SP3との径方向における間に設けられる。これにより、ダンパ装置10の軸長をより短縮化することが可能となる。加えて、上記実施形態では、タービン連結部材55とタービンランナ5との固定部も、図2に示すように、第1スプリングSP1と第2および第3スプリングSP2, SP3との径方向における間に設けられる。これにより、ダンパ装置10の軸長をより短縮化しつつ、中間部材12とタービンランナ5とを連結することができる。

【0060】

20

また、上記実施形態において、第1スプリングSP1の外径(コイル径)は、第2および第3スプリングSP2, SP3の外径(コイル径)よりも大きくなっている。このように内周側の第1スプリングSP1の外径を大きくすることで、第1スプリングSP1の捩れ角を外周側の第2および第3スプリングSP2, SP3と同程度に確保しつつ、第1スプリングSP1の線径を太くして第1トルク伝達経路P1のトルク分担を良好に確保することが可能となる。

【0061】

図4は、本開示の他の実施形態に係るダンパ装置10Bを含む発進装置1Bを示す断面図である。なお、発進装置1Bやダンパ装置10Bの構成要素のうち、上述の発進装置1やダンパ装置10と同一の要素については同一の符号を付し、重複する説明を省略する。

30

【0062】

発進装置1Bのダンパ装置10Bでは、図4に示すように、第2トルク伝達経路に含まれる第2および第3スプリングSP2, SP3並びに中間部材12Bが第1トルク伝達経路P1に含まれる第1スプリングSP1の径方向内側に配置される。すなわち、ダンパ装置10Bにおいて、第2および第3スプリングSP2, SP3は、1個ずつ対をなすと共に周方向に交互に並ぶように、ドライブ部材11Bを構成する第2プレート部材112のスプリング支持部112a, 112bと第3プレート部材113のスプリング支持部113a, 113bとにより支持される。また、ドライブ部材11Bのスプリング当接部112c, 113cと、ドリブン部材15Bの内側スプリング当接部15ciは、ダンパ装置10Bの取付状態において、互いに異なるスプリング支持部112a, 112b, 113a, 113bによって支持された(対をなさない)第2および第3スプリングSP2, SP3の間で両者の端部と当接する。

40

【0063】

中間部材12Bは、板状の環状部材として構成されており、複数の第1スプリングSP1の径方向内側に位置するように、ドリブン部材15Bの内周部に形成された複数の軸方向延出部により回転自在に支持(調心)される。中間部材12のスプリング当接部12cは、同一のスプリング支持部112a, 112b, 113a, 113bによって支持されて互いに対をなす第2および第3スプリングSP2, SP3の間で両者の端部と当接する。また、タービンランナ5のタービンシェル50に固定されるタービン連結部材55Bは、その内周部から周方向に間隔をおいて軸方向に延びる複数のスプリング当接部55cを

50

有し、各スプリング当接部 5 5 c は、中間部材 1 2 B の対応するスプリング当接部 1 2 c に形成されたスリットに嵌合される。これにより、中間部材 1 2 B とタービンランナ 5 とは、一体に回転するように連結されることになり、タービンランナ 5 (およびタービンハブ 5 2) を中間部材 1 2 B に連結することで、当該中間部材 1 2 B の実質的な慣性モーメント (中間部材 1 2 やタービンランナ 5 等の慣性モーメントの合計値) をより一層大きくすることが可能となる。なお、中間部材 1 2 B の慣性モーメントを更に増加させるべく、タービン連結部材 5 5 B には、図 4 に示すような付加的な錘 (付加質量体) 5 5 w が取り付けられてもよい。

【 0 0 6 4 】

更に、発進装置 1 B において、ロックアップピストン 8 0 B の外周部には、複数の第 1 スプリング S P 1 の外周部やフロントカバー 3 側の側部 (図 4 における右側の側部) 等を支持 (ガイド) する環状のスプリング支持部 8 0 a が形成されている。図 4 に示すように、複数の第 1 スプリング S P 1 は、ドライブ部材 1 1 B (第 2 および第 3 プレート部材 1 1 2 , 1 1 3) により支持される第 2 および第 3 スプリング S P 2 , S P 3 を囲むようにロックアップピストン 8 0 B のスプリング支持部 8 0 a により支持され、流体伝動室 9 内の外周側領域に配置される。そして、ドライブ部材 1 1 B (第 1 プレート部材 1 1 1) のスプリング当接部 1 1 1 c およびドリブン部材 1 5 B の外側スプリング当接部 1 5 c o は、ダンパ装置 1 0 B の取付状態において、互いに隣り合う第 1 スプリング S P 1 の間で両者の端部と当接する。

【 0 0 6 5 】

上述のように構成されるダンパ装置 1 0 B によっても、上記ダンパ装置 1 0 と同様の作用効果を得ることができる。また、ダンパ装置 1 0 B では、第 1 スプリング S P 1 の剛性をより低下させる (ばね定数をより小さくする) ことができるので、装置全体の剛性をより低下させて、当該ダンパ装置 1 0 B の最大捩れ角 \max を良好に確保することが可能となる。

【 0 0 6 6 】

以上説明したように、本開示のダンパ装置は、内燃機関からの動力が伝達される入力要素 (1 1) と、出力要素 (1 5) とを含むダンパ装置 (1 0) において、前記入力要素 (1 1) と前記出力要素 (1 5) との間でトルクを伝達する第 1 弾性体 (S P 1) を含む第 1 トルク伝達経路 (P 1) と、中間要素 (1 2) 、前記入力要素 (1 1) と前記中間要素 (1 2) との間でトルクを伝達する第 2 弾性体 (S P 2) 、および前記中間要素 (1 2) と前記出力要素 (1 5) との間でトルクを伝達する第 3 弾性体 (S P 3) を含み、前記第 1 トルク伝達経路 (P 1) と並列に設けられる第 2 トルク伝達経路 (P 2) とを備え、前記第 2 および第 3 弾性体 (S P 2 , S P 3) は、前記ダンパ装置 (1 0) の周方向に沿って並ぶように前記第 1 弾性体 (S P 1) よりも前記ダンパ装置 (1 0) の径方向における外側に配置されるものである。

【 0 0 6 7 】

このような第 1 および第 2 トルク伝達経路を有するダンパ装置では、第 1 トルク伝達経路から出力要素に伝達される振動の位相と、第 2 トルク伝達経路から出力要素に伝達される振動の位相とが、第 2 トルク伝達経路 (中間要素) の固有振動数に応じた共振の発生によって 1 8 0 度ずれた際に、出力要素の振動振幅が理論上ゼロになる反共振点を設定することができる。更に、このダンパ装置では、共振する要素である中間要素が第 1 トルク伝達経路から省略されることから、第 2 トルク伝達経路 (中間要素) の固有振動数に応じた共振が発生した後に、第 1 弾性体から出力要素に伝達される振動および第 3 弾性体から出力要素に伝達される振動の一方が他方の少なくとも一部を打ち消す周波数帯 (回転数域) をより大きくすることが可能となる。そして、第 2 トルク伝達経路の第 2 および第 3 弾性体を第 1 トルク伝達経路の第 1 弾性体よりもダンパ装置の径方向における外側に配置することで、第 2 および第 3 弾性体の剛性や中間要素の慣性モーメントの調整により、第 2 トルク伝達経路 (中間要素) の固有振動数をより小さくすることができる。この結果、並列に設けられる第 1 および第 2 トルク伝達経路を有するダンパ装置の振動減衰性能をより向

10

20

30

40

50

上させることが可能となる。加えて、このダンパ装置では、第1トルク伝達経路から中間要素が省略されるので、装置全体の構造を簡素化すると共に大型化（特に軸長の増加）を抑制することができる。

【0068】

また、前記中間要素（12）は、流体伝動装置のタービンランナ（5）に一体回転するように連結されてもよい。これにより、中間要素の実質的な慣性モーメント（中間要素やタービンランナの慣性モーメントの合計値）をより大きくすることができるので、第2トルク伝達経路（中間要素）の固有振動数や反共振点の振動数 f_a をより一層小さくして、反共振点をより低回転側に設定することが可能となる。

【0069】

更に、前記中間要素（12）は、前記ダンパ装置（10）の外周に近接するように前記入力要素（11）に設けられた支持部（111b）により回転自在に支持されてもよい。これにより、中間要素の慣性モーメントをより大きくすることが可能となる。

【0070】

また、前記入力要素（11）は、前記第1弾性体（SP1）の端部と当接する内側当接部（112c、113c）と、前記第2弾性体（SP2）の端部と当接する外側当接部（111c）とを有してもよく、前記出力要素（15）は、前記第1弾性体（SP1）の端部と当接する内側当接部（15ci）と、前記第3弾性体（SP3）の端部と当接する外側当接部（15co）とを有してもよい。これにより、第2トルク伝達経路の第2および第3弾性体を第1トルク伝達経路の第1弾性体よりもダンパ装置の径方向における外側に配置することが可能となる。

【0071】

更に、前記入力要素（11）は、前記第2弾性体（SP2）の端部と当接する前記外側当接部（111c）を有すると共に前記内燃機関からの動力が伝達される動力入力部材（80）に連結される第1入力部材（111）と、前記第1弾性体（SP1）の端部と当接する前記内側当接部（112c）を有すると共に前記第1弾性体（SP1）と前記第2および第3弾性体（SP2、SP3）との前記径方向における間で前記第1入力部材（111）に一体回転するように連結される第2入力部材（112）と、前記第1弾性体（SP1）の端部と当接する前記内側当接部（113c）を有すると共に前記第2入力部材（112）に一体回転するように連結される第3入力部材（113）とを含んでもよく、前記出力要素（15）は、前記第2入力部材（112）と前記第3入力部材（113）との前記ダンパ装置（10）の軸方向における間に配置されてもよい。これにより、ダンパ装置の軸長の増加を抑制しつつ、第2および第3弾性体を第1弾性体よりもダンパ装置の径方向における外側に配置することが可能となる。

【0072】

また、前記動力入力部材（80）と前記第1入力部材（111）との連結部と、前記第2入力部材（112）と前記第3入力部材（113）との連結部とは、前記第1弾性体（SP1）と前記第2および第3弾性体（SP2、SP3）との前記径方向における間に設けられてもよい。これにより、ダンパ装置の軸長をより短縮化することが可能となる。

【0073】

更に、前記ダンパ装置（10）は、流体伝動装置のタービンランナ（5）に固定されて前記中間要素（12）と前記タービンランナ（5）とを一体回転するように連結するタービン連結部材（55）を更に備えてもよく、前記タービン連結部材（55）と前記タービンランナ（5）との固定部は、前記第1弾性体（SP1）と前記第2および第3弾性体（SP2、SP3）との前記径方向における間に設けられてもよい。これにより、ダンパ装置の軸長をより短縮化しつつ、第2中間要素とタービンランナとを連結することが可能となる。

【0074】

また、前記第1から第3弾性体（SP1、SP2、SP3）は、コイルスプリングであってもよく、前記第1弾性体（SP1）の外径は、前記第2および第3弾性体（SP2、

10

20

30

40

50

S P 3) の外径よりも大きくてもよい。このように内周側の第 1 弾性体の外径を大きくすることで、第 1 弾性体の捩れ角を外周側の第 2 および第 3 弾性体と同程度に確保しつつ、第 1 弾性体の線径を太くして第 1 トルク伝達経路のトルク分担を良好に確保することが可能となる。

【 0 0 7 5 】

更に、前記第 1 弾性体 (S P 1) のばね定数は、前記第 2 および第 3 弾性体 (S P 2 , S P 3) のばね定数よりも小さくてもよい。これにより、ダンパ装置全体の剛性をより低下させて、当該ダンパ装置の捩れ角をより大きくすることが可能となる。

【 0 0 7 6 】

本開示の他のダンパ装置は、内燃機関からの動力が伝達される入力要素 (1 1) と、出力要素 (1 5) とを含むダンパ装置 (1 0) において、前記入力要素 (1 1) と前記出力要素 (1 5) との間でトルクを伝達する第 1 弾性体 (S P 1) を含む第 1 トルク伝達経路 (P 1) と、中間要素 (1 2) 、前記入力要素 (1 1) と前記中間要素 (1 2) との間でトルクを伝達する第 2 弾性体 (S P 2) 、および前記中間要素 (1 2) と前記出力要素 (1 5) との間でトルクを伝達する第 3 弾性体 (S P 3) を含み、前記第 1 トルク伝達経路 (P 1) と並列に設けられる第 2 トルク伝達経路 (P 2) とを備え、前記出力要素 (1 5) の振動振幅が理論上ゼロになる反共振点 (A) の振動数 (f a) に基づいて、前記第 1 、第 2 および第 3 弾性体 (S P 1 , S P 2 , S P 3) のばね定数と、前記中間要素 (1 1) の慣性モーメントとが定められるものである。このように、出力要素の振動振幅をより低下させ得る反共振点の振動数に基づいてダンパ装置を構成することで、並列に設けられる第 1 および第 2 トルク伝達経路を有するダンパ装置の振動減衰性能をより向上させることが可能となる。

【 0 0 7 7 】

また、前記第 1 、第 2 および第 3 弾性体 (S P 1 , S P 2 , S P 3) のばね定数と、前記中間要素 (1 1) の慣性モーメントとは、前記反共振点 (A) の振動数 (f a) と前記内燃機関の気筒数 (n) とに基づいて定められてもよい。

【 0 0 7 8 】

更に、前記ダンパ装置 (1 0) は、前記反共振点 (A) の振動数を “ f a ” とし、前記内燃機関の気筒数を “ n ” としたときに、

$500 \text{ rpm} \leq (120/n) \cdot f a \leq 1500 \text{ rpm}$
を満たすように構成されてもよい。

【 0 0 7 9 】

このように、出力要素の振動振幅をより低下させ得る反共振点を 500 rpm から 1500 rpm までの低回転数域内に設定することで、より低い回転数での内燃機関と入力要素との連結を許容すると共に、内燃機関からの振動が大きくなりがちな低回転数域におけるダンパ装置の振動減衰性能をより向上させることが可能となる。また、反共振点を生じさせる共振 (反共振点 A を形成するために生じさせざるを得ない共振) の振動数が当該反共振点の振動数 f a よりも小さく、かつできるだけ小さい値になるようにダンパ装置を構成することで、反共振点の振動数 f a をより小さくし、より一層低い回転数での内燃機関と入力要素との連結を許容することができる。更に、反共振点よりも高回転側 (高周波側) で発生する共振の周波数がより大きくなるようにダンパ装置を構成することで、当該共振を振動が顕在化され難くなる高回転数域側で発生させることが可能となり、低回転数域におけるダンパ装置の振動減衰性能をより一層向上させることができる。

【 0 0 8 0 】

また、前記反共振点の振動数を “ f a ” とし、前記内燃機関と前記入力要素 (1 1) とを連結するロックアップクラッチ (8) のロックアップ回転数を “ N l u p ” としたときに、前記ダンパ装置 (1 0) は、前記ダンパ装置は、 $N l u p \leq (120/n) \cdot f a$ を満たすように構成されてもよい。これにより、ロックアップクラッチにより内燃機関と入力要素とを連結する際や両者の連結直後に、内燃機関からの振動をダンパ装置により極めて良好に減衰することが可能となる。

10

20

30

40

50

【 0 0 8 1 】

更に、前記ダンパ装置（ 1 0 ）は、 $900 \text{ rpm} \left(120 / n \right) \cdot f a$ 1200 rpm を満たすように構成されてもよい。

【 0 0 8 2 】

また、前記反共振点（ A ）の振動数 $f a$ は、上記式（ 6 ）により表されてもよい。

【 0 0 8 3 】

そして、前記ダンパ装置（ 1 0 ）は、前記内燃機関から前記入力要素（ 1 1 ）に伝達される入力トルク（ T ）が予め定められた閾値（ T 1 ）以上になるまで、前記第 1 から第 3 弾性体（ S P 1 , S P 2 , S P 3 ）の撓みが規制されないように構成されてもよい。

【 0 0 8 4 】

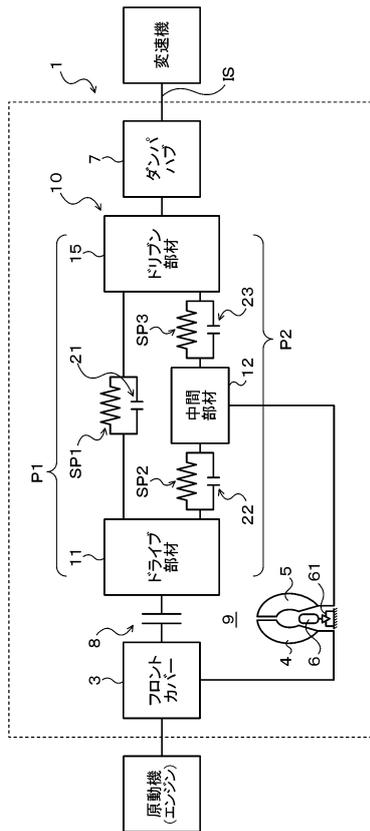
なお、本開示の発明は上記実施形態に何ら限定されるものではなく、本開示の外延の範囲内において様々な変更をなし得ることはいうまでもない。更に、上記発明を実施するための形態は、あくまで発明の概要の欄に記載された発明の具体的な一形態に過ぎず、発明の概要の欄に記載された発明の要素を限定するものではない。

【産業上の利用可能性】

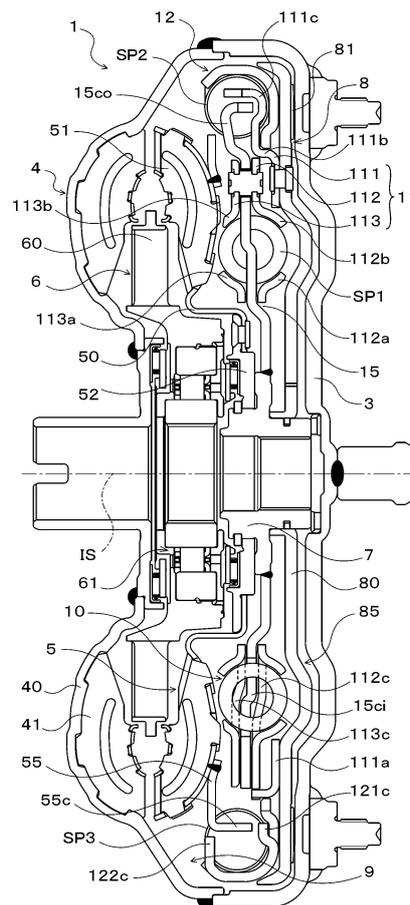
【 0 0 8 5 】

本開示の発明は、ダンパ装置の製造分野等において利用可能である。

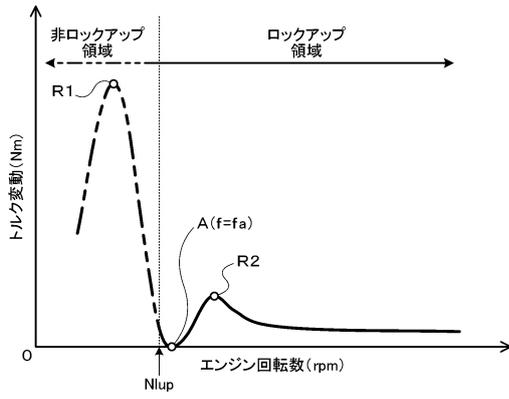
【 図 1 】



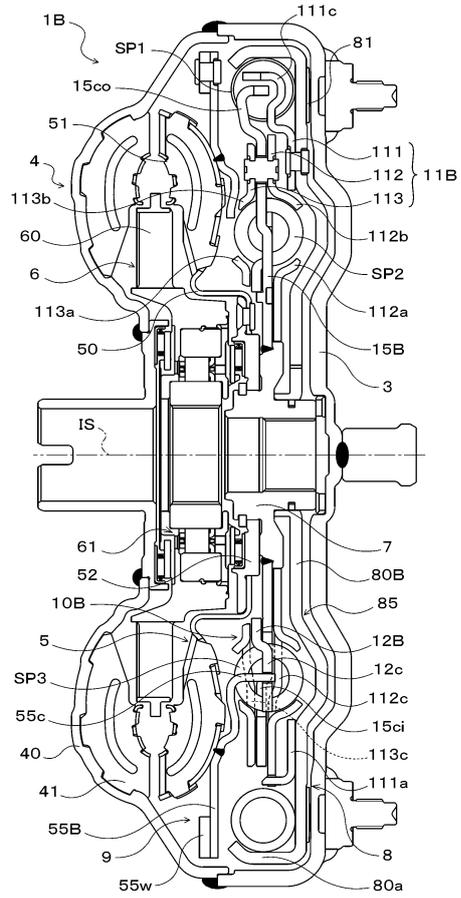
【 図 2 】



【図3】



【図4】



フロントページの続き

(72)発明者 伊藤 和広
愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内

審査官 藤田 和英

(56)参考文献 米国特許出願公開第2011/0287844(US, A1)
特開2000-154863(JP, A)
特開2012-077823(JP, A)
特開2011-252583(JP, A)
特表2012-506004(JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F16H 45/02
F16F 15/134