

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5418531号  
(P5418531)

(45) 発行日 平成26年2月19日(2014.2.19)

(24) 登録日 平成25年11月29日(2013.11.29)

(51) Int.Cl.	F 1
<b>F 1 6 H 45/02 (2006.01)</b>	F 1 6 H 45/02 Y
<b>F 1 6 F 15/123 (2006.01)</b>	F 1 6 F 15/123 A
	F 1 6 F 15/123 D
	F 1 6 F 15/123 B

請求項の数 11 (全 20 頁)

(21) 出願番号	特願2011-70505 (P2011-70505)	(73) 特許権者	000100768
(22) 出願日	平成23年3月28日(2011.3.28)		アイシン・エイ・ダブリュ株式会社
(65) 公開番号	特開2012-202543 (P2012-202543A)		愛知県安城市藤井町高根10番地
(43) 公開日	平成24年10月22日(2012.10.22)	(74) 代理人	110000017
審査請求日	平成25年3月14日(2013.3.14)		特許業務法人アイテック国際特許事務所
		(72) 発明者	滝川 由浩
			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	大井 陽一
			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	丸山 数人
			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】

原動機からの動力が伝達される入力要素と、該入力要素から動力が伝達される第1弾性体と、該第1弾性体から動力が伝達される第1中間要素と、該第1中間要素から動力が伝達される第2弾性体と、該第2弾性体から動力が伝達される第2中間要素と、該第2中間要素から動力が伝達される第3弾性体と、該第3弾性体から動力が伝達される出力要素とを含むダンパ装置において、

前記第1および第2弾性体は、前記第3弾性体よりも外周側かつ同一円周上に互いに隣り合わせに配置され、

前記第1中間要素は、前記第1および第2弾性体を囲む環状の外周部と、前記外周部の両側の周縁部から内周側に突出して互いに対向するように形成されると共に前記第1弾性体と前記第2弾性体との間で両者と当接する一対の当接部とを有することを特徴とするダンパ装置。

【請求項2】

請求項1に記載のダンパ装置において、

前記第1中間要素は、前記第2中間要素により回転自在に支持され、前記外周部の周縁部から内周側に突出するように周方向に間隔をおいて形成されると共にそれぞれ前記第2中間要素と摺接する複数の被支持部を有することを特徴とするダンパ装置。

【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、

前記第 2 中間要素は、外周側に突出するように周方向に間隔をおいて形成されると共にそれぞれ前記第 1 中間要素と摺接する複数の支持部を有することを特徴とするダンパ装置。

【請求項 4】

請求項 3 に記載のダンパ装置において、

前記入力要素は、前記第 1 弾性体の一端と当接する当接部を有し、

前記第 1 中間要素の前記当接部は、前記第 1 弾性体の他端と当接すると共に該第 1 弾性体と隣り合う前記第 2 弾性体の一端と当接し、

前記第 2 中間要素は、前記第 2 弾性体の他端と当接する当接部と前記第 3 弾性体の一端と当接する当接部とを有し、

前記出力要素は、前記第 3 弾性体の他端と当接する当接部を有することを特徴とするダンパ装置。

10

【請求項 5】

請求項 4 に記載のダンパ装置において、

前記第 2 中間要素は、前記複数の支持部と、前記第 2 弾性体と当接する当接部と、前記第 3 弾性体と当接する当接部とを有する単一の部材として構成されていることを特徴とするダンパ装置。

【請求項 6】

請求項 1 から 5 の何れか一項に記載のダンパ装置において、

前記第 1 および第 2 弾性体は、コイルスプリングであることを特徴とするダンパ装置。

20

【請求項 7】

請求項 6 に記載のダンパ装置において、

前記第 3 弾性体は、アークスプリングであることを特徴とするダンパ装置。

【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 弾性体の剛性は、前記第 2 弾性体の剛性よりも高いことを特徴とするダンパ装置。

【請求項 9】

請求項 8 に記載のダンパ装置において、

前記第 3 弾性体の剛性は、前記第 2 弾性体の剛性よりも低いことを特徴とするダンパ装置。

30

【請求項 10】

請求項 8 に記載のダンパ装置において、

前記第 3 弾性体の剛性は、前記第 1 弾性体の剛性よりも低く、かつ前記第 2 弾性体の剛性以上であることを特徴とするダンパ装置。

【請求項 11】

請求項 1 から 10 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、前記原動機に連結された入力部材にロックアップクラッチを介して接続され、前記出力要素は、変速装置の入力軸に連結されることを特徴とするダンパ装置。

【発明の詳細な説明】

40

【技術分野】

【0001】

本発明は、原動機からの動力が伝達される入力要素と、第 1 弾性体を介して入力要素から動力が伝達される第 1 中間要素と、第 2 弾性体を介して第 1 中間要素から動力が伝達される第 2 中間要素と、第 3 弾性体を介して第 2 中間要素から動力が伝達される出力要素とを含むダンパ装置に関する。

【背景技術】

【0002】

従来、車両に搭載される流体伝動装置として、フロントカバーとタービンとを機械的に連結するためのクラッチ機構と、第 1 ダンパ機構と、当該第 1 ダンパ機構と直列に作用す

50

る第2ダンパ機構とからなるダンパ装置とを備えたトルクコンバータが知られている(例えば、特許文献1参照)。このトルクコンバータのダンパ装置を構成する第1ダンパ機構は、複数の第1コイルスプリングと、クラッチ機構からトルクが伝達されると共に互いに隣り合う第1コイルスプリングの一方と当接する1対のリテーニングプレート(入力側部材)と、互いに隣り合う第1コイルスプリングの他方と当接する第1センタープレート(中間部材)と、第1センタープレートの内周側に相対回転可能に配置されると共に互いに隣り合う第1コイルスプリングの間で両者と当接する第2センタープレートとを含む。また、第2ダンパ機構は、第1ダンパ機構の外周側に配置されると共にそれぞれ第1センタープレートとドリブンプレートと当接する複数の第2コイルスプリングを含む。これにより、このトルクコンバータでは、クラッチ機構が係合されると、フロントカバーからのトルクが1対のリテーニングプレート、第1コイルスプリングの一方、第2センタープレート、第1コイルスプリングの他方、第1センタープレート、外周側の第2コイルスプリング、ドリブンプレートという経路を介してタービンすなわち変速装置へと伝達されることになる。

10

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献1】特開2007-113661号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

20

【0004】

上記従来のダンパ装置では、内周側の複数の第1コイルスプリングを直列に作用させると共に外周側の第2コイルスプリングを内周側の複数の第1コイルスプリングに直列に作用させることでダンパ装置の捩り角度を大きくしようとしている。しかしながら、上記従来のダンパ装置では、内周側の第1コイルスプリングの捩り角度を大きくすることに限界があり、その結果、ダンパ装置のロングストローク化すなわち低剛性化に限界を生じてしまう。また、上記従来のダンパ装置では、互いに隣り合う第1コイルスプリングの間に中間要素としての第2センタープレートが配置されることから、中間要素である第1センタープレートと第2センタープレートとが共振することがある。そして、クラッチ機構のピストンの回転数(エンジン回転数)が比較的 low、ダンパ装置全体の振動レベルが比較的高いときに第1および第2センタープレートの共振が発生すると、当該共振に起因してダンパ装置全体の振動レベルがより高まり、ダンパ装置の後段側に比較的大きな振動が伝達されてしまうおそれがある。しかしながら、上記特許文献1では、第1および第2センタープレートの共振について何ら考慮されていない。

30

【0005】

そこで、本発明は、複数の中間要素を含むダンパ装置において、低剛性化を図りつつ、複数の中間要素の共振の影響を軽減することを主目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0006】

本発明によるダンパ装置は、上記主目的を達成するために以下の手段を採っている。

40

【0007】

本発明によるダンパ装置は、

原動機からの動力が伝達される入力要素と、該入力要素から動力が伝達される第1弾性体と、該第1弾性体から動力が伝達される第1中間要素と、該第1中間要素から動力が伝達される第2弾性体と、該第2弾性体から動力が伝達される第2中間要素と、該第2中間要素から動力が伝達される第3弾性体と、該第3弾性体から動力が伝達される出力要素とを含むダンパ装置において、

前記第1および第2弾性体は、前記第3弾性体よりも外周側かつ同一円周上に互いに隣り合わせに配置され、

前記第1中間要素は、前記第1および第2弾性体を囲む環状の外周部と、前記外周部の

50

両側の周縁部から内周側に突出して互いに対向するように形成されると共に前記第1弾性体と前記第2弾性体との間で両者と当接する一对の当接部とを有することを特徴とする。

【0008】

このダンパ装置は、原動機からの動力が伝達される入力要素と、第1弾性体を介して入力要素から動力が伝達される第1中間要素と、第2弾性体を介して第1中間要素から動力が伝達される第2中間要素と、第3弾性体を介して第2中間要素から動力が伝達される出力要素とを含むものである。そして、このダンパ装置では、第1および第2弾性体が第3弾性体よりも外周側かつ同一円周上に互いに隣り合わせに配置される。これにより、装置内周側に第1および第2弾性体が直列に配置される場合に比べて第1および第2弾性体の振り角度を大きくすることができるので、ダンパ装置をより低剛性化（ロングストローク化）することができる。また、このダンパ装置の第1中間要素は、第1および第2弾性体を囲む環状の外周部と、外周部の両側の周縁部から内周側に突出して互いに対向するように形成されると共に第1弾性体と第2弾性体との間で両者と当接する一对の当接部とを有するものであり、第1中間要素をこのように構成すれば、当該第1中間要素をより軽量化することができる。これにより、第1中間要素のイナーシャ、ひいては実質的に一体となって共振する際の第1および第2中間要素のイナーシャを小さくして第1および第2中間要素の共振周波数を高め、入力要素の回転数が比較的高いとき、すなわち原動機の回転数が比較的高く、当該原動機からのトルク（加振力）が比較的低いときに第1中間要素と第2中間要素との共振を発生させることができる。更に、このダンパ装置では、第1弾性体や第2弾性体が収縮する際に第1中間要素が第1弾性体等の収縮方向に移動することから、第1弾性体や第2弾性体に対する第1中間要素の移動量（相対移動量）を減らすことができる。これにより、第1および第2弾性体と第1中間要素とが摺接するのを抑制して、第1および第2弾性体のそれぞれによる振動減衰効果へのヒステリシス、すなわち減荷時に第1、第2弾性体に作用する摩擦力の影響をより一層低下させることができる。この結果、このダンパ装置では、低剛性化を図りつつ、複数の中間要素の共振の影響を軽減することが可能となる。

【0009】

また、前記第1中間要素は、前記第2中間要素により回転自在に支持されてもよく、前記外周部の周縁部から内周側に突出するように周方向に間隔をおいて形成されると共にそれぞれ前記第2中間要素と摺接する複数の被支持部を有するものであってもよい。これにより、第1中間要素の互いに隣り合う被支持部同士の間隔をできるだけ大きくすることで第1中間要素をより一層軽量化して、第1中間要素のイナーシャ、ひいては実質的に一体となって共振する際の第1および第2中間要素のイナーシャをより一層小さくすることができる。そして、第1中間要素の被支持部の寸法を調整することにより、第1中間要素のイナーシャ、ひいては実質的に一体となって共振する際の第1および第2中間要素のイナーシャを調整することも可能となる。

【0010】

更に、前記第2中間要素は、外周側に突出するように周方向に間隔をおいて形成されると共にそれぞれ前記第1中間要素と摺接する複数の支持部を有するものであってもよい。これにより、第2中間要素の互いに隣り合う支持部同士の間隔をできるだけ大きくすることで第2中間要素をより一層軽量化して、第2中間要素のイナーシャ、ひいては実質的に一体となって共振する際の第1および第2中間要素のイナーシャをより一層小さくすることができる。そして、第2中間要素の被支持部の寸法を調整することにより、第2中間要素のイナーシャ、ひいては実質的に一体となって共振する際の第1および第2中間要素のイナーシャを調整することも可能となる。

【0011】

また、前記入力要素は、前記第1弾性体の一端と当接する当接部を有してもよく、前記第1中間要素の前記当接部は、前記第1弾性体の他端と当接すると共に該第1弾性体と隣り合う前記第2弾性体の一端と当接してもよく、前記第2中間要素は、前記第2弾性体の他端と当接する当接部と前記第3弾性体の一端と当接する当接部とを有してもよく、前記

10

20

30

40

50

出力要素は、前記第3弾性体の他端と当接する当接部を有してもよい。そして、前記第2中間要素は、前記複数の支持部と、前記第2弾性体と当接する当接部と、前記第3弾性体と当接する当接部とを有する単一の部材として構成されてもよい。これにより、第2中間要素をより一層軽量化して、第2中間要素のイナーシャをより一層小さくすることができる。

【0012】

更に、前記第1および第2弾性体は、コイルスプリングであってもよい。これにより、装置外周側に長尺の弾性体が配置される場合に比べて、第1および第2弾性体と他の部材とが摺接するのを抑制して、第1および第2弾性体による振動減衰効果へのヒステリシスの影響をより低下させることができる。

10

【0013】

また、前記第3弾性体は、アークスプリングであってもよい。このように、内周側の第3弾性体としてアークスプリングを採用することで、ダンパ装置をより一層低剛性化（ロングストローク化）することができる。そして、アークスプリングである第3弾性体を第1および第2弾性体よりも内周側に配置することで、第3弾性体に作用する遠心力を小さくして当該第3弾性体のヒステリシスを小さくし、それにより第3弾性体の振動減衰特性を良好に保つことができる。

【0014】

更に、前記第1弾性体の剛性は、前記第2弾性体の剛性よりも高くてもよい。これにより、第1中間要素と第2中間要素とを実質的に一体化させ易くすると共に、第1弾性体の剛性をより高くすることで第1中間要素および第2中間要素の共振周波数を高め、入力要素の回転数が比較的高いとき、すなわち原動機の回転数が比較的高く、当該原動機からのトルク（加振力）が比較的低いときに第1中間要素と第2中間要素との共振を発生させることができる。この結果、第1中間要素と第2中間要素との共振によるダンパ装置全体（出力要素）の振動レベルの高まりを抑え、それによりダンパ装置の後段側に比較的大きな振動が伝達されてしまうのを抑制することができる。従って、このダンパ装置では、複数の中間要素の共振の影響を良好に軽減することが可能となる。

20

【0015】

また、前記第3弾性体の剛性は、前記第2弾性体の剛性よりも低くてもよい。これにより、第1弾性体の剛性をより高くして第1中間要素および第2中間要素の共振周波数を高めると共にダンパ装置全体の共振周波数を低下させつつ、第3弾性体を低剛性化してダンパ装置全体の振動減衰特性を向上させることができる。

30

【0016】

更に、前記第3弾性体の剛性は、前記第1弾性体の剛性よりも低く、かつ前記第2弾性体の剛性以上であってもよい。これにより、第1中間要素および第2中間要素の共振周波数をより高めると共に、ダンパ装置全体の共振周波数をより低下させることができる。

【0017】

そして、前記入力要素は、前記原動機に連結された入力部材にロックアップクラッチを介して接続されてもよく、前記出力要素は、変速装置の入力軸に連結されてもよい。すなわち、上記ダンパ装置を用いれば、原動機の回転数が極低いときに、入力部材から変速装置の入力軸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によるロックアップすなわち入力部材と変速装置の入力軸との連結を実行することが可能となる。

40

【図面の簡単な説明】

【0018】

【図1】本発明の実施例に係るダンパ装置10を備えた流体伝動装置1を示す部分断面図である。

【図2】ダンパ装置10を示す構成図である。

【図3】ダンパ装置10の第1中間部材12および第2中間部材14を示す構成図である。

【図4】流体伝動装置1の概略構成図である。

50

【図5】原動機としてのエンジンの回転数とダンパ装置10の振動レベルとの関係を例示する説明図である。

【図6】原動機としてのエンジンの回転数とダンパ装置10の振動レベルとの関係を例示する説明図である。

【図7】変形例に係る第1中間部材12Bおよび第2中間部材14Bを示す構成図である。

【図8】他の変形例に係る第1中間部材12Cおよび第2中間部材14Cを示す構成図である。

【図9】変形例に係るダンパ装置10Dを備えた流体伝動装置1Dを示す部分断面図である。

10

【発明を実施するための形態】

【0019】

次に、本発明を実施するための形態を実施例を用いて説明する。

【実施例】

【0020】

図1は、本発明の実施例に係るダンパ装置10を備えた流体伝動装置1を示す構成図である。同図に示す流体伝動装置1は、原動機としてのエンジン（内燃機関）を備えた車両に発進装置として搭載されるトルクコンバータであり、図示しないエンジンのクランクシャフトに連結されるフロントカバー（入力部材）3と、フロントカバー3に固定されたポンプインペラ（入力側流体伝動要素）4と、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と、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と、図示しない自動変速機（AT）あるいは無段変速機（CVT）である変速装置のインプットシャフトに固定されるダンパハブ（出力部材）7と、ロックアップピストン80を有する単板摩擦式のロックアップクラッチ機構8と、ダンパハブ7に接続されると共にロックアップピストン80に接続されたダンパ装置10とを含む。

20

【0021】

ポンプインペラ4は、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、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は、ダンパハブ7に嵌合されると共にリベットを介して当該ダンパハブ7に固定される。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。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、これらポンプインペラ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ーラス（環状流路）を形成する。

30

【0022】

ダンパ装置10は、図1および図2に示すように、入力要素としてのドライブ部材11と、複数の第1スプリング（第1弾性体）SP1を介してドライブ部材11と係合する第1中間部材（第1中間要素）12と、複数の第2スプリング（第2弾性体）SP2を介して第1中間部材12と係合する第2中間部材（第2中間要素）14と、複数の第3スプリング（第3弾性体）SP3を介して第2中間部材14と係合するドリブン部材（出力要素）15とを含む。実施例において、第1および第2スプリングSP1、SP2は、荷重が加えられていないときに真っ直ぐに伸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コイルスプリングであり、第3スプリングSP3は、荷重が加えられていないときに円弧状に伸びる軸心を有するように巻かれた金属材料からなるアークスプリングである。

40

【0023】

ドライブ部材11は、それぞれ対応する第1スプリングSP1の一端と当接する複数のスプリング当接部11aと、複数のスプリング支持部11bとを有する。そして、ドライブ部材11は、リベットを介してロックアップクラッチ機構8のロックアップピストン8

50

0に固定され、フロントカバー3やポンプインペラ4のポンプシェル40により画成されるハウジング内部の外周側領域に配置される。第1中間部材12は、ドライブ部材11の複数のスプリング支持部11bと共に第1および第2スプリングSP1, SP2を同一円周上で互いに隣り合わせに(交互に)して摺動自在に支持可能な環状部材として構成されており、実施例では、第2中間部材14により流体伝動装置1の軸周りに回転自在に支持されてハウジング内部の外周側領域に配置される。

#### 【0024】

図1から図3に示すように、第1中間部材12は、第1スプリングSP1および第2スプリングSP2を囲む環状の外周部12aと、外周部12aの両側(図1における左右両側)の周縁部から内周側(径方向内側)に突出して互に対向するように形成される一対の10  
スプリング当接部12b, 12cとを有する。スプリング当接部12b, 12cは、第1中間部材12に対して等間隔に複数(実施例では4個ずつ)形成され、図2からわかるように、それぞれ対応する第1スプリングSP1の他端と当該第1スプリングSP1と隣合う第2スプリングSP2の一端との間に配置されて両者と当接する。更に、第1中間部材12は、図1および図3に示すように、外周部12aの一方の周縁部(図1における左側すなわち変速装置側)から内周側(径方向内側)に突出するように周方向に間隔をおいて形成されると共にそれぞれ第2中間部材14と摺接する複数の被支持部12dを有する。

#### 【0025】

第2中間部材14は、環状の第1プレート141と、リベットを介して当該第1プレート141に固定される環状の第2プレート142とにより構成され、実施例では、ドリブン部材15により流体伝動装置1の軸周りに回転自在に支持される。第2中間部材14の第1プレート141は、それぞれ対応する第2スプリングSP2の他端と当接する複数のスプリング当接部141aと、第1中間部材12を回転自在に支持するための複数の支持部141bとを外周側に有すると共に、第3スプリングSP3を摺動自在に支持するための複数のスプリング支持部を内周側に有する。図1および図3に示すように、第2中間部材14(第1プレート141)の複数の支持部141bは、それぞれ外周側(径方向外側)に突出して第1中間部材12の対応する被支持部12dと摺接するように周方向に間隔をおいて形成されている。

#### 【0026】

実施例において、第1中間部材12の各被支持部12dおよび第2中間部材の各支持部141bの寸法(周長)は、図3に例示するようなドライブ時における第2中間部材14に対する第1中間部材12の回転角度(擦り角度)とコースト時における第2中間部材14に対する第1中間部材12の回転角度とを考慮して、ダンパ装置10の作動中に互に対応する被支持部12dと支持部141bとの十分な接触が確保される範囲内でできるだけ小さく(短く)定められる。すなわち、第1中間部材12の互いに隣り合う被支持部12d同士の間隔と、第2中間部材14の互いに隣り合う支持部141b同士の間隔とは、ダンパ装置10の円滑な作動を確保し得る範囲内でできるだけ大きく定められる。また、第2中間部材14の第2プレート142は、それぞれ第1プレート141のスプリング支持部と対向して第3スプリングSP3を摺動自在に支持するスプリング支持部を有する。40  
そして、第1および第2プレート141および142とは、それぞれ対応する第3スプリングSP3の一端と当接する複数のスプリング当接部141c(図2および図3参照)が形成されている。

#### 【0027】

これにより、各第1スプリングSP1をドライブ部材11のスプリング当接部11aと第1中間部材12の一対のスプリング当接部12b, 12cとの間に配置すると共に、各第2スプリングSP2を第1中間部材12の一対のスプリング当接部12b, 12cと第2中間部材14すなわち第1プレート141のスプリング当接部141aとの間に配置すれば、複数の第1スプリングSP1および複数の第2スプリングSP2がダンパ装置10の外周部の同心円上に配置されることになる。また、複数の第3スプリングSP3は、それ50

ぞれ第1および第2スプリングSP1, SP2から流体伝動装置1の径方向に離間して配置され、第1および第2スプリングSP1, SP2よりも内周側に位置することになる。

【0028】

ドリブン部材15は、第2中間部材14の第1プレート141と第2プレート142との間に配置されると共にダンパハブ7に固定される。また、ドリブン部材15は、それぞれ対応する第3スプリングSP3の他端と当接する複数のスプリング当接部15aを有する。更に、ドリブン部材15は、第2中間部材14の第1プレート141の内周部から流体伝動装置1の軸方向に延びるように延出された突部141dと係合する円弧状の複数のスリット15dを有している。第1プレート141の各突部141dがドリブン部材15の対応するスリット15dと係合(遊嵌)することにより、第2中間部材14は、ドリブン部材15により支持されて流体伝動装置1の軸周りに配置されると共に、スリット15dの周長に応じた範囲内でドリブン部材15に対して回転可能となる。

10

【0029】

ロックアップクラッチ機構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ことができるものである。実施例において、ロックアップクラッチ機構8のロックアップピストン80は、図1に示すように、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(図中右側)の内壁面近傍に配置され、ダンパハブ7に対して軸方向に摺動自在かつ回転自在に嵌合される。また、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が貼着されている。そして、ロックアップピストン80の背面(図中右側の面)とフロントカバー3との間には、図示しない作動油供給孔やインプットシャフトに形成された油路を介して図示しない油圧制御ユニットに接続されるロックアップ室85が画成される。

20

【0030】

ロックアップクラッチ機構8によるロックアップを実行することなくポンプインペラ4とタービンランナ5との間で動力を伝達する際には、ポンプインペラ4およびタービンランナ5に供給される作動油がロックアップ室85内に流入し、ロックアップ室85内は作動油で満たされる。従って、この際、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。そして、このようにロックアップクラッチ機構8によるロックアップが実行されないロックアップ解除時には、図4からわかるように、原動機としてのエンジンからの動力がフロントカバー3、ポンプインペラ4、タービンランナ5、ダンパハブ7という経路を介して変速装置のインプットシャフトへと伝達されることになる。

30

【0031】

また、図示しない油圧制御ユニット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がダンパ装置10を介してダンパハブ7に連結される。このようにロックアップクラッチ機構8によりフロントカバー3とダンパハブ7とが連結されるロックアップ時には、図4からわかるように、原動機としてのエンジンからの動力が、フロントカバー3、ロックアップクラッチ機構8、ドライブ部材11、第1スプリングSP1、第1中間部材12、第2スプリングSP2、第2中間部材14、第3スプリングSP3、ドリブン部材15、ダンパハブ7という経路を介して変速装置のインプットシャフトへと伝達される。この際、フロントカバー3に入力されるトルクの変動(振動)は、ダンパ装置10の第1および第2スプリングSP1, SP2並びに第3スプリングSP3により吸収される。

40

【0032】

そして、実施例の流体伝動装置1では、フロントカバー3に連結されるエンジンの回転数が例えば1000rpm程度と極低いロックアップ回転数N<sub>1up</sub>に達した段階でロックアップクラッチ機構8によりロックアップが実行される。これにより、エンジンと変速装置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

50



ができる。なお、ロックアップ室 85 内の減圧を停止すれば、ロックアップ室 85 内への作動油の流入に伴う圧力差の減少によりロックアップピストン 80 がフロントカバー 3 から離間し、それによりロックアップが解除されることになる。

#### 【0033】

このように、エンジンの回転数が例えば 1000 rpm 程度と極低いロックアップ回転数  $N_{1up}$  に達した段階でロックアップを実行するためには、エンジンの回転数が上述のロックアップ回転数  $N_{1up}$  付近の低回転数域に含まれるときに、エンジンと変速装置との間でダンパ装置 10 により振動を良好に減衰する必要がある。このため、実施例のダンパ装置 10 では、振動減衰特性を向上させるべく、上述のように第 1 および第 2 スプリング  $SP_1$ 、 $SP_2$  を第 3 スプリング  $SP_3$  よりも外周側かつ概ね同一円周上に互いに隣り合わせに配置することで、装置内周側に第 1 および第 2 スプリングが直列に配置される場合に比べてより低剛性化（ロングストローク化）を図っている。更に、実施例のダンパ装置 10 では、直列に配列される第 1～第 3 スプリング  $SP_1$ ～ $SP_3$  のうち、装置内周側に配置される第 3 スプリング  $SP_3$  をアークスプリングとすることで更なる低剛性化を図ると共に、第 3 スプリング  $SP_3$  に作用する遠心力を小さくして当該第 3 スプリング  $SP_3$  のヒステリシス、すなわち減荷時に第 3 スプリング  $SP_3$  に作用する摩擦力を小さくし、それにより第 3 スプリング  $SP_3$  の振動減衰特性を良好に確保している。

#### 【0034】

また、実施例のダンパ装置 10 では、装置外周側に第 1 および第 2 スプリング  $SP_1$ 、 $SP_2$  が直列に配置されると共に、第 1 中間部材 12 が第 1 および第 2 スプリング  $SP_1$ 、 $SP_2$  を覆うように配置されることから、第 1 および第 2 スプリング  $SP_1$ 、 $SP_2$  それぞれのヒステリシス、すなわち減荷時に第 1、第 2 スプリング  $SP_1$ 、 $SP_2$  に作用する摩擦力が小さくなる。従って、第 1 および第 2 スプリング  $SP_1$ 、 $SP_2$  が直列に作用する際の両者（トータル）のヒステリシスを例えば装置外周側に第 1 および第 2 スプリング  $SP_1$ 、 $SP_2$  の全周長（両者の周長の和）と同程度の周長をもった長尺のスプリングが配置された場合に比べて小さくすることができる。更に、実施例のダンパ装置 10 は、第 1 中間部材 12 が第 1 および第 2 スプリング  $SP_1$ 、 $SP_2$  を囲むように構成されると共に、第 1 スプリング  $SP_1$  と第 2 スプリング  $SP_2$  との間で両者と当接する一対のスプリング当接部 12b、12c を有している。これにより、ダンパ装置 10 等の作動に伴って第 1 スプリング  $SP_1$  や第 2 スプリング  $SP_2$  が収縮する際に第 1 中間部材 12 が第 1 スプリング  $SP_1$  や第 2 スプリング  $SP_2$  の収縮方向に移動することから、第 1 スプリング  $SP_1$  や第 2 スプリング  $SP_2$  に対する第 1 中間部材 12 の移動量（相対移動量）を減らすことができる。

#### 【0035】

すなわち、図 4 からわかるように、第 1 スプリング  $SP_1$  や第 2 スプリング  $SP_2$  が収縮する際に第 1 中間部材 12 が第 1 スプリング  $SP_1$  や第 2 スプリング  $SP_2$  の収縮方向に移動することで、一対のスプリング当接部 12b、12c 付近では第 1 および第 2 スプリング  $SP_1$ 、 $SP_2$  と第 1 中間部材 12 とが実質的に（殆ど）摺接せず、第 1 および第 2 スプリング  $SP_1$ 、 $SP_2$  と第 1 中間部材 12 との摺接は、主に、第 1 および第 2 スプリング  $SP_1$ 、 $SP_2$  のスプリング当接部 12b、12c 側の端部とは反対側の端部（図 4 における丸印参照）で生じることになる。この結果、第 1 および第 2 スプリング  $SP_1$ 、 $SP_2$  と第 1 中間部材 12 とが摺接するのを抑制して、第 1 および第 2 スプリング  $SP_1$ 、 $SP_2$  のそれぞれによる振動減衰効果へのヒステリシスの影響をより一層低下させることができる。また、実施例のダンパ装置 10 では、第 1 および第 2 スプリング  $SP_1$ 、 $SP_2$  として、コイルスプリングが採用されることから、装置外周側に長尺のコイルスプリングあるいはアークスプリングが配置される場合に比べて、第 1 および第 2 スプリング  $SP_1$ 、 $SP_2$  の外周部と他の部材（上記実施例では、第 1 中間部材 12）とが摺接するのを抑制して、第 1 および第 2 スプリング  $SP_1$ 、 $SP_2$  による振動減衰効果へのヒステリシスの影響をより低下させることができる。

#### 【0036】

一方、実施例の流体伝動装置 1 では、ダンパ装置 10 の第 1 スプリング S P 1 と第 3 スプリング S P 3 との間に中間要素としての第 1 および第 2 中間部材 1 2 , 1 4 が配置されることから、第 1 中間部材 1 2 と第 2 中間部材 1 4 とが共振することがある。そして、エンジンの回転数が例えば上述のロックアップ回転数 N l u p 付近の低回転数域に含まれ、ダンパ装置 10 全体（出力要素としてのドリブン部材 1 5）の振動レベルが比較的高いときに第 1 中間部材 1 2 と第 2 中間部材 1 4 との共振が発生すると、当該第 1 中間部材 1 2 と第 2 中間部材 1 4 との共振に起因してダンパ装置 10 全体の振動レベルがより高まり、ダンパ装置 10 の後段側すなわち変速装置のインプットシャフトに比較的大きな振動が伝達されてしまうおそれがある。従って、エンジンの回転数が極低いロックアップ回転数 N l u p に達した段階でロックアップクラッチ機構 8 によるロックアップをスムーズに実行するためには、ロックアップ完了後のエンジンの回転数が比較的高くエンジンからのトルクすなわち加振力が比較的低いときに第 1 中間部材 1 2 と第 2 中間部材 1 4 との共振を発生させるとよく、このためには、第 1 および第 2 中間部材 1 2 , 1 4 の共振周波数  $f_i$  をより高めるとよい。

【 0 0 3 7 】

また、上述のように例えば 1 0 0 0 r p m 程度と極低いロックアップ回転数 N l u p に達した段階でロックアップを実行するためには、ロックアップが実行されると共にエンジンの回転数が上述のロックアップ回転数 N l u p 付近の低回転数域に含まれるときや、その後更にエンジンの回転数が高まったときにダンパ装置 10 全体の共振が発生しないようにする必要がある。このため、エンジンの回転数がロックアップ回転数 N l u p よりも更に低い段階からロックアップが実行されると仮定したときにできるだけエンジンの回転数が低い段階、すなわち実際にはロックアップが実行されない回転数域でダンパ装置 10 全体の共振が発生するように、ダンパ装置 10 全体の共振周波数  $f_t$  をより低くするとよい。

【 0 0 3 8 】

ここで、第 1 および第 2 中間部材 1 2 , 1 4 が実質的に一体となって共振する状態は、単一のマスとしての第 1 および第 2 中間部材 1 2 , 1 4 ならびに第 2 スプリング S P 2 に第 1 スプリング S P 1 と第 3 スプリング S P 3 とが並列に接続された状態に相当する。この場合には、第 1 スプリング S P 1 のバネ定数を “  $k_1$  ” とし、第 3 スプリング S P 3 のバネ定数を “  $k_3$  ” とすれば、系の合成バネ定数  $k_{13}$  が “  $k_1 + k_3$  ” となることから、実質的に一体となって共振する第 1 および第 2 中間部材 1 2 , 1 4 ならびに第 2 スプリング S P 2 の共振周波数（固有振動数） $f_i$  は、 $f_i = 1 / 2 \cdot \{ (k_1 + k_3) / I \}$  と表される。ただし、“  $I$  ” は、単一のマスとしての第 1 中間部材 1 2、第 2 中間部材 1 4 および第 2 スプリング S P 2 のイナーシャであり、イナーシャ  $I$  の単位は、“  $kg \cdot m^2$  ” である。すなわち、実質的に一体となって共振する際の第 1 および第 2 中間部材 1 2 , 1 4 のイナーシャ  $I$  は、第 2 スプリング S P 2 のイナーシャを半分ずつ第 1 中間部材 1 2 と第 2 中間部材 1 4 とに振り分けることにより求めることが可能であり、第 1 中間部材 1 2 のイナーシャと第 2 中間部材 1 4 のイナーシャと両者の間に配置された第 2 スプリング S P 2 のイナーシャとの和として取り扱うことができる。また、ダンパ装置 10 の全体が一体に共振するときには、ドライブ部材 1 1 と第 1 スプリング S P 1 と第 1 中間部材 1 2 と第 2 スプリング S P 2 と第 2 中間部材 1 4 と第 3 スプリング S P 3 とドリブン部材 1 5 とが直列に連なることから、系の合成バネ定数  $k_{123}$  は、第 2 スプリング S P 2 のバネ定数を “  $k_2$  ” とすれば、 $1 / k_{123} = 1 / k_1 + 1 / k_2 + 1 / k_3$  と表され、ダンパ装置 10 全体の共振周波数  $f_t$  は、 $f_t = 1 / 2 \cdot (k_{123} / I_t)$  と表される（ただし、“  $I_t$  ” は、ダンパ全体のイナーシャである）。

【 0 0 3 9 】

従って、ロックアップ完了後のエンジンの回転数が比較的高いときに第 1 中間部材 1 2 と第 2 中間部材 1 4 との共振を発生させるためには、第 1 および第 2 中間部材 1 2 , 1 4 の共振周波数  $f_i$  をより高めるべく、第 1 スプリング S P 1 のバネ定数  $k_1$  と第 3 スプリング S P 3 のバネ定数  $k_3$  との和をできるだけ大きくしたり、第 1 および第 2 中間部材 1

10

20

30

40

50

2, 14のイナーシャIをできるだけ小さくしたりすればよい。また、ダンパ装置10全体の共振周波数 $f_t$ をより低くするためには、系の合成バネ定数 $k_{123}$ をできるだけ小さくすればよい。なお、本明細書において、“剛性”と“バネ定数”とは、何れも“力(トルク)/ねじれ角(単位は、“Nm/rad”または“Nm/deg”である)”を示し、同義である。また、スプリングの剛性(バネ定数)は、スプリングの線径を小さくしたり、単位長さあたりの巻き数を減らしたりすることで低く(小さく)なり、スプリングの線径を大きくしたり、単位長さあたりの巻き数を増やしたりすることで高く(大きく)なる。

#### 【0040】

これらを踏まえて、実施例のダンパ装置10では、第1スプリングSP1の剛性が第2および第3スプリングSP2, SP3の剛性よりも高く設定される。すなわち、実施例では、第1スプリングSP1のバネ定数 $k_1$ が第2および第3スプリングSP2, SP3のバネ定数 $k_2$ ,  $k_3$ に比べて大幅に大きく(例えば数倍程度)設定される。このように第1スプリングSP1の剛性を第2スプリングSP2の剛性よりも高く設定すれば、第1中間部材12と第2中間部材14とを実質的に一体化させ易くすると共に、第1スプリングSP1の剛性をより高くすることで第1および第2中間部材12, 14の共振周波数 $f_i$ を高め、エンジンの回転数が比較的高く、当該エンジンからのトルク(加振力)が比較的低いときに第1中間部材12と第2中間部材14との共振を発生させることができる。

#### 【0041】

また、実施例のダンパ装置10の第1中間部材12は、第1および第2スプリングSP1, SP2を囲む環状の外周部12aと、外周部12aの両側の周縁部から内周側(径方向内側)に突出して互いに対向するように形成されると共に第1スプリングSP1と第2スプリングSP2との間で両者と当接する一対のスプリング当接部12b, 12cとを有するものであり、第1中間部材12をこのように構成すれば、当該第1中間部材12をより軽量化することができる。これにより、第1中間部材12のイナーシャ、ひいては実質的に一体となって共振する際の第1および第2中間部材12, 14のイナーシャIを小さくして第1および第2中間部材12, 14の共振周波数 $f_i$ をより高めることができる。

#### 【0042】

更に、第1中間部材12は、外周部12aの周縁部から内周側(径方向内側)に突出するように周方向に間隔をおいて形成されると共にそれぞれ第2中間部材14と摺接する複数の被支持部12dを有するものであり、第1中間部材12を回転自在に支持する第2中間部材14は、外周側(径方向外側)に突出するように周方向に間隔をおいて形成されると共にそれぞれ第1中間部材12の被支持部12dと摺接する複数の支持部141bを有するものである。これにより、図3に示すように第1中間部材12の互いに隣り合う被支持部12d同士の間隔をできるだけ大きくすると共に第2中間部材12の互いに隣り合う支持部141b同士の間隔をできるだけ大きくすることで第1および第2中間部材12, 14をより一層軽量化して、実質的に一体となって共振する際の第1および第2中間部材12, 14のイナーシャIをより一層小さくすることができる。

#### 【0043】

また、実施例のダンパ装置10では、第1スプリングSP1の剛性が第3スプリングSP3の剛性よりも高く設定されているので、第3スプリングSP3であるアークスプリングの特性を生かしてダンパ装置10の低剛性化(ロングストローク化)を図りつつ振動減衰特性を向上させると共に、第3スプリングSP3により第1中間部材12と第2中間部材14との共振を良好に減衰することが可能となる。そして、実施例のダンパ装置10では、コイルスプリングに比べて剛性を下げやすいというアークスプリングの特性を生かすと共に、ヒステリシスを低減させるべく第1および第2スプリングSP1, SP2よりも内周側に配置されるアークスプリングである第3スプリングSP3の振動減衰特性をより良好に保つために、第3スプリングSP3のバネ定数 $k_3$ が第2スプリングSP2のバネ定数 $k_2$ よりも小さく設定される。すなわち、第1~第3スプリングSP1~SP3のバネ定数を $k_1 > k_2 > k_3$ ( $k_1 \quad k_2 > k_3$ )とすることにより、第1および第2中間

10

20

30

40

50

部材 12, 14 の共振周波数  $f_i$  を高めると共にダンパ装置 10 全体の共振周波数  $f_t$  を低下させつつ、第 3 スプリング S P 3 を低剛性化してダンパ装置 10 全体の振動減衰特性を向上させることができる。

【 0 0 4 4 】

図 5 は、ロックアップが実行されている状態でのエンジンの回転数と上述のダンパ装置 10 の振動レベルとの関係を例示する説明図である。同図は、第 1 および第 2 スプリング S P 1, S P 2 を第 3 スプリング S P 3 よりも外周側かつ概ね同一円周上に互いに隣り合わせに配置することの有用性を確認すべく行われたねじり振動系のシミュレーション結果を示すものであり、当該シミュレーションにより得られた実施例のダンパ装置 10 を含む複数のダンパ装置におけるエンジン（フロントカバー 3）の回転数とダンパ装置の出力要素であるドリブン部材 15（ダンパハブ 7）における振動レベルとの関係を例示する。かかるシミュレーションにおいて、原動機としてのエンジンの諸元、ポンプインペラ 4 やタービンランナ 5 ならびにロックアップクラッチ機構 8 の諸元等は、基本的に同一とされ、ダンパ装置の構造や第 1 ~ 第 3 スプリング S P 1 ~ S P 3 の種類や剛性の大小が複数のダンパ装置間で変更された。

10

【 0 0 4 5 】

図 5 における実線は、上記実施例のダンパ装置 10 の振動レベルを示す。また、図 5 における破線は、実施例のダンパ装置 10 において、第 3 スプリング S P 3 としてアークスプリングの代わりにコイルスプリングを採用した変形例のダンパ装置の振動レベルを示す（第 1 ~ 第 3 スプリング S P 1 ~ S P 3 のバネ定数は、実施例と同様に  $k_1 > k_2 > k_3$ （ $k_1 < k_2 < k_3$ ）である）。更に、図 5 における一点鎖線は、上述の特許文献 1 に記載されたものと同様の構造を有するダンパ装置のモデル（以下、「比較例 1」という）の振動レベルを示し、図 5 における二点鎖線は、上述の特許文献 1 に記載された構造を応用して装置外周側に 2 種類のスプリングを直列に配置した構造を有するダンパ装置のモデル（以下、「比較例 2」という）の振動レベルを示す。

20

【 0 0 4 6 】

比較例 1 のダンパ装置は、入力部材から動力が伝達される内周側の第 1 スプリングと、第 1 スプリングから動力が伝達される第 1 中間部材と、第 1 スプリングと概ね同一円周上に互いに隣り合わせに配置されると共に第 1 中間部材から動力が伝達される第 2 スプリングと、第 2 スプリングから動力が伝達される第 2 中間部材と、第 1 および第 2 スプリングよりも外周側に配置されると共に第 2 中間部材から動力が伝達される第 3 スプリングと、第 3 スプリングから動力が伝達される出力部材とを含むものである。比較例 1 のダンパ装置において、第 1 ~ 第 3 スプリングは何れもコイルスプリングであり、第 1 および第 2 中間部材の共振周波数を高めると共にダンパ装置全体の共振周波数を低下させるべく、第 1 ~ 第 3 スプリングのバネ定数は、構造上可能な範囲内で実施例と同様に  $k_1 > k_2 > k_3$  とされた。

30

【 0 0 4 7 】

また、比較例 2 のダンパ装置は、入力部材から動力が伝達される内周側の第 1 スプリングと、第 1 スプリングから動力が伝達される第 1 中間部材と、第 1 スプリングよりも外周側に配置されると共に第 1 中間部材から動力が伝達される第 2 スプリングと、第 2 スプリングから動力が伝達される第 2 中間部材と、第 2 スプリングと概ね同一円周上に互いに隣り合わせに配置されると共に第 2 中間部材から動力が伝達される第 3 スプリングと、第 3 スプリングから動力が伝達される出力部材とを含むものである。比較例 2 のダンパ装置においても、第 1 ~ 第 3 スプリングは何れもコイルスプリングであり、第 1 および第 2 中間部材の共振周波数を高めると共にダンパ装置全体の共振周波数を低下させるべく、第 1 ~ 第 3 スプリングのバネ定数は、構造上可能な範囲内で実施例と同様に  $k_1 > k_2 > k_3$  とされた。また、比較例 2 のダンパ装置は、第 2 中間要素が第 2 スプリングと第 3 スプリングとの間で両者と当接する当接部を有すると共に、出力部材が第 2 および第 3 スプリングを囲むように構成された部分（特許文献 1 における「保持部 7 8 c）を有する。

40

【 0 0 4 8 】

50

図5に示すように、比較例1のダンパ装置では、第1～第3スプリングのバネ定数を調整しても、装置内周側の第1および第2スプリングの振り角度を大きくとれないことから、ダンパ装置全体の共振周波数を十分に低下させることができず、そのため、ロックアップ回転数 $N_{lup}$ 付近における振動レベルが比較的高くなってしまふ。また、比較例1のダンパ装置では、第1および第2スプリングの振り角度を大きくとれず、ダンパ装置の低剛性化を十分に図ることができないので、第1中間部材および第2中間部材の共振レベルが高くなってしまふ。一方、比較例2のダンパ装置では、装置外周側の第2および第3スプリングの振り角度を大きくして低剛性化をはかることができるので、振動レベルを全体に低下させることができる。しかしながら、比較例2のダンパ装置では、出力部材の保持部内で第2および第3スプリングが収縮することから、少なくとも第2スプリングの両端部と保持部の内周面とが摺接すると共に第3スプリングの両端部と保持部の内周面とが摺接することから、第2および第3スプリングそれぞれのヒステリシスが大きくなってしまひ、その結果、ロックアップ回転数 $N_{lup}$ 付近における振動レベルが比較的高くなってしまふ。

10

## 【0049】

これに対して、実施例のダンパ装置10や変形例のダンパ装置では、上述のように、ダンパ装置10全体の共振周波数 $f_t$ をより低くすることができると共に、第1および第2スプリング $SP1$ 、 $SP2$ による振動減衰効果へのヒステリシスの影響をより低下させることができるので、図5に示すように、ロックアップ回転数 $N_{lup}$ 付近における振動レベルを良好に低下させることができる。従って、実施例のダンパ装置10や変形例のダンパ装置では、エンジンの回転数が極低いロックアップ回転数 $N_{lup}$ に達した段階でロックアップクラッチ機構8によるロックアップを極めてスムーズに実行することが可能となる。また、実施例と変形例との対比からわかるように、実施例のダンパ装置10のように、低剛性化（ロングストローク化）を図るために第3スプリング $SP3$ として用いられるアークスプリングを用いると共に、ヒステリシスを低減させるべく第3スプリング $SP3$ を第1および第2スプリング $SP1$ 、 $SP2$ の内周側に配置することで、エンジンの回転数がより高まった段階で発生する第1中間部材12と第2中間部材14との共振をより良好に減衰することができる。

20

## 【0050】

更に、図6に、上述のようにして第1中間部材12や第2中間部材14を軽量化することの有効性を確認すべく行われたねじり振動系のシミュレーション結果を示す。図6において、実線は、上記実施例のダンパ装置10の振動レベルを示す。また、図6における破線は、上記ダンパ装置10の第1中間部材12および第2中間部材14の構成を一部変更したものに相当する比較例3のダンパ装置の振動レベルを示す。比較例3のダンパ装置の第1中間部材は、上述の外周部12aの周縁部の一方から内周側（径方向内側）に延出された延出部を更に内方に折り曲げられることにより形成されたスプリング当接部を有する。また、比較例3のダンパ装置では、第1中間部材の被支持部が外周部の周縁部のほぼ全周にわたって形成されると共に、第2中間部材の複数の支持部同士の間隔ができるだけ小さく定められる。図6に示すように、上述のような第1中間部材12や第2中間部材14の軽量化が図られた実施例のダンパ装置10では、比較例3のダンパ装置に比べて、第1中間部材12と第2中間部材14との共振がエンジンの回転数がより高まった段階で発生し、更に共振の振動レベルも低下している。従って、上述のような第1中間部材12や第2中間部材14の軽量化は、第1中間部材12と第2中間部材14との共振をエンジンの回転数がより高まった段階で発生させると共に当該共振の振動レベルを低下させるのに極めて有効であることが理解されよう。

30

40

## 【0051】

以上説明したように、実施例の流体伝動装置1に含まれるダンパ装置10は、原動機としてのエンジンからの動力が伝達されるドライブ部材11と、第1スプリング $SP1$ を介してドライブ部材11から動力が伝達される第1中間部材12と、第2スプリング $SP2$ を介して第1中間部材12から動力が伝達される第2中間部材14と、第3スプリング $SP3$

50

P 3を介して第2中間部材14から動力が伝達されるドリブン部材15とを含むものである。そして、ダンパ装置10では、第1および第2スプリングSP1, SP2が第3スプリングSP3よりも外周側かつ概ね同一円周上に互いに隣り合わせに配置される。これにより、装置内周側に第1および第2スプリングSP1, SP2が直列に配置される場合に比べてダンパ装置10をより低剛性化(ロングストローク化)することができる。

#### 【0052】

また、実施例のダンパ装置の第1中間部材12は、第1および第2スプリングSP1, SP2を囲む環状の外周部12aと、当該外周部12aの両側の周縁部から内周側に突出して互いに対向するように形成されると共に第1スプリングSP1と第2スプリングSP2との間で両者と当接する一対のスプリング当接部12b, 12cとを有するものであり、第1中間部材12をこのように構成すれば、当該第1中間部材12をより軽量化することができる。これにより、第1中間部材12のイナーシャ、ひいては実質的に一体となって共振する際の第1および第2中間部材12, 14のイナーシャIを小さくして第1および第2中間部材12, 14の共振周波数 $f_i$ を高め、ドライブ部材11の回転数が比較的高いとき、すなわちエンジンの回転数が比較的高く、当該エンジンからのトルク(加振力)が比較的低いときに第1中間部材12と第2中間部材14との共振を発生させることができる。更に、実施例のダンパ装置10では、第1スプリングSP1や第2スプリングSP2が収縮する際に第1中間部材12が第1スプリングSP1等の収縮方向に移動することから、第1スプリングSP1や第2スプリングSP2に対する第1中間部材12の移動量(相対移動量)を減らすことができる。これにより、第1および第2スプリングSP1, SP2と第1中間部材12とが摺接するのを抑制して、第1および第2スプリングSP1, SP2のそれぞれによる振動減衰効果へのヒステリシス、すなわち減荷時に第1、第2スプリングSP1, SP2に作用する摩擦力の影響をより一層低下させることができる。この結果、実施例のダンパ装置10では、低剛性化を図りつつ、第1中間部材12と第2中間部材14との共振の影響を軽減することが可能となる。

#### 【0053】

更に、ダンパ装置10の第1中間部材12は、第2中間部材14により回転自在に支持され、外周部12aの周縁部から内周側に突出するように周方向に間隔をおいて形成されると共にそれぞれ第2中間部材14と摺接する複数の被支持部12dを有する。また、第2中間部材14は、外周側(径方向外側)に突出するように周方向に間隔をおいて形成されると共にそれぞれ第1中間部材12の対応する被支持部12dと摺接する複数の支持部141bを有する。これにより、第1中間部材12の互いに隣り合う被支持部12d同士の間隔と、第2中間部材14の互いに隣り合う支持部141b同士の間隔とを上述のようにダンパ装置10の円滑な作動を確保し得る範囲内でできるだけ大きく定めることで、第1中間部材12や第2中間部材14をより一層軽量化して、第1中間部材12や第2中間部材14のイナーシャ、ひいては実質的に一体となって共振する際の第1および第2中間部材12, 14のイナーシャIをより一層小さくすることができる。

#### 【0054】

そして、第1中間部材12の被支持部12dの寸法(被支持部12d同士の間隔)や第2中間部材14の支持部141bの寸法(支持部141b同士の間隔)を調整することにより、第1中間部材12や第2中間部材14のイナーシャ、ひいては実質的に一体となって共振する際の第1および第2中間部材12, 14のイナーシャIをダンパ装置10が搭載される車両や連結されるエンジンの特性等に合わせて調整することが可能となる。従って、ダンパ装置10が搭載される車両や連結されるエンジンによっては、図7に示すように、各被支持部12dの寸法(周長)をできるだけ小さくした第1中間部材12Bと、各支持部141bの寸法(周長)をできるだけ大きくした第2中間部材14Bとを組み合わせてもよく、図8に示すように、各被支持部12dの寸法(周長)をできるだけ大きくした第1中間部材12Cと、各支持部141bの寸法(周長)をできるだけ小さくした第2中間部材14Cとを組み合わせてもよい。

#### 【0055】

また、上記実施例のように、第1および第2スプリングSP1, SP2としてコイルスプリングを採用すれば、装置外周側に長尺のコイルスプリングあるいはアークスプリングが配置される場合に比べて、第1および第2スプリングSP1, SP2と他の部材(第1中間部材12)とが摺接するのを抑制して、第1および第2スプリングSP1, SP2による振動減衰効果へのヒステリシスの影響をより低下させることができる。更に、内周側の第3スプリングSP3としてアークスプリングを採用することで、ダンパ装置10をより一層低剛性化(ロングストローク化)することができる。そして、アークスプリングである第3スプリングSP3を第1および第2スプリングSP1, SP2よりも内周側に配置することで、第3スプリングSP3に作用する遠心力を小さくして当該第3スプリングSP3のヒステリシスを小さくし、それにより第3スプリングSP3の振動減衰特性を良好に保つことができる。

10

## 【0056】

更に、上記実施例のように、第1スプリングSP1の剛性を第2スプリングSP2の剛性よりも高くすれば、第1および第2中間部材12, 14の共振周波数 $f_i$ を高め、エンジン(フロントカバー3)の回転数が比較的高く、当該エンジンからのトルク(加振力)が比較的低いときに第1中間部材12と第2中間部材14との共振を発生させることができる。この結果、第1中間部材12と第2中間部材14との共振によるダンパ装置10全体(出力要素としてのドリブン部材15)の振動レベルの高まりを抑え、それによりダンパ装置10の後段側に比較的大きな振動が伝達されてしまうのを抑制することができる。従って、実施例のダンパ装置10では、第1中間部材12と第2中間部材14との共振の影響を良好に軽減することが可能となる。

20

## 【0057】

また、上記実施例のように、第3スプリングSP3の剛性を第2スプリングSP2の剛性よりも低くすれば、第1スプリングSP1の剛性をより高くして第1中間部材12および第2中間部材14の共振周波数 $f_i$ を高めると共にダンパ装置10全体の共振周波数 $f_t$ を低下させつつ、第3スプリングSP3を低剛性化してダンパ装置10全体の振動減衰特性を向上させることができる。ただし、第3スプリングSP3の剛性を第1スプリングSP1の剛性よりも低く、かつ第2スプリングSP2の剛性以上としてもよい。すなわち、第3スプリングSP3のバネ定数 $k_3$ を第2スプリングSP2のバネ定数 $k_2$ 以上にすれば、第1スプリングSP1のバネ定数 $k_1$ と第3スプリングSP3のバネ定数 $k_3$ との和をより大きくして第1および第2中間部材12, 14の共振周波数 $f_i$ をより高くすると共に、ダンパ装置10全体の共振周波数 $f_t$ をより低くすることができる。なお、ダンパ装置の接続対象であるエンジン等の特性によっては、第1~第3スプリングSP1~SP3のすべてをコイルスプリングとすると共に、第1~第3スプリングSP1~SP3のバネ定数を $k_1 > k_2 > k_3$ ( $k_1 < k_2 > k_3$ )としたり、 $k_1 > k_3 < k_2$ ( $k_1 < k_3 < k_2$ )としたりしても、実用上良好な結果が得られる。

30

## 【0058】

そして、実施例のダンパ装置10を構成するドライブ部材11は、エンジンに連結された入力部材としてのフロントカバー3にロックアップクラッチ機構8を介して接続されるものであり、ドリブン部材15は、変速装置のインプットシャフトに連結される。すなわち、上述のダンパ装置10を用いれば、エンジンの回転数が極低いときに、フロントカバー3から変速装置のインプットシャフト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機構8によるロックアップすなわちフロントカバー3と変速装置のインプットシャフトとの連結を実行することが可能となる。

40

## 【0059】

図9は、変形例に係るダンパ装置10Dを備えた流体伝動装置1Dを示す部分断面図である。同図に示すダンパ装置10Dは、第1スプリングSP1の一端と当接するスプリング当接部11aを有する入力要素としてのドライブ部材11と、第1スプリングSP1と第2スプリングSP2の間で両者と当接する一対のスプリング当接部12b, 12cおよび第2中間部材14Dと摺接する複数の被支持部12dを有する第1中間部材12と、第

50

2 スプリング S P 2 の他端と当接するスプリング当接部 1 4 0 a、第 1 中間部材 1 2 の対応する被支持部 1 2 d とそれぞれ摺接する複数の支持部 1 4 0 b、および第 3 スプリング S P 3 の一端と当接するスプリング当接部 1 4 0 c を有する第 2 中間部材 1 4 D と、第 3 スプリング S P 3 の他端と当接するスプリング当接部（図示省略）を有する出力要素としてのドリブン部材 1 5 D とを含むものである。

【 0 0 6 0 】

図 9 に示すように、変形例のダンパ装置 1 0 D では、出力要素であるドリブン部材 1 5 D がダンパハブ 7 に固定される環状の第 1 プレート 1 5 1 と、リベットを介して当該第 1 プレート 1 5 1 に固定される環状の第 2 プレート 1 5 2 とにより構成され、第 3 スプリング S P 3 が第 1 プレート 1 5 1 と第 2 プレート 1 5 2 とにより摺動自在に支持される。そして、変形例のダンパ装置 1 0 D において、第 2 中間部材 1 4 D は、第 2 スプリング S P 2 と当接するスプリング当接部 1 4 0 a と、複数の支持部 1 4 0 b と、第 3 スプリング S P 3 と当接するスプリング当接部 1 4 0 c とを有すると共に、ドリブン部材 1 5 D の第 1 プレート 1 5 1 と第 2 プレート 1 5 2 との間に配置される単一の部材として構成されている。このように、第 2 中間部材 1 4 D を単一の部材として構成することにより、当該第 2 中間部材 1 4 D をより一層軽量化して、第 2 中間部材 1 4 D のイナーシャをより一層小さくすることができる。

【 0 0 6 1 】

なお、上述の流体伝動装置 1 , 1 D は、ポンプインペラ 4、タービンランナ 5 およびステータ 6 を備えたトルクコンバータとして構成されるが、本発明によるダンパ装置を含む流体伝動装置は、ステータを有さない流体継手として構成されてもよい。また、上述の流体伝動装置 1 , 1 D は、単板摩擦式のロックアップクラッチ機構 8 の代わりに、多板摩擦式のロックアップクラッチ機構を備えるものであってもよい。

【 0 0 6 2 】

ここで、上記実施例等の主要な要素と課題を解決するための手段の欄に記載した発明の主要な要素との対応関係について説明する。すなわち、上記実施例等では、原動機としてのエンジンからの動力が伝達されるドライブ部材 1 1 が「入力要素」に相当し、ドライブ部材 1 1 から動力が伝達されるコイルスプリングである第 1 スプリング S P が「第 1 弾性体」に相当し、第 1 スプリング S P 1 から動力が伝達される第 1 中間部材 1 2 が「第 1 中間要素」に相当し、第 1 中間部材 1 2 から動力が伝達されるコイルスプリングである第 2 スプリング S P 2 が「第 2 弾性体」に相当し、第 2 スプリング S P 2 から動力が伝達される第 2 中間部材 1 4 が「第 2 中間要素」に相当し、第 2 中間部材 1 4 から動力が伝達されるアークスプリングである第 3 スプリング S P 3 が「第 3 弾性体」に相当し、第 3 スプリング S P 3 から動力が伝達されるドリブン部材 1 5 が「出力要素」に相当する。ただし、実施例の主要な要素と課題を解決するための手段の欄に記載された発明の主要な要素との対応関係は、実施例が課題を解決するための手段の欄に記載された発明を実施するための形態を具体的に説明するための一例であることから、課題を解決するための手段の欄に記載した発明の要素を限定するものではない。すなわち、実施例はあくまで課題を解決するための手段の欄に記載された発明の具体的な一例に過ぎず、課題を解決するための手段の欄に記載された発明の解釈は、その欄の記載に基づいて行なわれるべきものである。

【 0 0 6 3 】

以上、実施例を用いて本発明による実施の形態について説明したが、本発明は上記実施例に何ら限定されるものではなく、本発明による要旨を逸脱しない範囲内において、様々な変更をなし得ることはいうまでもない。

【産業上の利用可能性】

【 0 0 6 4 】

本発明は、ダンパ装置の製造産業等において利用可能である。

【符号の説明】

【 0 0 6 5 】

1 , 1 D 流体伝動装置、 3 フロントカバー、 4 ポンプインペラ、 5 タービンラ

10

20

30

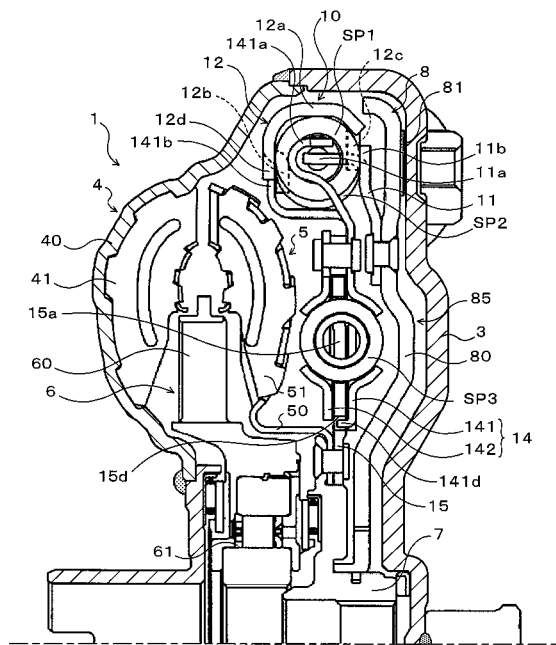
40

50

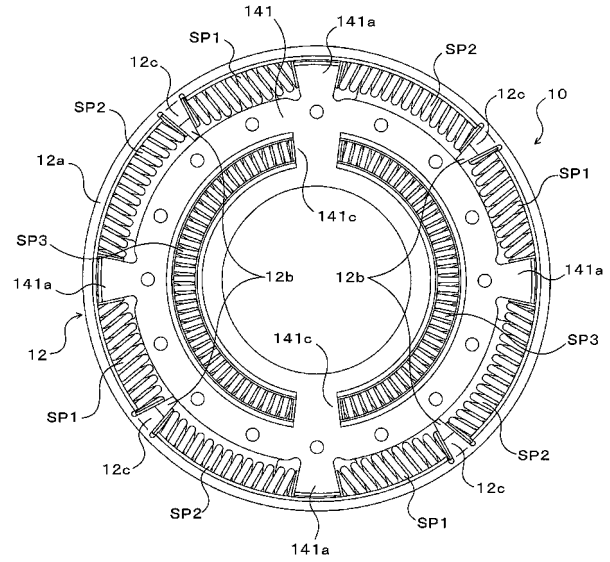


ンナ、6 ステータ、7 ダンパハブ、8 ロックアップクラッチ機構、10, 10D  
 ダンパ装置、11 ドライブ部材、11a スプリング当接部、11b スプリング支持  
 部、12, 12B, 12C 第1中間部材、12a 外周部、12b, 12c スプリン  
 グ当接部、12d 被支持部、14, 14B, 14C, 14D 第2中間部材、15、1  
 5D ドリブン部材、15a スプリング当接部、15d スリット、40 ポンプシェ  
 ル、41 ポンプブレード、50 タービンシェル、51 タービンブレード、60 ス  
 テータブレード、61 ワンウェイクラッチ、80 ロックアップピストン、81 摩  
 擦材、85 ロックアップ室、141, 151 第1プレート、140a, 141a スプ  
 リング当接部、140b, 141b 支持部、140c, 141c スプリング当接部、  
 141d 突部、142, 152 第2プレート、SP1 第1スプリング、SP2 第  
 2スプリング、SP3 第3スプリング。

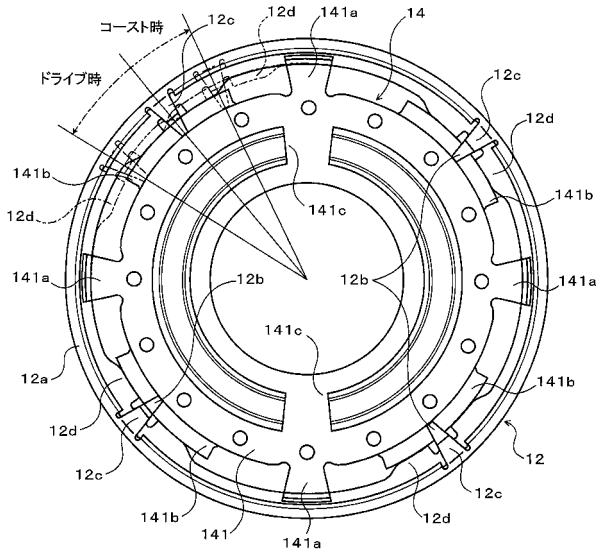
【図1】



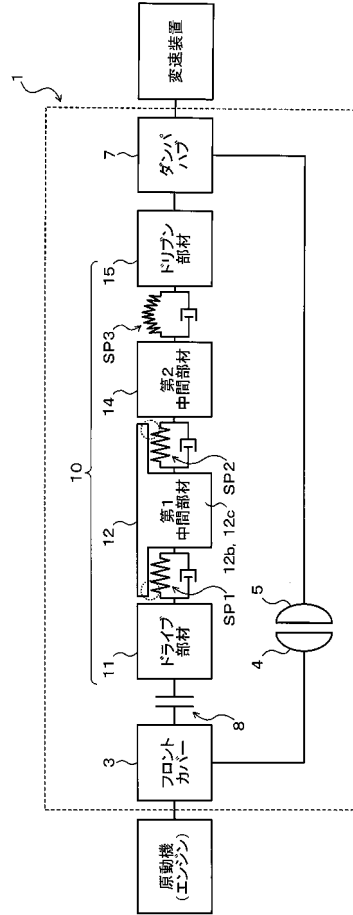
【図2】



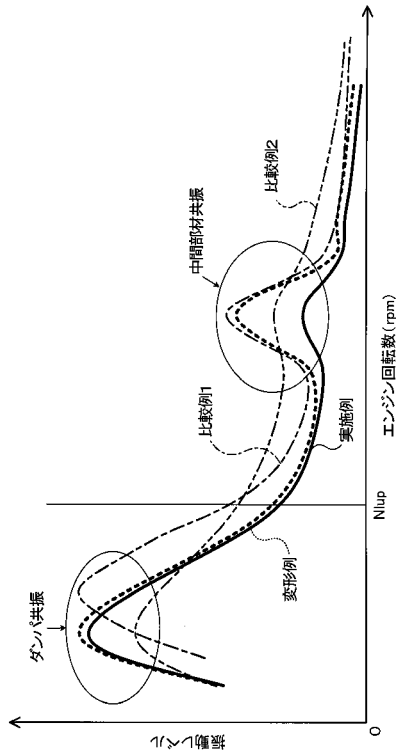
【図3】



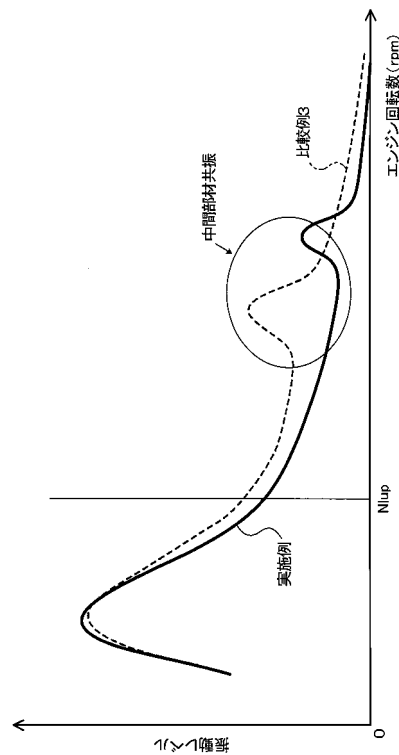
【図4】



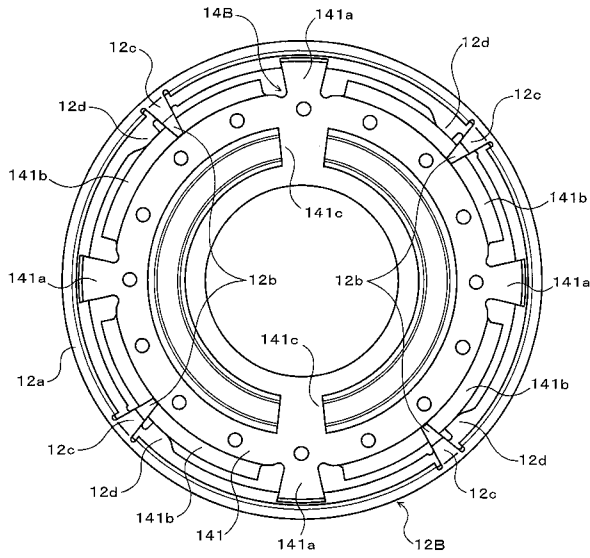
【図5】



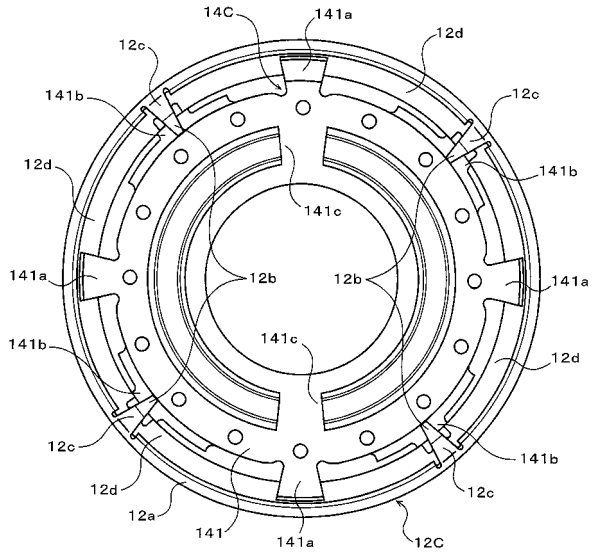
【図6】



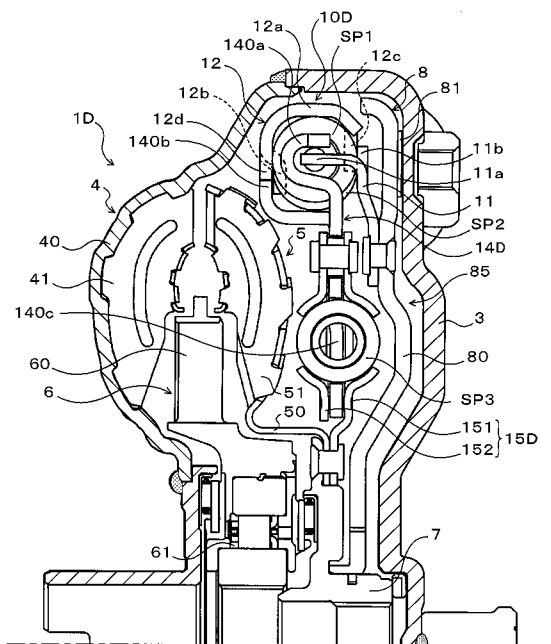
【図7】



【図8】



【図9】



---

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 関口 勇

(56)参考文献 特開2008-208855(JP,A)  
特開2001-82577(JP,A)  
特開2001-116111(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)  
F16H 45/02  
F16F 15/123