

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2016 年 12 月 15 日(15.12.2016)



(10) 国際公開番号

WO 2016/199806 A1

- (51) 国際特許分類:
F16H 45/02 (2006.01) *F16F 15/134* (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2016/067038
- (22) 国際出願日: 2016 年 6 月 8 日(08.06.2016)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2015-115845 2015 年 6 月 8 日(08.06.2015) JP
特願 2015-147598 2015 年 7 月 27 日(27.07.2015) JP
特願 2015-233741 2015 年 11 月 30 日(30.11.2015) JP
- (71) 出願人: アイシン・エイ・ダブリュ株式会社
(AISIN AW CO., LTD.) [JP/JP]; 〒4441192 愛知県安
城市藤井町高根 10 番地 Aichi (JP).
- (72) 発明者: 滝川 由浩(TAKIKAWA, Yoshihiro); 〒
4441192 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 Aichi (JP).
長井 大樹(NAGAI, Hiroki); 〒4441192 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 Aichi (JP). 輪嶋 雅樹
(WAJIMA, Masaki); 〒4441192 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 Aichi (JP). 坂本 貴生(SAKAMOTO,
Takao); 〒4441192 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
Aichi (JP). 伊藤 和広(ITU, Kazuhiro); 〒4441192
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 Aichi (JP). 鈴木 展
生(SUZUKI, Nobuo); 〒4441192 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 Aichi (JP).

(74) 代理人: 特許業務法人アイテック国際特許事務
所 (ITEC INTERNATIONAL PATENT FIRM); 〒
1410031 東京都品川区西五反田 2-19-3
五反田第一生命ビルディング Tokyo (JP).

(81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保
護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA,
BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN,

[続葉有]

(54) Title: DAMPER DEVICE

(54) 発明の名称: ダンパ装置

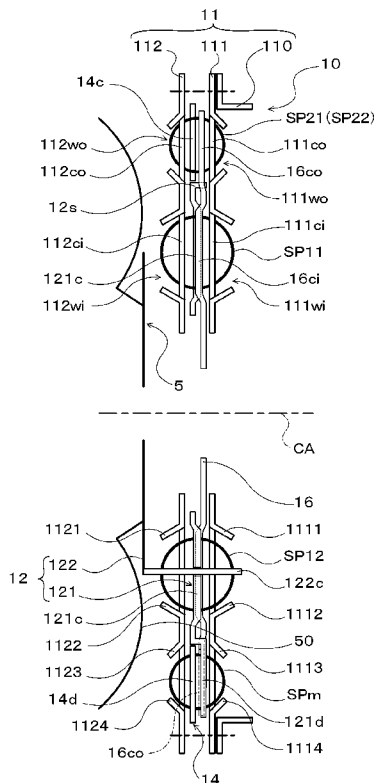


FIG. 2

(57) Abstract: A damper device 10 includes: a first inner spring SP11 that transmits torque between a drive member 11 and a first intermediate member 12; a second inner spring SP12 that transmits torque between the first intermediate member 12 and a driven member 16; a first outer spring SP21 that transmits torque between the drive member 11 and a second intermediate member 14; a second outer spring SP22 that transmits torque between the second intermediate member 14 and the driven member 16; and an intermediate spring SPm that transmits torque between the first intermediate member 12 and the second intermediate member 14. The first outer spring SP21 and/or the second outer spring SP22, said first outer spring and second outer spring corresponding to the second intermediate member 14 having a larger natural frequency than the first intermediate member 12, is disposed outside of the first and second inner springs SP11, SP12 that correspond to the first intermediate member 12, said outside being in the diameter direction of the first and second inner springs.

(57) 要約: ダンパ装置 10 は、ドライブ部材 11 と第 1 中間部材 12 との間でトルクを伝達する第 1 内側スプリング SP11 と、第 1 中間部材 12 とドリブン部材 16 との間でトルクを伝達する第 2 内側スプリング SP12 と、ドライブ部材 11 と第 2 中間部材 14 との間でトルクを伝達する第 1 外側スプリング SP21 と、第 2 中間部材 14 とドリブン部材 16 との間でトルクを伝達する第 2 外側スプリング SP22 と、第 1 中間部材 12 と第 2 中間部材 14 との間でトルクを伝達する中間スプリング SPm とを含み、第 1 中間部材 12 よりも固有振動数が高い第 2 中間部材 14 に対応した第 1 および第 2 外側スプリング SP21, SP22 の少なくとも何れか一方は、は、第 1 中間部材 12 に対応した第 1 および第 2 内側スプリング SP11, SP12 の径方向外側に配置される。



CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユー

ロシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

- 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

明 細 書

発明の名称：ダンパ装置

技術分野

[0001] 本開示の発明は、エンジンからのトルクが伝達される入力要素と、出力要素とを有する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、それぞれ一對のばねと、当該一對のばねの間に配置される別個の中間フランジを有する。また、トルクコンバータのタービンは、2つの振動経路の固有振動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。かかるダンパ装置では、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がダンパ装置の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度ずれる。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の振動減衰性能を向上させるためには、各中間フランジの両側の弾性体のばね定数や各中間フランジの重量を調整して、振動経路BおよびCの固有振動数を適正に設定する必要がある。しかしながら、弾性体のばね定数を調整して振動経路BおよびCの固有振動数を適正化しようとする、ダブルパスダンパ全体の剛性が大きく変動してしまう。また、中間フランジやそれに結合されるタービンの重量を調整して2つの固有振動数を適正化しようとする、フランジやタービンの重量、ひいてはトルクコンバータ全体の重量が増加してしまう。従って、上記ダブルパスダンパにおいて、振動減衰性能が向上するように振動経路BおよびCの固有振動数を適正に設定するのは容易ではなく、減衰されるべき振動の周波数によっては、特許文献1に記載されたダンパ装置によっても当該振動を良好に減衰し得なくなる。

[0005] そこで、本開示の発明は、より高い振動減衰性能を有するダンパ装置の提供を主目的とする。

[0006] 本開示のダンパ装置は、エンジンからのトルクが伝達される入力要素と、出力要素とを有するダンパ装置において、第1中間要素と、第2中間要素と、前記入力要素と前記第1中間要素との間でトルクを伝達する第1弾性体と、前記第1中間要素と前記出力要素との間でトルクを伝達する第2弾性体と、前記入力要素と前記第2中間要素との間でトルクを伝達する第3弾性体と、前記第2中間要素と前記出力要素との間でトルクを伝達する第4弾性体と、前記第1中間要素と前記第2中間要素との間でトルクを伝達する第5弾性体とを備え、前記第1から第5弾性体のすべてを介して前記入力要素から前記出力要素にトルクが伝達される際の前記第2中間要素の固有振動数が、前記第1から第5弾性体のすべてを介して前記入力要素から前記出力要素にトルクが伝達される際の前記第1中間要素の固有振動数よりも大きく、前記第3および第4弾性体の少なくとも何れか一方が、前記第1および第2弾性体

の径方向外側に配置されるものである。

[0007] このダンパ装置では、第1から第5弾性体のすべての撓みが許容されている状態に対して、装置全体で2つの固有振動数を設定することができる。そして、本発明者らの研究・解析によれば、これらの第1から第5弾性体を含むダンパ装置の固有振動数は、第5弾性体の剛性が低下するにつれて小さくなることや、第5弾性体の剛性の変化に対するダンパ装置の等価剛性の変化は、第1から第4弾性体の剛性の変化に対する当該等価剛性の変化に比べて大幅に小さくなることが判明している。従って、本開示のダンパ装置では、第5弾性体の剛性を調整することで、ダンパ装置の等価剛性を適正に保つと共に第1および第2中間要素の重量（慣性モーメント）の増加を抑制しつつ、装置全体の2つの固有振動数を適正に設定することが可能となる。更に、固有振動数が大きい第2中間要素に対応した第3および第4弾性体の何れか一方を、固有振動数が小さい第1中間要素に対応した第1および第2弾性体の径方向外側に配置することで、ダンパ装置の等価剛性をより小さくすることができる。この結果、このダンパ装置では、振動減衰性能を良好に向上させることが可能となる。

図面の簡単な説明

[0008] [図1]本開示の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]本開示のダンパ装置を示す断面図である。

[図3]本開示のダンパ装置における第1から第4弾性体の平均取付半径を説明するための模式図である。

[図4]本開示のダンパ装置におけるトルク伝達経路を示す模式図である。

[図5]エンジンの回転数と、ダンパ装置の出力要素における理論上のトルク変動との関係を例示する説明図である。

[図6]本開示のダンパ装置における第1弾性体の剛性と、低回転側の固有振動数、反共振点の振動数およびダンパ装置の等価剛性との関係を例示する説明図である。

[図7]本開示のダンパ装置における第2弾性体の剛性と、低回転側の固有振動

数、反共振点の振動数およびダンパ装置の等価剛性との関係を例示する説明図である。

[図8]本開示のダンパ装置における第3弾性体の剛性と、低回転側の固有振動数、反共振点の振動数およびダンパ装置の等価剛性との関係を例示する説明図である。

[図9]本開示のダンパ装置における第4弾性体の剛性と、低回転側の固有振動数、反共振点の振動数およびダンパ装置の等価剛性との関係を例示する説明図である。

[図10]本開示のダンパ装置における第5弾性体の剛性と、低回転側の固有振動数、反共振点の振動数およびダンパ装置の等価剛性との関係を例示する説明図である。

[図11]本開示のダンパ装置における第1中間要素の慣性モーメントと、低回転側の固有振動数、反共振点の振動数およびダンパ装置の等価剛性との関係を例示する説明図である。

[図12]本開示の他のダンパ装置を示す断面図である。

[図13]本開示の更に他のダンパ装置を示す断面図である。

[図14]本開示の他のダンパ装置を示す断面図である。

[図15]本開示の更に他のダンパ装置を示す断面図である。

[図16]本開示の他のダンパ装置を示す断面図である。

発明を実施するための形態

[0009] 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。

[0010] 図1は、本開示のダンパ装置10を含む発進装置1を示す概略構成図であり、図2は、ダンパ装置10を示す断面図である。図1に示す発進装置1は、原動機としてのエンジン（本実施形態では、内燃機関）EG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EGのクランクシャフトに連結されるフロントカバー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）、無段変速機（CVT）、デュアルクラッチトランスミッション（DCT）、ハイブリッドトランスミッション、あるいは減速機である変速機（動力伝達装置）TM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。

[0011] 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CA（軸心、図2参照）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CAから当該中心軸CA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。

[0012] ポンプインペラ4は、フロントカバー3に密に固定される図示しないポンプシエルと、ポンプシエルの内面に配設された複数のポンプブレード（図示省略）とを有する。タービンランナ5は、タービンシエル50（図2参照）と、タービンシエル50の内面に配設された複数のタービンブレード（図示省略）とを有する。タービンシエル50の内周部は、複数のリベットを介して図示しないタービンハブに固定され、タービンハブは、ダンパハブ7により回転自在に支持される。

[0013] 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、図示しない複数のステータブレードを有し、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 6 1 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。

[0014] 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 E G 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。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、図示しない摩擦材が貼着され、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 I S 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（図示省略）が画成される。

[0015] ロックアップクラッチ 8 のロックアップ室内には、入力軸 I S 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 6 1 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（トーラス）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内とが等圧に保たれれば、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流体伝動室 9 内の油圧をロックアップ室 89 内の油圧よりも高くすれば、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 E G）は、ロックアップピストン 80 やダンパ装置 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。この場合、当該多板油圧式クラッチのクラッチドラムまたはクラッチハブが動力入力部材として機能することになる。

[0016] ダンパ装置10は、エンジンEGと変速機TMとの間で振動を減衰するものであり、図1に示すように、同軸に相対回転する回転要素(回転部材すなわち回転質量体)として、ドライブ部材(入力要素)11、第1中間部材(第1中間要素)12、第2中間部材(第2中間要素)14およびドリブン部材(出力要素)16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と第1中間部材12との間に配置されて回転トルク(回転方向のトルク)を伝達する複数(本実施形態では、例えば3個)の第1内側スプリング(第1弾性体)SP11、第1中間部材12とドリブン部材16との間に配置されて回転トルク(回転方向のトルク)を伝達する複数(本実施形態では、例えば3個)の第2内側スプリング(第2弾性体)SP12、ドライブ部材11と第2中間部材14との間に配置されて回転トルクを伝達する複数(本実施形態では、例えば2個)の第1外側スプリング(第3弾性体)SP21、第2中間部材14とドリブン部材16との間に配置されて回転トルクを伝達する複数(本実施形態では、例えば2個)の第2外側スプリング(第4弾性体)SP22、および第1中間部材12と第2中間部材14との間に配置されて回転トルクを伝達する複数(本実施形態では、例えば2個)の中間スプリング(第5弾性体)SPmを含む。

[0017] 本実施形態では、第1および第2内側スプリングSP11, SP12、第1および第2外側スプリングSP21, SP22並びに中間スプリングSPmとして、荷重が加えられてい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、スプリングSP11~SPmを軸心に沿ってより適正に伸縮させて、トルクを伝達するスプリングと回転要素との間で発生する摩擦力に起因したヒステリシス、すな

わちドライブ部材 11 への入力トルクが増加していく際の出力トルクと、ドライブ部材 11 への入力トルクが減少していく際の出力トルクとの間の差を低減化することができる。ヒステリシスは、ドライブ部材 11 への入力トルクが増加する状態でダンパ装置 10 の振れ角が所定角度になったときにドリブン部材 16 から出力されるトルクと、ドライブ部材 11 への入力トルクが減少する状態でダンパ装置 10 の振れ角が上記所定角度になったときにドリブン部材 16 から出力されるトルクとの差分により定量化され得るものである。なお、スプリング SP 11 ~ SP m の少なくとも何れか 1 つは、アークコイルスプリングであってもよい。なお、“スプリングの軸心”は、直線型コイルスプリングやアークコイルスプリングにおける螺旋状に巻回された金属材料等の巻回中心を意味する。

[0018] また、本実施形態において、第 1 外側スプリング SP 21、第 2 外側スプリング SP 22 および中間スプリング SP m は、例えば、SP 21, SP 22, SP m, SP 21, SP 22, SP m という順番でダンパ装置 10 (第 2 中間部材 14) の周方向に沿って並ぶと共に発進装置 1 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設される。このように、中間スプリング SP m を外周側の第 1 および第 2 外側スプリング SP 21, SP 22 と周方向に沿って並ぶように配置することで、第 1 および第 2 外側スプリング SP 21, SP 22 と、中間スプリング SP m との振れ角 (ストローク) を良好に確保することが可能となる。これに対して、第 1 および第 2 側内スプリング SP 11, SP 12 は、1 個ずつ対をなす (直列に作用する) と共にダンパ装置 10 (第 1 中間部材 12) の周方向に沿って交互に並ぶように第 1 および第 2 外側スプリング SP 21, SP 22 並びに中間スプリング SP m の径方向内側に配設され、スプリング SP 21, SP 22, SP m により包囲される。

[0019] これにより、ダンパ装置 10 では、第 1 および第 2 外側スプリング SP 21, SP 22 の平均取付半径 r_o が、第 1 および第 2 内側スプリング SP 11, SP 12 の平均取付半径 r_i よりも大きくなる。第 1 および第 2 外側ス

プリングSP21, SP22の平均取付半径 r_o は、図3に示すように、ダンパ装置10の中心軸CAから第1外側スプリング（第3弾性体）SP21の軸心までの距離である当該第1外側スプリングSP21の取付半径 r_{SP21} と、中心軸CAから第2外側スプリング（第4弾性体）SP22の軸心までの距離である当該第2外側スプリングSP22の取付半径 r_{SP22} との平均値（ $= (r_{SP21} + r_{SP22}) / 2$ ）である。第1および第2内側スプリングSP11, SP12の平均取付半径 r_i は、図3に示すように、中心軸CAから第1内側スプリング（第1弾性体）SP11の軸心までの距離である当該第1内側スプリングSP11の取付半径 r_{SP11} と、中心軸CAから第2内側スプリング（第2弾性体）SP12の軸心までの距離である当該第2内側スプリングSP12の取付半径 r_{SP12} との平均値（ $= (r_{SP11} + r_{SP12}) / 2$ ）である。なお、取付半径 r_{SP11} , r_{SP12} , r_{SP21} または r_{SP22} は、中心軸CAと、各スプリングSP11, SP12, SP21, SP22の軸心上の予め定められた点（例えば、軸方向における中央や端部）との距離であってもよい。

[0020] また、本実施形態において、第1および第2外側スプリングSP21, SP22（並びに中間スプリングSPm）は、取付半径 r_{SP21} と取付半径 r_{SP22} とが等しくなるように同一円周上に配列され、第1外側スプリングSP21の軸心と、第2外側スプリングSP22の軸心とは、中心軸CAに直交する一平面に含まれる。更に、本実施形態において、第1および第2内側スプリングSP11, SP12は、取付半径 r_{SP11} と取付半径 r_{SP12} とが等しくなるように同一円周上に配列され、第1内側スプリングSP11の軸心と、第2内側スプリングSP12の軸心とは、中心軸CAに直交する一平面に含まれる。加えて、ダンパ装置10では、第1および第2内側スプリングSP11, SP12が径方向からみて第1および第2外側スプリングSP21, SP22と軸方向に重なり合うように当該第1および第2外側スプリングSP21, SP22の径方向内側に配置される。これにより、ダンパ装置10を径方向にコンパクト化すると共に、当該ダンパ装置10の軸長をより短縮化することが可能となる。

[0021] ただし、図3に示すように、中心軸CAから第1外側スプリングSP21の軸心までの取付半径 r_{SP21} と、当該中心軸CAから第2外側スプリングSP22の軸心までの取付半径 r_{SP22} とは、異なってもよい。また、中心軸CAから第1内側スプリングSP11の軸心までの取付半径 r_{SP11} と、当該中心軸CAから第2内側スプリングSP12の軸心までの取付半径 r_{SP12} とは、異なってもよい。すなわち、第1および第2外側スプリングSP21, SP22の少なくとも何れか一方の取付半径 r_{SP21} , r_{SP22} は、第1および第2内側スプリングSP11, SP12の少なくとも何れか一方の取付半径 r_{SP11} , r_{SP12} よりも大きくてもよい。更に、第1外側スプリングSP21の軸心と、第2外側スプリングSP22の軸心とは、中心軸CAに直交する一平面に含まれていなくてもよい。また、第1内側スプリングSP11の軸心と、第2内側スプリングSP12の軸心とは、中心軸CAに直交する一平面に含まれていなくてもよい。また、スプリングSP11, SP12, SP21およびSP22の軸心が中心軸CAに直交する一平面に含まれてもよく、スプリングSP11, SP12, SP21およびSP22の少なくとも何れか1つの軸心が当該一平面に含まれていなくてもよい。

[0022] そして、本実施形態では、第1内側スプリングSP11の剛性すなわちばね定数を“ k_{11} ”とし、第2内側スプリングSP12の剛性すなわちばね定数を“ k_{12} ”とし、第1外側スプリングSP21の剛性すなわちばね定数を“ k_{21} ”とし、第2外側スプリングSP22の剛性すなわちばね定数を“ k_{22} ”としたときに、ばね定数 k_{11} , k_{12} , k_{21} および k_{22} が、 $k_{11} \neq k_{21}$ 、かつ $k_{11}/k_{21} \neq k_{12}/k_{22}$ という関係を満たすように選択される。より詳細には、ばね定数 k_{11} , k_{12} , k_{21} , および k_{22} は、 $k_{11}/k_{21} < k_{12}/k_{22}$ 、および $k_{11} < k_{12} < k_{22} < k_{21}$ という関係を満たす。すなわち、第1および第2内側スプリングSP11, SP12のばね定数 k_{11} , k_{12} の小さい方(k_{11})は、第1および第2外側スプリングSP21, SP22のばね定数 k_{21} , k_{22} の小さい方(k_{22})よりも小さくなる。更に、中間スプリングSPmの剛性すなわちばね定数を“ k_m ”としたときに、ばね定数 k_{11} , k_{12} , k_{21} , k_{22} および k_m は、 $k_{11} < k_m < k_{12} < k_{22} < k_{21}$

k_{21} という関係を満たす。

[0023] 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連結部材110と、例えばダンパハブ7により回転自在に支持（調心）されると共に連結部材110に一体に回転するように連結される環状の第1プレート部材（第1入力部材）111と、第1プレート部材111よりもタービンランナ5に近接するように配置されると共に複数のリベット（連結具）を介して第1プレート部材111に連結（固定）される環状の第2プレート部材（第2入力部材）112とを含む。これにより、ドライブ部材11すなわち第1および第2プレート部材111, 112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EG）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。なお、ロックアップクラッチ8が多板油圧式クラッチである場合には、連結部材110は、当該ロックアップクラッチ8のクラッチドラムとして構成されるとよい。

[0024] 第1プレート部材111は、板状の環状部材として構成されており、第2プレート部材112よりもロックアップピストン80に近接するように配置される。第1プレート部材111は、複数（本実施形態では、例えば3個）の内側スプリング収容窓111wiと、複数（本実施形態では、例えば4個）の外側スプリング収容窓111woと、複数（本実施形態では、例えば3個）のスプリング支持部1111と、複数（本実施形態では、例えば3個）のスプリング支持部1112と、複数（本実施形態では、例えば4個）のスプリング支持部1113と、複数（本実施形態では、例えば4個）のスプリング支持部1114と、複数（本実施形態では、例えば3個）の内側スプリング当接部111ciと、複数（本実施形態では、例えば4個）の外側スプリング当接部111coとを有する。

[0025] 複数の内側スプリング収容窓111wiは、それぞれ円弧状に延びると共に第1プレート部材111の内周部に周方向に間隔をおいて（等間隔に）配

設されている。複数のスプリング支持部 1111 は、それぞれ対応する内側スプリング収容窓 111wi の内周縁に沿って延びると共に周方向に間隔をおいて（等間隔に）並ぶ。複数のスプリング支持部 1112 は、それぞれ対応する内側スプリング収容窓 111wi の外周縁に沿って延びると共に周方向に間隔をおいて（等間隔に）並んで対応するスプリング支持部 1111 と第 1 プレート部材 111 の径方向において対向する。また、内側スプリング当接部 111ci は、周方向に沿って互いに隣り合う内側スプリング収容窓 111wi（スプリング支持部 1111, 1112）の間に 1 個ずつ設けられる。

[0026] 複数の外側スプリング収容窓 111wo は、それぞれ円弧状に延びると共に内側スプリング収容窓 111wi よりも径方向外側に位置するように第 1 プレート部材 111 の外周部に周方向に間隔をおいて配設されている。複数のスプリング支持部 1113 は、それぞれ対応する外側スプリング収容窓 111wo の内周縁に沿って延びると共に周方向に間隔をおいて（等間隔に）並ぶ。複数のスプリング支持部 1114 は、それぞれ対応する外側スプリング収容窓 111wo の外周縁に沿って延びると共に周方向に間隔をおいて（等間隔に）並んで対応するスプリング支持部 1113 と第 1 プレート部材 111 の径方向において対向する。また、外側スプリング当接部 111co は、周方向に沿って互いに隣り合う外側スプリング収容窓 111wo（スプリング支持部 1113, 1114）の間に 1 個ずつ設けられる。

[0027] 第 2 プレート部材 112 は、板状の環状部材として構成されており、第 1 プレート部材 111 よりもタービンランナ 5 に近接するように配置される。第 2 プレート部材 112 は、複数（本実施形態では、例えば 3 個）の内側スプリング収容窓 112wi と、複数（本実施形態では、例えば 4 個）の外側スプリング収容窓 112wo と、複数（本実施形態では、例えば 3 個）のスプリング支持部 1121 と、複数（本実施形態では、例えば 3 個）のスプリング支持部 1122 と、複数（本実施形態では、例えば 4 個）のスプリング支持部 1123 と、複数（本実施形態では、例えば 4 個）のスプリング支持

部 1 1 2 4 と、複数（本実施形態では、例えば 3 個）の内側スプリング当接部 1 1 2 c i と、複数（本実施形態では、例えば 4 個）の外側スプリング当接部 1 1 2 c o とを有する。

[0028] 複数の内側スプリング収容窓 1 1 2 w i は、それぞれ円弧状に延びると共に第 2 プレート部材 1 1 2 の内周部に周方向に間隔をおいて（等間隔に）配設されている。複数のスプリング支持部 1 1 2 1 は、それぞれ対応する内側スプリング収容窓 1 1 2 w i の内周縁に沿って延びると共に周方向に間隔をおいて（等間隔に）並ぶ。複数のスプリング支持部 1 1 2 2 は、それぞれ対応する内側スプリング収容窓 1 1 2 w i の外周縁に沿って延びると共に周方向に間隔をおいて（等間隔に）並んで対応するスプリング支持部 1 1 2 1 と第 2 プレート部材 1 1 2 の径方向において対向する。また、内側スプリング当接部 1 1 2 c i は、周方向に沿って互いに隣り合う内側スプリング収容窓 1 1 2 w i（スプリング支持部 1 1 2 1, 1 1 2 2）の間に 1 個ずつ設けられる。

[0029] 複数の外側スプリング収容窓 1 1 2 w o は、それぞれ円弧状に延びると共に内側スプリング収容窓 1 1 2 w i よりも径方向外側に位置するように第 2 プレート部材 1 1 2 の外周部に周方向に間隔をおいて配設されている。複数のスプリング支持部 1 1 2 3 は、それぞれ対応する外側スプリング収容窓 1 1 2 w o の内周縁に沿って延びると共に周方向に間隔をおいて（等間隔に）並ぶ。複数のスプリング支持部 1 1 2 4 は、それぞれ対応する外側スプリング収容窓 1 1 2 w o の外周縁に沿って延びると共に周方向に間隔をおいて（等間隔に）並んで対応するスプリング支持部 1 1 2 3 と第 2 プレート部材 1 1 2 の径方向において対向する。また、外側スプリング当接部 1 1 2 c o は、周方向に沿って互いに隣り合う外側スプリング収容窓 1 1 2 w o（スプリング支持部 1 1 2 3, 1 1 2 4）の間に 1 個ずつ設けられる。

[0030] 第 1 中間部材 1 2 は、図 2 に示すように、ドライブ部材 1 1 の第 1 および第 2 プレート部材 1 1 1, 1 1 2 の軸方向における間に配置されると共に例えばダンパハブ 7 により回転自在に支持（調心）される板状の環状部材 1 2

1 と、タービンランナ 5 に固定される連結部材 1 2 2 とを含む。第 1 中間部材 1 2 を構成する環状部材 1 2 1 は、複数（本実施形態では、例えば 3 個）のスプリング收容窓と、周方向に間隔をおいて配設された複数（本実施形態では、例えば 3 個）のスプリング当接部 1 2 1 c と、スプリング当接部 1 2 1 c よりも径方向外側で軸方向に延びる短尺筒状の支持部 1 2 s と、スプリング当接部 1 2 1 c から軸方向に離間するように支持部 1 2 s の先端から径方向外側に延出された複数（本実施形態では、例えば 4 個）の第 2 スプリング当接部 1 2 1 d とを有する。複数のスプリング当接部 1 2 1 c は、周方向に沿って互いに隣り合うスプリング收容窓の間に 1 個ずつ設けられる。第 2 スプリング当接部 1 2 1 d は、2 個（一对）ずつ近接するように環状部材 1 2 1 の軸心に関して対称に形成され、互いに対をなす 2 個の第 2 スプリング当接部 1 2 1 d は、例えば中間スプリング S P m の自然長に応じた間隔をおいて周方向に並ぶ。

[0031] 第 1 中間部材 1 2 を構成する連結部材 1 2 2 は、タービンランナ 5 のタービンシェル 5 0 に例えば溶接により固定される環状の固定部（環状部）と、当該固定部の外周部から周方向に間隔をおいて軸方向に延出された複数（本実施形態では、例えば 1 2 0° 間隔で 3 個）のスプリング当接部 1 2 2 c とを有する。連結部材 1 2 2 の各スプリング当接部 1 2 2 c は、図 2 に示すように、タービンランナ 5 側から第 2 プレート部材 1 1 2 の対応する内側スプリング收容窓 1 1 2 w i 内に差し込まれると共に、環状部材 1 2 1 のスプリング当接部 1 2 1 c の端面（スプリングとの当接面）に形成された対応する凹部に嵌合される。これにより、環状部材 1 2 1 と、タービンランナ 5 に固定された連結部材 1 2 2 とが一体に回転するように連結される。

[0032] 第 2 中間部材 1 4 は、板状の環状部材であり、第 1 中間部材 1 2 の環状部材 1 2 1 よりも小さい慣性モーメントを有する。図 2 に示すように、第 2 中間部材 1 4 は、環状の外周部から周方向に間隔をおいて径方向内側に延出された複数（本実施形態で、例えば 1 8 0° 間隔で 2 個）のスプリング当接部 1 4 c と、環状の外周部の隣り合うスプリング当接部 1 4 c の周方向におけ

る間から径方向内側に延出された複数（本実施形態では、例えば４個）の第２スプリング当接部１４ｄとを有する。複数の第２スプリング当接部１４ｄは、２個（一対）ずつ近接するように当該第２中間部材１４の軸心に関して対称に形成され、互いに対をなす２個の第２スプリング当接部１４ｄは、例えば中間スプリングＳＰｍの自然長に応じた間隔をおいて周方向に並ぶ。第２中間部材１４は、ドライブ部材１１の第１および第２プレート部材１１１，１１２の軸方向における間に配置され、スプリング当接部１４ｃおよび第２スプリング当接部１４ｄの内周面は、上記環状部材１２１（第１中間部材１２）の支持部１２ｓの外周面により回転自在に支持（調心）される。

[0033] ドリブン部材１６は、板状の環状部材として構成されており、図２に示すように、ドライブ部材１１の第１プレート部材１１１と第２プレート部材１１２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に複数のリベットを介して固定される。これにより、ドリブン部材１６は、ダンパハブ７と一体に回転することになる。ドリブン部材１６は、それぞれ当該ドリブン部材１６の内周縁に沿って円弧状に延びると共に周方向に間隔をおいて（等間隔に）配設された複数（本実施形態では、例えば３個）のスプリング収容窓と、周方向に間隔をおいて（等間隔に）配設された複数（本実施形態では、例えば３個）の内側スプリング当接部（内側当接部）１６ｃｉと、複数（本実施形態では、例えば４個）の外側スプリング当接部（外側当接部）１６ｃｏとを有する。複数の内側スプリング当接部１６ｃｉは、周方向に沿って互いに隣り合うスプリング収容窓の間に１個ずつ設けられる。複数の外側スプリング当接部１６ｃｏは、複数の内側スプリング当接部１６ｃｉよりも径方向外側で周方向に間隔をおいて並ぶと共に径方向に延在する。

[0034] 第１および第２内側スプリングＳＰ１１，ＳＰ１２は、１個ずつ対をなす（直列に作用する）と共に周方向（環状部材１２１の周方向）に交互に並ぶように、ドライブ部材１１すなわち第１および第２プレート部材１１１，１１２の対応するスプリング支持部１１１１，１１１２，１１２１，１１２２により支持される。すなわち、第１プレート部材１１１の複数のスプリング

支持部 1 1 1 1 は、図 2 に示すように、それぞれ対応する第 1 および第 2 内側スプリング S P 1 1, S P 1 2 (各 1 個) のロックアップピストン 8 0 側の側部を内周側から支持 (ガイド) する。また、複数のスプリング支持部 1 1 1 2 は、それぞれ対応する第 1 および第 2 内側スプリング S P 1 1, S P 1 2 のロックアップピストン 8 0 側の側部を外周側から支持 (ガイド) する。更に、第 2 プレート部材 1 1 2 の複数のスプリング支持部 1 1 2 1 は、図 2 に示すように、それぞれ対応する第 1 および第 2 内側スプリング S P 1 1, S P 1 2 (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。また、複数のスプリング支持部 1 1 2 2 は、それぞれ対応する第 1 および第 2 内側スプリング S P 1 1, S P 1 2 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。

[0035] 更に、第 1 プレート部材 1 1 1 の各内側スプリング当接部 1 1 1 c i は、ダンパ装置 1 0 の取付状態において、互いに異なる内側スプリング収容窓 1 1 1 w i 内に配置されて対をなさない (直列に作用しない) 第 1 および第 2 内側スプリング S P 1 1, S P 1 2 の間で両者の周方向の端部 (撓み方向の端部、以下同様) と当接する。同様に、第 2 プレート部材 1 1 2 の各内側スプリング当接部 1 1 2 c i も、ダンパ装置 1 0 の取付状態において、互いに異なる内側スプリング収容窓 1 1 2 w i 内に配置された (対をなさない) 第 1 および第 2 内側スプリング S P 1 1, S P 1 2 の間で両者の周方向の端部と当接する。また、第 1 中間部材 1 2 を構成する環状部材 1 2 1 の各スプリング当接部 1 2 1 c と、連結部材 1 2 2 の各スプリング当接部 1 2 2 c とは、互いに対をなす (直列に作用する) 第 1 および第 2 内側スプリング S P 1 1, S P 1 2 の間で両者の周方向の端部と当接する。

[0036] すなわち、ダンパ装置 1 0 の取付状態において、各第 1 内側スプリング S P 1 1 の一端部は、ドライブ部材 1 1 の対応する内側スプリング当接部 1 1 1 c i, 1 1 2 c i と当接し、各第 1 内側スプリング S P 1 1 の他端部は、第 1 中間部材 1 2 の対応するスプリング当接部 1 2 1 c, 1 2 2 c と当接する。更に、ダンパ装置 1 0 の取付状態において、各第 2 内側スプリング S P

1 2 の一端部は、第 1 中間部材 1 2 の対応するスプリング当接部 1 2 1 c , 1 2 2 c と当接し、各第 2 内側スプリング S P 1 2 の他端部は、ドライブ部材 1 1 の対応する内側スプリング当接部 1 1 1 c i , 1 1 2 c i と当接する。

[0037] 一方、第 1 および第 2 外側スプリング S P 2 1 , S P 2 2 は、1 個ずつ対をなす（直列に作用する）と共に周方向（第 2 中間部材 1 4 の周方向）に交互に並ぶように、ドライブ部材 1 1 すなわち第 1 および第 2 プレート部材 1 1 1 , 1 1 2 の対応するスプリング支持部 1 1 1 3 , 1 1 1 4 , 1 1 2 3 , 1 1 2 4 により支持される。すなわち、第 1 プレート部材 1 1 1 の複数のスプリング支持部 1 1 1 3 は、図 2 に示すように、それぞれ対応する第 1 および第 2 外側スプリング S P 2 1 , S P 2 2 （各 1 個）のロックアップピストン 8 0 側の側部を内周側から支持（ガイド）する。また、複数のスプリング支持部 1 1 1 4 は、それぞれ対応する第 1 および第 2 外側スプリング S P 2 1 , S P 2 2 のロックアップピストン 8 0 側の側部を外周側から支持（ガイド）する。更に、第 2 プレート部材 1 1 2 の複数のスプリング支持部 1 1 2 3 は、図 2 に示すように、それぞれ対応する第 1 および第 2 外側スプリング S P 2 1 , S P 2 2 （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。また、複数のスプリング支持部 1 1 2 4 は、それぞれ対応する第 1 および第 2 外側スプリング S P 2 1 , S P 2 2 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。

[0038] 更に、第 1 プレート部材 1 1 1 の各外側スプリング当接部 1 1 1 c o は、ダンパ装置 1 0 の取付状態において、互いに異なる内側スプリング収容窓 1 1 1 w i 内に配置されて対をなさない（直列に作用しない）第 1 および第 2 外側スプリング S P 2 1 , S P 2 2 の間で両者の周方向の端部と当接する。同様に、第 2 プレート部材 1 1 2 の各外側スプリング当接部 1 1 2 c o も、ダンパ装置 1 0 の取付状態において、互いに異なる内側スプリング収容窓 1 1 2 w i 内に配置された（対をなさない）第 1 および第 2 外側スプリング S P 2 1 , S P 2 2 の間で両者の周方向の端部と当接する。また、第 2 中間部

材 1 4 の各スプリング当接部 1 4 c は、互いに対をなす（直列に作用する）第 1 および第 2 外側スプリング S P 2 1 , S P 2 2 の間で両者の周方向の端部と当接する。

[0039] すなわち、ダンパ装置 1 0 の取付状態において、各第 1 外側スプリング S P 2 1 の一端部は、ドライブ部材 1 1 の対応する外側スプリング当接部 1 1 1 c o , 1 1 2 c o と当接し、各第 1 外側スプリング S P 2 1 の他端部は、第 2 中間部材 1 4 の対応するスプリング当接部 1 4 c と当接する。更に、ダンパ装置 1 0 の取付状態において、各第 2 外側スプリング S P 2 2 の一端部は、第 2 中間部材 1 4 の対応するスプリング当接部 1 4 c と当接し、各第 2 外側スプリング S P 2 2 の他端部は、ドライブ部材 1 1 の対応する外側スプリング当接部 1 1 1 c o , 1 1 2 c o と当接する。

[0040] また、ドリブン部材 1 6 の各内側スプリング当接部 1 6 c i は、ダンパ装置 1 0 の取付状態において、ドライブ部材 1 1 の内側スプリング当接部 1 1 1 c i , 1 1 2 c i と同様に、対をなさない（直列に作用しない）第 1 および第 2 内側スプリング S P 1 1 , S P 1 2 の間で両者の周方向の端部と当接する。更に、ドリブン部材 1 6 の各外側スプリング当接部 1 6 c o は、ドライブ部材 1 1 の各外側スプリング当接部 1 1 1 c o , 1 1 2 c o と同様に、対をなさない（直列に作用しない）第 1 および第 2 外側スプリング S P 2 1 , S P 2 2 の間で両者の周方向の端部と当接する。

[0041] すなわち、ダンパ装置 1 0 の取付状態において、第 1 内側スプリング S P 1 1 の一端部と、当該第 1 内側スプリング S P 1 1 と対をなす第 2 内側スプリング S P 1 2 の他端部とは、それぞれドリブン部材 1 6 の対応する内側スプリング当接部 1 6 c i と当接し、第 1 外側スプリング S P 2 1 の一端部と、当該第 1 外側スプリング S P 2 1 と対をなす第 2 外側スプリング S P 2 2 の他端部とは、それぞれドリブン部材 1 6 の対応する外側スプリング当接部 1 6 c o と当接する。この結果、ダンパ装置 1 0 の取付状態において、ドリブン部材 1 6 は、複数の第 1 内側スプリング S P 1 1 と、第 1 中間部材 1 2（環状部材 1 2 1 および連結部材 1 2 2）と、複数の第 2 内側スプリング S

P 1 2と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 1 外側スプリング S P 2 1 と、第 2 中間部材 1 4 と、複数の第 2 外側スプリング S P 2 2 とを介してドライブ部材 1 1 に連結される。

[0042] そして、各中間スプリング S P m は、第 1 外側スプリング S P 2 1 および第 2 外側スプリング S P 2 2 と周方向に沿って並ぶように、ドライブ部材 1 1 すなわち第 1 および第 2 プレート部材 1 1 1, 1 1 2 の対応するスプリング支持部 1 1 1 3, 1 1 1 4, 1 1 2 3, 1 1 2 4 により支持される。ダンパ装置 1 0 の取付状態において、各中間スプリング S P m は、第 1 中間部材 1 2 (環状部材 1 2 1) の一对の第 2 スプリング当接部 1 2 1 d により周方向における両側から支持されると共に、第 2 中間部材 1 4 の一对の第 2 スプリング当接部 1 4 d により周方向における両側から支持される。これにより、第 1 中間部材 1 2 と第 2 中間部材 1 4 とは、複数の中間スプリング S P m を介して互いに連結されることになる。なお、中間スプリング S P m の端部と第 2 スプリング当接部 1 2 1 d, 1 4 d との間には、図 1 に示すように、スプリングシート S s が配置されてもよい。

[0043] 更に、ダンパ装置 1 0 は、図 1 に示すように、第 1 中間部材 1 2 とドリブン部材 1 6 との相対回転および第 2 内側スプリング S P 1 2 の撓みを規制する第 1 ストップ 2 1 と、第 2 中間部材 1 4 とドリブン部材 1 6 との相対回転および第 2 外側スプリング S P 2 2 の撓みを規制する第 2 ストップ 2 2 と、ドライブ部材 1 1 とドリブン部材 1 6 との相対回転を規制する第 3 ストップ 2 3 とを含む。第 1 および第 2 ストップ 2 1, 2 2 は、エンジン E G からドライブ部材 1 1 に伝達される入力トルクがダンパ装置 1 0 の最大捩れ角 θ_{max} 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 に達した段階で概ね同時に対応する回転要素の相対回転およびスプリングの撓みを規制するように構成される。また、第 3 ストップ 2 3 は、ドライブ部材 1 1 への入力トルクが最大捩れ角 θ_{max} に対応したトルク T 2 に達した段階でドライブ部材 1 1 とドリブン部材 1 6 との相対回転を規制するように構成される。これにより、ダンパ装置 1 0 は、2 段階

(2ステージ)の減衰特性を有することになる。

[0044] 上述のように、ダンパ装置10では、第1および第2内側スプリングSP11, SP12に比べて剛性が高い(ばね定数大きい)第1および第2外側スプリングSP21, SP22の平均取付半径 r_o が、第1および第2内側スプリングSP11, SP12の平均取付半径 r_i よりも大きく定められている。すなわち、第1および第2内側スプリングSP21, SP22よりも大きいばね定数(剛性)を有する第1および第2外側スプリングSP11, SP12の軸心は、第1および第2内側スプリングSP21, SP22の軸心よりもダンパ装置10の径方向における外側に位置する。更に、ダンパ装置10において、第1および第2外側スプリングSP11, SP12は、それぞれの全体が第1および第2内側スプリングSP21, SP22よりも径方向外側に位置するように配置される。これにより、第1および第2外側スプリングSP21, SP22の振れ角(ストローク)をより大きくすることが可能となるので、ドライブ部材11に対する大きなトルクの伝達を許容しつつ、第1および第2外側スプリングSP21, SP22を低剛性化することが可能となる。

[0045] また、ダンパ装置10では、第1中間部材12の環状部材121と、第2中間部材14と、ドリブン部材16とが、ドライブ部材11の第1および第2プレート部材111, 112の軸方向における間に配置される。かかる構成を有するダンパ装置10では、第1および第2中間部材12, 14のスプリング当接部121c, 14cやドリブン部材16の内側および外側スプリング当接部16ci, 16coの形状を工夫することで、特に遠心力に起因して第1および第2プレート部材111, 112と各スプリングSP11, SP12, SP21, SP22との間で発生する摩擦力を小さくすることができる。この結果、ダンパ装置10全体のヒステリシスを良好に低下させることが可能となる。

[0046] 更に、ダンパ装置10では、図2に示すように、ドライブ部材11の内側および外側スプリング当接部111ci, 112ci, 111co, 112

c o、第1および第2中間部材12、14のスプリング当接部121c、14c、並びにドリブン部材16の内側および外側スプリング当接部16ci、16coが、それぞれダンパ装置10の径方向に延在することになる。従って、各スプリング当接部111ci、112ci、111co、112co、121c、14c、16ci、16coによって対応するスプリングSP11、SP12、SP21またはSP22を軸心に沿って適正に伸縮するように押圧することができる。加えて、ダンパ装置10では、第1および第2中間部材12、14の第2スプリング当接部121d、14dも、それぞれダンパ装置10の径方向に延在する。従って、各第2スプリング当接部121d、14dによって中間スプリングSPmを軸心に沿って適正に伸縮するように押圧することが可能となる。この結果、ダンパ装置10では、振動減衰性能をより向上させることができる。

[0047] また、ダンパ装置10では、図2に示すように、第1中間部材12（環状部材121）のスプリング当接部121cとドリブン部材16の内側スプリング当接部16ciとが径方向からみて軸方向に重なり合い、第1中間部材12（環状部材121）の第2スプリング当接部121dとドリブン部材16の外側スプリング当接部16coとが径方向からみて軸方向に重なり合う。加えて、第2中間部材14は、第1中間部材12の第2スプリング当接部121dおよびドリブン部材16の外側スプリング当接部16coと軸方向に並ぶように配置される。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。

[0048] 更に、ダンパ装置10は、タービンランナ5に固定されると共に互いに隣り合う第1および第2内側スプリングSP11、SP12の間で両者の周方向の端部に当接するスプリング当接部122cを有する連結部材122を含む。これにより、ダンパ装置10の軸長の増加を抑制しつつ、径方向内側に配置される第1および第2内側スプリングSP11、SP12の双方に第1中間部材12を連結すると共に当該第1中間部材12をタービンランナ5に連結することが可能となる。そして、タービンランナ5（およびタービンハ

ブ)を第1中間部材12に連結することで、当該第1中間部材12の実質的な慣性モーメント(環状部材121、連結部材122およびタービンランナ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できる。また、環状部材121のスプリング当接部121cと連結部材122のスプリング当接部122cとの双方を第1および第2外側スプリングSP21、SP22の端部に当接させることで、当該第1および第2外側スプリングSP21、SP22をスムーズに伸縮させることが可能となる。

[0049] 次に、ダンパ装置10の動作について説明する。発進装置1において、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、例えば、エンジンEGからフロントカバー3に伝達された回転トルク(動力)が、ポンプインペラ4、タービンランナ5、第1中間部材12、第2内側スプリングSP12、ドリブン部材16、ダンパハブ7という経路や、ポンプインペラ4、タービンランナ5、第1中間部材12、中間スプリングSPm、第2中間部材14、第2外側スプリングSP22、ドリブン部材16、ダンパハブ7という経路を介して変速機TMの入力軸IS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EGからフロントカバー3およびロックアップクラッチ8(ロックアップピストン80)を介してドライブ部材11に伝達された回転トルク(入力トルク)は、ドライブ部材11への入力トルクが上記トルクT1に達するまで、つまり、第1および第2内側スプリングSP11、SP12、第1および第2外側スプリングSP21、SP22並びに中間スプリングSPmのすべての撓みが許容されている間、スプリングSP11~SPmのすべてを介してドリブン部材16およびダンパハブ7に伝達される。

[0050] すなわち、ロックアップの実行中に入力トルクがトルクT1に達するまでの間、第1内側スプリング(第1弾性体)SP11は、ドライブ部材11から第1中間部材12に回転トルクを伝達し、第2内側スプリング(第2弾性体)SP12は、第1中間部材12からドリブン部材16に回転トルクを伝達する。また、第1外側スプリング(第3弾性体)SP21は、ドライブ部

材 1 1 から第 2 中間部材 1 4 に回転トルクを伝達し、第 2 外側スプリング（第 4 弾性体）S P 2 2 は、第 2 中間部材 1 4 からドリブン部材 1 6 に回転トルクを伝達する。従って、ダンパ装置 1 0 は、ドライブ部材 1 1 とドリブン部材 1 6 との間のトルク伝達経路として、図 4 に示すように、第 1 内側スプリング S P 1 1、第 1 中間部材 1 2 および第 2 内側スプリング S P 1 2 を含む第 1 トルク伝達経路 P 1 と、第 1 外側スプリング S P 2 1、第 2 中間部材 1 4 および第 2 外側スプリング S P 2 2 を含む第 2 トルク伝達経路 P 2 とを有することになる。

[0051] また、ダンパ装置 1 0 では、上述のように、第 1 および第 2 内側スプリング S P 1 1、S P 1 2 並びに第 1 および第 2 外側スプリング S P 2 1、S P 2 2 のばね定数 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} および k_{22} が、 $k_{11} < k_{12} < k_{22} < k_{21}$ という関係を満たす。このため、ロックアップの実行中に入力トルクがトルク T 1 に達するまでの間にドライブ部材 1 1 にトルクが伝達されると、図 4 に示すように、第 2 中間部材 1 4 が第 1 中間部材 1 2 に対して回転方向（車両が前進する際の回転方向）における進行方向側（下流側）に（若干）振れる。これにより、中間スプリング S P m は、第 2 中間部材 1 4 の互いに対をなす第 2 スプリング当接部 1 4 d の上記回転方向における進行方向側とは反対側の一方により、第 1 中間部材 1 2 の互いに対をなす第 2 スプリング当接部 1 2 1 d の回転方向における進行方向側の一方に向けて押圧される。すなわち、ロックアップの実行中に入力トルクがトルク T 1 に達するまでの間、中間スプリング S P m は、ドライブ部材 1 1 から第 1 外側スプリング S P 2 1 を介して第 2 中間部材 1 4 に伝達されたトルクの一部（平均トルクの一部）を第 1 中間部材 1 2 に伝達する。従って、ダンパ装置 1 0 は、第 1 外側スプリング S P 2 1、第 2 中間部材 1 4、中間スプリング S P m、第 1 中間部材 1 2 および第 2 内側スプリング S P 1 2 を含む第 3 トルク伝達経路 P 3 を有することになる。

[0052] この結果、ロックアップの実行中にドライブ部材 1 1 への入力トルクが上記トルク T 1 に達するまでの間には、第 1、第 2 および第 3 トルク伝達経路

P 1, P 2, P 3を介してドライブ部材 1 1 からドリブン部材 1 6 にトルクが伝達される。より詳細には、スプリング S P 1 1 ~ S P m のすべての撓みが許容されている間、第 2 内側スプリング S P 1 2 には、第 1 内側スプリング S P 1 1 からの回転トルクと、第 1 外側スプリング S P 2 1、第 2 中間部材 1 4 および中間スプリング S P m からの回転トルクとが伝達される。また、第 2 外側スプリング S P 2 2 には、第 1 外側スプリング S P 2 1 からの回転トルクが伝達される。そして、スプリング S P 1 1 ~ S P m のすべての撓みが許容されている間には、スプリング S P 1 1 ~ S P m によってドライブ部材 1 1 に伝達されるトルクの変動が減衰（吸収）される。これにより、ドライブ部材 1 1 に伝達される入力トルクが比較的小さく、当該ドライブ部材 1 1 の回転数が低いときのダンパ装置 1 0 の振動減衰性能を良好に向上させることが可能となる。

[0053] また、ドライブ部材 1 1 への入力トルクが上記トルク T 1 に達して第 1 および第 2 ストップ 2 1, 2 2 が作動すると、第 1 ストップ 2 1 により第 1 中間部材 1 2 とドリブン部材 1 6 との相対回転および第 2 内側スプリング S P 1 2 の撓みが規制され、第 2 ストップ 2 2 により第 2 中間部材 1 4 とドリブン部材 1 6 との相対回転および第 2 外側スプリング S P 2 2 の撓みが規制される。これにより、ドリブン部材 1 6 に対する第 1 および第 2 中間部材 1 2, 1 4 の相対回転が規制されることで、中間スプリング S P m の撓みも規制される。従って、ドライブ部材 1 1 への入力トルクが上記トルク T 1 に達してから、当該入力トルクが上記トルク T 2 に達して第 3 ストップ 2 3 が作動するまで、第 1 内側スプリング S P 1 1 と第 1 外側スプリング S P 2 1 とが並列に作用してドライブ部材 1 1 に伝達されるトルクの変動が減衰（吸収）する。

[0054] 引き続き、ダンパ装置 1 0 の設計手順について説明する。

[0055] 上述のように、ダンパ装置 1 0 では、第 1 および第 2 内側スプリング S P 1 1, S P 1 2、第 1 および第 2 外側スプリング S P 2 1, S P 2 2 並びに中間スプリング S P m のすべての撓みが許容されている際に、ドライブ部材

11とドリブン部材16との間でスプリングSP11～SPmのすべてを介してトルク（平均トルク）が伝達される。本発明者らは、このように直列でも並列でもない複雑なトルクの伝達経路を有するダンパ装置10について鋭意研究・解析を行い、その結果、かかるダンパ装置10は、スプリングSP11～SPmのすべての撓みが許容されている際に、装置全体で2つの固有振動数を有することを見出した。また、本発明者らの研究・解析によれば、ダンパ装置10においても、ドライブ部材11に伝達される振動の周波数に応じて2つの固有振動数の小さい方（低回転側（低周波側）の固有振動数）での共振（本実施形態では、第1および第2中間部材12, 14が同位相で振動するときの第1中間部材12の共振）が発生すると、第2内側スプリングSP12からドリブン部材16に伝達される振動の位相と、第2外側スプリングSP22からドリブン部材16に伝達される振動の位相とがずれていく。このため、2つの固有振動数の小さい方での共振が発生した後にドライブ部材11の回転数が高まるのに伴って、第2内側スプリングSP12からドリブン部材16に伝達される振動および第2外側スプリングSP22からドリブン部材16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ようになる。

[0056] かかる知見のもと、本発明者らは、ロックアップの実行によりエンジン（内燃機関）EG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_{21} ”は、第1中間部材12の慣性モーメントであり、“ J_{22} ”は、第2中間部材14の慣性モーメントであり、“ J_3 ”は、ドリブン部材16の慣性モーメントである。また、“ θ_1 ”は、ドライブ部材11の振れ角であり、“ θ_{21} ”は、第1中間部材12の振れ角であり、“ θ_{22} ”は、第2中間部材14の振れ角であり、“ θ_3 ”は、ドリブン部材16の振れ角である。更に、“ k_1 ”は、ドライブ部材11と第1中間部材12との間で並列に作用する複数の第1内側スプリングSP11の合成ばね定数であり、“ k_2 ”は、第

1 中間部材 1 2 とドリブン部材 1 6 との間で並列に作用する複数の第 2 内側スプリング S P 1 2 の合成ばね定数であり、 k_3'' は、ドライブ部材 1 1 と第 2 中間部材 1 4 との間で並列に作用する複数の第 1 外側スプリング S P 2 1 の合成ばね定数であり、 k_4'' は、第 2 中間部材 1 4 とドリブン部材 1 6 との間で並列に作用する複数の第 2 外側スプリング S P 2 2 の合成ばね定数であり、 k_5'' は、第 1 中間部材 1 2 と第 2 中間部材 1 4 との間で並列に作用する複数の中間スプリング S P m の合成ばね定数（剛性）であり、 k_R'' は、ドリブン部材 1 6 から車両の車輪までの間に配置される変速機 T M 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 E G からドライブ部材 1 1 に伝達される入力トルクである。

[0057] [数1]

$$\begin{pmatrix} J_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_{21} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_{22} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_3 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_{21} \\ \ddot{\theta}_{22} \\ \ddot{\theta}_3 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} k_1+k_3 & -k_1 & -k_3 & 0 \\ -k_1 & k_1+k_2+k_5 & -k_5 & -k_2 \\ -k_3 & -k_5 & k_3+k_4+k_5 & -k_4 \\ 0 & -k_2 & -k_4 & k_2+k_4+k_R \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \theta_1 \\ \theta_{21} \\ \theta_{22} \\ \theta_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} T \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad \dots(1)$$

[0058] 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 1 1 の振れ角 θ_1 、第 1 中間部材 1 2 の振れ角 θ_{21} 、第 2 中間部材 1 4 の振れ角 θ_{22} 、およびドリブン部材 1 6 の振れ角 θ_3 が次式（3）に示すように周期的に応答（振動）すると仮定した。ただし、式（2）および（3）における“ ω ”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 E G からのトルクの伝達に伴って生じるドライブ部材 1 1 の振動の振幅（振動振幅、すなわち最大振れ角）であり、“ Θ_{21} ”は、ドライブ部材 1 1 にエンジン E G からのトルクが伝達されるのに伴って生じる第 1 中間部材 1 2 の振動の振幅（振動振幅）であり、“ Θ_{22} ”は、ドライブ部材 1 1 にエンジン E G からのトルクが伝達されるのに伴って生じる第 2 中間部材 1 4 の振動の振幅（振動振幅）であり、“ Θ_3 ”は、ドライブ部材 1 1 にエンジン E G 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 1 6 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 ωt ” を払うことで、次式（４）の恒等式を得ることができる。

[0059] [数2]

$$T = T_0 \sin \omega t \quad \dots (2)$$

$$\begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_{21} \\ \theta_{22} \\ \theta_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Theta_1 \\ \Theta_{21} \\ \Theta_{22} \\ \Theta_3 \end{bmatrix} \sin \omega t \quad \dots (3)$$

$$\begin{pmatrix} -\omega^2 J_1 + k_1 + k_3 & -k_1 & -k_3 & 0 \\ -k_1 & -\omega^2 J_{21} + k_1 + k_2 + k_5 & -k_5 & -k_2 \\ -k_3 & -k_5 & -\omega^2 J_{22} + k_3 + k_4 + k_5 & -k_4 \\ 0 & -k_2 & -k_4 & -\omega^2 J_3 + k_2 + k_4 + k_R \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Theta_1 \\ \Theta_{21} \\ \Theta_{22} \\ \Theta_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} T_0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad \dots (4)$$

[0060] そして、本発明者らは、式（４）におけるドリブン部材１６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ＥＧからの振動が減衰されることでドリブン部材１６よりも後段側の変速機ＴＭ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、第２および第３トルク伝達経路Ｐ１，Ｐ２，Ｐ３を介してドリブン部材１６に伝達されるエンジンＥＧからの振動が互いに打ち消し合い、ドリブン部材１６の振動振幅 Θ_3 が理論上ゼロになる。

[0061] [数3]

$$\omega^2 = \frac{k_5 \cdot (k_1 + k_3) \cdot (k_2 + k_4) + k_1 k_2 k_3 + k_1 k_2 k_4 + k_1 k_3 k_4 + k_2 k_3 k_4}{J_{21} k_3 k_4 + J_{22} k_1 k_2} \quad \dots (5)$$

[0062] 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１０では、２つの固有振動数の小さい方での共振の発生により、第２内側スプリングＳＰ１２からドリブン部材１６に伝達される振動の位相と第２外側スプリングＳＰ２２からドリブン部材１６に伝達される振動の位相とが１８０度ずれて（反転して）両振動が互いに打ち消し合うようになることで、図５に示すよう

に、ドリブン部材 1 6 の振動振幅 Θ_3 (トルク変動) 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。また、反共振点 A の振動数を “ f_a ” として、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) のように表される。なお、図 5 は、エンジン E G の回転数と、本開示のダンパ装置および中間スプリング S P m が省略されたダンパ装置 (特許文献 1 に記載されたダンパ装置、以下、「比較例のダンパ装置」という) のドリブン部材における理論上 (ヒステリシスが存在しないと仮定した場合) の振動振幅 (トルク変動) との関係为例示するものである。

[0063] [数4]

$$fa = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_5 \cdot (k_1 + k_3) \cdot (k_2 + k_4) + k_1 k_2 k_3 + k_1 k_2 k_4 + k_1 k_3 k_4 + k_2 k_3 k_4}{J_{21} k_3 k_4 + J_{22} k_1 k_2}} \quad \dots (6)$$

[0064] 一方、ドライブ部材 1 1 の振れ角 θ_1 とドリブン部材 1 6 の振れ角 θ_2 とがゼロであってドライブ部材 1 1 およびドリブン部材 1 6 の変位が共にゼロであると仮定すれば、式 (1) を次式 (7) のように変形することができる。更に、第 1 および第 2 中間部材 1 2, 1 4 が次式 (8) に示すように調和振動すると仮定し、式 (8) を式 (7) に代入して両辺から “ $\sin \omega t$ ” を払うことで、次式 (9) の恒等式を得ることができる。

[0065] [数5]

$$\begin{pmatrix} J_{21} & 0 \\ 0 & J_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{\theta}_{21} \\ \ddot{\theta}_{22} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} k_1 + k_2 + k_5 & -k_5 \\ -k_5 & k_3 + k_4 + k_5 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \theta_{21} \\ \theta_{22} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad \dots (7)$$

$$\begin{pmatrix} \theta_{21} \\ \theta_{22} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \Theta_{21} \\ \Theta_{22} \end{pmatrix} \sin \omega t \quad \dots (8)$$

$$\begin{pmatrix} -\omega^2 J_{21} + k_1 + k_2 + k_5 & -k_5 \\ -k_5 & -\omega^2 J_{22} + k_3 + k_4 + k_5 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Theta_{21} \\ \Theta_{22} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad \dots (9)$$

[0066] 第 1 および第 2 中間部材 1 2, 1 4 が調和振動する場合に、振幅 Θ_{21} および Θ_{22} は共にゼロにならないことから、式 (9) の左辺の正方行列の行列式はゼロとなり、次式 (10) の条件式が成立しなければならない。かかる式 (10) は、ダンパ装置 10 の 2 つの固有角振動数の二乗値 ω^2 についての 2 次方

程式である。従って、ダンパ装置 10 の 2 つの固有角振動数 ω_1 , ω_2 は、次式 (11) および (12) に示すように表され、 $\omega_1 < \omega_2$ が成立する。この結果、共振点 A を生じさせる共振（共振点 R1）の周波数、すなわち第 1 中間部材 12 の固有振動数を “ f_{21} ” とし、反共振点 A よりも高回転側で発生する共振（共振点 R2）の周波数、すなわち第 2 中間部材 14 の固有振動数を “ f_{22} ” とすれば、低回転側（低周波側）の固有振動数 f_{21} は、次式 (13) のように表され、高回転側（高周波側）の固有振動数 f_{22} ($f_{22} > f_{21}$) は、次式 (14) のように表される。

[0067] [数6]

$$(-\omega^2 J_{21} + k_1 + k_2 + k_5)(-\omega^2 J_{22} + k_3 + k_4 + k_5) - k_5^2 = 0 \quad \cdots (10)$$

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{1}{2} \left\{ \frac{k_1 + k_2 + k_5}{J_{21}} + \frac{k_3 + k_4 + k_5}{J_{22}} - \sqrt{\left(\frac{k_3 + k_4 + k_5}{J_{22}} - \frac{k_1 + k_2 + k_5}{J_{21}} \right)^2 + \frac{4k_5^2}{J_{21}J_{22}}} \right\}} \quad \cdots (11)$$

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{1}{2} \left\{ \frac{k_1 + k_2 + k_5}{J_{21}} + \frac{k_3 + k_4 + k_5}{J_{22}} + \sqrt{\left(\frac{k_3 + k_4 + k_5}{J_{22}} - \frac{k_1 + k_2 + k_5}{J_{21}} \right)^2 + \frac{4k_5^2}{J_{21}J_{22}}} \right\}} \quad \cdots (12)$$

$$f_{21} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_1 + k_2 + k_5}{2J_{21}} + \frac{k_3 + k_4 + k_5}{2J_{22}} - \sqrt{\left(\frac{k_3 + k_4 + k_5}{2J_{22}} - \frac{k_1 + k_2 + k_5}{2J_{21}} \right)^2 + \frac{k_5^2}{J_{21}J_{22}}}} \quad \cdots (13)$$

$$f_{22} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_1 + k_2 + k_5}{2J_{21}} + \frac{k_3 + k_4 + k_5}{2J_{22}} + \sqrt{\left(\frac{k_3 + k_4 + k_5}{2J_{22}} - \frac{k_1 + k_2 + k_5}{2J_{21}} \right)^2 + \frac{k_5^2}{J_{21}J_{22}}}} \quad \cdots (14)$$

[0068] また、第 1 および第 2 内側スプリング SP11, SP12、第 1 および第 2 外側スプリング SP21, SP22 並びに中間スプリング SPm のすべての撓みが許容されている際のダンパ装置 10 の等価剛性 k_{eq} は、次のようにして求めることができる。すなわち、ドライブ部材 11 に $T = T_0$ という一定の入力トルク（静的な外力）が伝達されていると仮定すると共に、次式 (15) に示すような釣り合いの関係が成立していると仮定すれば、 $T = T_0$ および式 (15) を式 (1) に代入することで、次式 (16) の恒等式を得ることができる。

[0069]

[数7]

$$\begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_{21} \\ \theta_{22} \\ \theta_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Theta_1 \\ \Theta_{21} \\ \Theta_{22} \\ \Theta_3 \end{bmatrix} \quad \dots (15)$$

$$\begin{pmatrix} k_1+k_3 & -k_1 & -k_3 & 0 \\ -k_1 & k_1+k_2+k_3 & -k_5 & -k_2 \\ -k_3 & -k_5 & k_3+k_4+k_5 & -k_4 \\ 0 & -k_2 & -k_4 & k_2+k_4+k_R \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Theta_1 \\ \Theta_{21} \\ \Theta_{22} \\ \Theta_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} T_0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad \dots (16)$$

[0070] 更に、トルク T_0 と、ダンパ装置 10 の等価剛性 k_{eq} と、ドライブ部材 11 の振動振幅（振れ角） Θ_1 と、ドリブン部材 16 の振動振幅（振れ角） Θ_3 との間では、 $T_0 = k_{eq} \cdot (\Theta_1 - \Theta_3)$ という関係が成立する。更に、式（16）の恒等式を振動振幅（振れ角） Θ_1 および Θ_3 について解けば、“ $\Theta_1 - \Theta_3$ ” は、次式（17）のように表される。従って、 $T_0 = k_{eq} \cdot (\Theta_1 - \Theta_3)$ および式（17）より、ダンパ装置 10 の等価剛性 k_{eq} は、次式（18）のように表されることになる。

[0071] [数8]

$$\Theta_1 - \Theta_3 = \frac{\{k_5 \cdot (k_1 + k_2 + k_3 + k_4) + (k_1 + k_2)(k_3 + k_4)\} T_0}{k_5(k_1 + k_3)(k_2 + k_4) + (k_1 k_2 k_3 + k_1 k_2 k_4 + k_1 k_3 k_4 + k_2 k_3 k_4)} \quad \dots (17)$$

$$K_{eq} = \frac{k_5(k_1 + k_3)(k_2 + k_4) + (k_1 k_2 k_3 + k_1 k_3 k_4 + k_1 k_2 k_4 + k_2 k_3 k_4)}{k_5(k_1 + k_2 + k_3 + k_4) + (k_1 + k_2)(k_3 + k_4)} \quad \dots (18)$$

[0072] 上述のようにして得られるダンパ装置 10 の低回転側の固有振動数 f_{21} 、反共振点 A の振動数 f_a および等価剛性 k_{eq} に対する本発明者らの解析結果を図 6 から図 11 に示す。図 6 から図 11 は、合成ばね定数 k_1 , k_2 , k_3 , k_4 , k_5 や第 1 および第 2 中間部材 12, 14 の慣性モーメント J_{21} , J_{22} のうちの何れか 1 つ以外をそれぞれ一定値（固定値）としたまま、当該何れか 1 つのパラメータのみを変化させたときの固有振動数 f_{21} 、反共振点 A の振動数 f_a および等価剛性 k_{eq} の変化態様をそれぞれ示すものである。

[0073] ダンパ装置 10 における合成ばね定数 k_2 , k_3 , k_4 , k_5 および慣性モーメント J_{21} , J_{22} をそれぞれ一定値としたまま、第 1 内側スプリング（第 1 弾性体）SP11 の合成ばね定数（剛性） k_1 のみを変化させた場合、固有振動数

f_{21} および反共振点Aの振動数 f_a は、図6に示すように、合成ばね定数 k_1 が大きいほど大きくなり、合成ばね定数 k_1 が小さくなるにつれて徐々に小さくなる。これに対して、等価剛性 k_{eq} は、図6に示すように、合成ばね定数 k_1 を予め適合された値から僅かに増加させると急増し、当該適合値から僅かに減少させると急減する。すなわち、第1内側スプリングSP11の合成ばね定数 k_1 の変化に対する等価剛性 k_{eq} の変化（変化勾配）は非常に大きい。

[0074] また、ダンパ装置10における合成ばね定数 k_1 , k_3 , k_4 , k_5 および慣性モーメント J_{21} , J_{22} をそれぞれ一定値としたまま、第2内側スプリング（第2弾性体）SP12の合成ばね定数（剛性） k_2 のみを変化させた場合も、固有振動数 f_{21} および反共振点Aの振動数 f_a は、図7に示すように、合成ばね定数 k_2 が大きいほど大きくなり、合成ばね定数 k_2 が小さくなるにつれて徐々に小さくなる。更に、等価剛性 k_{eq} は、図7に示すように、合成ばね定数 k_2 を予め適合された値から僅かに増加させると急増し、当該適合値から僅かに減少させると急減する。すなわち、第2内側スプリングSP12の合成ばね定数 k_2 の変化に対する等価剛性 k_{eq} の変化（変化勾配）も非常に大きい。

[0075] 一方、ダンパ装置10における合成ばね定数 k_1 , k_2 , k_4 , k_5 および慣性モーメント J_{21} , J_{22} をそれぞれ一定値としたまま、第1外側スプリング（第3弾性体）SP21の合成ばね定数（剛性） k_3 のみを変化させた場合、図8に示すように、固有振動数 f_{21} は、合成ばね定数 k_3 が大きくなるにつれて僅かに大きくなり（概ね一定に保たれ）、反共振点Aの振動数 f_a は、合成ばね定数 k_3 が小さいほど大きくなり、合成ばね定数 k_3 が大きくなるにつれて徐々に小さくなる。また、等価剛性 k_{eq} は、図8に示すように、合成ばね定数 k_3 を予め適合された値から僅かに減少させると急減し、当該適合値から僅かに増加させると急増する。すなわち、第1外側スプリングSP21の合成ばね定数 k_3 の変化に対する等価剛性 k_{eq} の変化（変化勾配）も非常に大きい。

[0076] 更に、ダンパ装置10における合成ばね定数 k_1 , k_2 , k_3 , k_5 および慣性モーメント J_{21} , J_{22} をそれぞれ一定値としたまま、第2外側スプリング（第4弾性体）SP22の合成ばね定数（剛性） k_4 のみを変化させた場合も、図

9に示すように、固有振動数 f_{21} は、合成ばね定数 k_4 が大きくなるにつれて僅かに大きくなり（概ね一定に保たれ）、反共振点 A の振動数 f_a は、合成ばね定数 k_4 が小さいほど大きくなり、合成ばね定数 k_4 が大きくなるにつれて徐々に小さくなる。また、等価剛性 k_{eq} は、図 9 に示すように、合成ばね定数 k_4 を予め適合された値から僅かに減少させると急減し、当該適合値から僅かに増加させると急増する。すなわち、第 2 外側スプリング S P 2 2 の合成ばね定数 k_4 の変化に対する等価剛性 k_{eq} の変化（変化勾配）も非常に大きい。

[0077] そして、ダンパ装置 1 0 における合成ばね定数 k_1 , k_2 , k_3 , k_4 および慣性モーメント J_{21} , J_{22} をそれぞれ一定値としたまま、中間スプリング（第 5 弾性体）S P m の合成ばね定数（剛性） k_5 のみを変化させた場合、固有振動数 f_{21} および反共振点 A の振動数 f_a は、図 1 0 に示すように、合成ばね定数 k_5 が大きいほど大きくなり、合成ばね定数 k_5 が小さくなるにつれて徐々に小さくなる。また、ある合成ばね定数 k_5 に対応した固有振動数 f_{21} と反共振点 A の振動数 f_a との差（ $f_a - f_{21}$ ）は、図 1 0 に示すように、合成ばね定数 k_5 が大きくなるにつれて徐々に大きくなる。更に、中間スプリング S P m の合成ばね定数 k_5 のみを変化させた場合、等価剛性 k_{eq} は、図 1 0 に示すように、合成ばね定数 k_5 が大きいほど大きくなり、合成ばね定数 k_5 が小さくなるにつれて徐々に小さくなる。すなわち、中間スプリング S P m の合成ばね定数（剛性） k_5 の変化に対する等価剛性 k_{eq} の変化（変化勾配）は、合成ばね定数（剛性） k_1 , k_2 , k_3 , k_4 の変化に対する等価剛性 k_{eq} の変化（変化勾配）に比べて大幅に小さくなる。

[0078] また、ダンパ装置 1 0 における合成ばね定数 k_1 , k_2 , k_3 , k_4 , k_5 および第 2 中間部材 1 4 の慣性モーメント J_{22} をそれぞれ一定値としたまま、第 1 中間部材 1 2 の慣性モーメント J_{21} のみを変化させた場合、固有振動数 f_{21} および反共振点 A の振動数 f_a は、図 1 1 に示すように、慣性モーメント J_{21} が小さいほど大きくなり、慣性モーメント J_{21} が大きくなるにつれて徐々に小さくなる。更に、第 1 中間部材 1 2 の慣性モーメント J_{21} のみを変化させても、図 1 1 に示すように、等価剛性 k_{eq} は概ね一定に保たれる。なお、図示を省略す

るが、ダンパ装置 10 における合成ばね定数 k_1 , k_2 , k_3 , k_4 , k_5 および第 1 中間部材 12 の慣性モーメント J_{21} をそれぞれ一定値としたまま、第 2 中間部材 14 の慣性モーメント J_{22} のみを変化させた場合も、第 1 中間部材 12 の慣性モーメント J_{21} のみを変化させた場合と同様の結果が得られた。

[0079] 上述のような解析結果からわかるように、中間スプリング S P m の剛性を低下させる（ばね定数 k_m および合成ばね定数 K_5 を小さくする）ことで、低回転側の固有振動数 f_{21} （式（13）参照）や反共振点 A の振動数 f_a （式（6）参照）をより小さくすることが可能となる。逆に、中間スプリング S P m の剛性を高める（ばね定数 k_m および合成ばね定数 K_5 を大きくする）ことで、低回転側の固有振動数 f_{21} と反共振点 A の振動数 f_a との差（ $f_a - f_{21}$ ）をより大きくすることもできる。更に、中間スプリング S P m の剛性を低下させても（ばね定数 k_m および合成ばね定数 K_5 を小さくしても）、等価剛性 k_{eq} が大幅に低下することはない。従って、ダンパ装置 10 では、中間スプリング S P m の剛性（ばね定数 k_m および合成ばね定数 K_5 ）を調整することで、ドライブ部材 11 への最大入力トルクに応じて等価剛性 k_{eq} を適正に保つと共に第 1 および第 2 中間部材 12, 14 の重量すなわち慣性モーメント J_{21} , J_{22} の増加を抑制しつつ、低回転側の固有振動数 f_{21} および反共振点 A の振動数 f_a を適正に設定することが可能となる。また、第 1 および第 2 内側スプリング S P 11, S P 12 の剛性を低下させる（ばね定数 k_{11} , k_{12} および合成ばね定数 K_1 , K_2 を小さくする）ことで、低回転側の固有振動数 f_{21} や反共振点 A の振動数 f_a をより小さくすることが可能となる。更に、第 1 および第 2 外側スプリング S P 21, S P 22 の剛性を高める（ばね定数 k_{21} , k_{22} および合成ばね定数 K_3 , K_4 を大きくする）ことで、反共振点 A の振動数 f_a をより小さくすることができる。

[0080] さて、走行用動力の発生源としてのエンジン（内燃機関）E G を搭載する車両では、ロックアップ回転数 N_{lup} をより低下させて早期にエンジン E G からのトルクを変速機 T M に機械的に伝達することで、エンジン E G と変速機 T M との間の動力伝達効率を向上させ、それによりエンジン E G 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 $N_{lu p}$ の設定範囲となり得る $500\text{ rpm} \sim 1500\text{ rpm}$ 程度の低回転数域では、エンジン $E G$ からロックアップクラッチを介してドライブ部材 11 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 $T M$ 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 $E G$ からのトルク（振動）を変速機 $T M$ へと伝達するダンパ装置 10 全体（ドリブン部材 16 ）のロックアップ回転数 $N_{lu p}$ 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。

[0081] 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 $N_{lu p}$ に基づいて、エンジン $E G$ の回転数が 500 rpm から 1500 rpm の範囲（ロックアップ回転数 $N_{lu p}$ 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 10 を構成することとした。反共振点 A の振動数 f_a に対応したエンジン $E G$ の回転数 N_{ea} は、“ n ” をエンジン（内燃機関） $E G$ 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 10 では、次式（19）を満たすように、複数の第1内側スプリング $S P 11$ の合成ばね定数 k_1 、複数の第2内側スプリング $S P 12$ の合成ばね定数 k_2 、複数の第1外側スプリング $S P 21$ の合成ばね定数 k_3 、複数の第2外側スプリング $S P 22$ の合成ばね定数 k_4 、複数の中間スプリング $S P m$ の合成ばね定数 k_5 、第1中間部材 12 の慣性モーメント J_{21} （一体回転するように連結されるタービンランナ5等の慣性モーメントを考慮（合算）したもの、以下同様）、および第2中間部材 14 の慣性モーメント J_{22} が選択・設定される。すなわち、ダンパ装置 10 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 $N_{lu p}$ ）に基づいて、スプリング $S P 11 \sim S P m$ のばね定数 k_{11} , k_{12} , k_{21} , k_{22} , k_m と、第1および第2中間部材 12 , 14 の慣性モーメント J_{21} , J_{22} とが選択・設定される。

[0082] [数9]

$$500\text{rpm} \leq \frac{120}{n} f_a \leq 1500\text{rpm} \quad \cdots (19)$$

[0083] このように、ドリブン部材 16 の振動振幅 Θ_3 を理論上ゼロにし得る（振動をより低下させ得る）反共振点 A を 500rpm から 1500rpm までの低回転数域（ロックアップ回転数 N_{up} の想定設定範囲）内に設定することで、図 5 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、本実施形態では、第 1 中間部材 12 の共振、図 5 における共振点 R1 参照）をロックアップクラッチ 8 の非ロックアップ領域（図 5 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。すなわち、本実施形態において、第 1 中間部材 12 の共振（2 つの固有振動数の小さい方での共振）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る。また、図 5 に示すように、ダンパ装置 10 の 2 つの固有振動数の小さい方（第 1 中間部材 12 の固有振動数）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_{up} よりも低くなり、ダンパ装置 10 の 2 つの固有振動数の大きい方（第 2 中間部材 14 の固有振動数）に対応した回転数は、ロックアップ回転数 N_{up} よりも高くなる。これにより、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た時点から、第 2 内側スプリング SP12 からドリブン部材 16 に伝達される振動および第 2 外側スプリング SP22 からドリブン部材 16 に伝達される振動の一方により他方の少なくとも一部を打ち消すことが可能となる。

[0084] 上記式（19）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（図 5 における共振点 R1 参照）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_{11} , k_{12} , k_{21} , k_{22} , k_m 、慣性モーメント J_{21} および J_{22} を選択・設定すると好ましい。このため、本実施形態のダンパ装置 10 では、上述の $k_{11} < k_m < k_{12} < k_{22} < k_{21}$ という関係を満たすように、ばね定数 k_{11} , k_{12} ,

k_{21} , k_{22} および k_m の値が定められる。

[0085] すなわち、ダンパ装置10では、低回転側の固有振動数 f_{21} と反共振点Aの振動数 f_a とがより小さくなるように、中間スプリングSPmのばね定数 k_m や第1および第2内側スプリングSP11, SP12のばね定数 k_{11} , k_{12} が小さく定められる。更に、低回転側の固有振動数 f_{21} がより小さくなるように、第1および第2外側スプリングSP21, 22のばね定数 k_{21} , k_{22} が大きく定められる。これにより、低回転側の固有振動数 f_{21} と反共振点Aの振動数 f_a とをより小さくし、第2内側スプリングSP12からドリブン部材16に伝達される振動および第2外側スプリングSP22からドリブン部材16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回転数帯（周波数帯）の始点をより低回転側（低周波側）に設定することが可能となる。更に、当該回転数帯の始点を低回転側に設定することで、第2内側スプリングSP12からドリブン部材16に伝達される振動の位相と第2外側スプリングSP22からドリブン部材16に伝達される振動の位相とが180度ずれる回転数（周波数）をも低回転側に設定することができる。この結果、より一層低い回転数でのロックアップを許容すると共に、低回転数域における振動減衰性能をより一層向上させることが可能となる。

[0086] また、ダンパ装置10では、図5に示すように、反共振点A付近でドリブン部材16の振動の減衰ピークが発生してからエンジンEGの回転数がより高まると、2つの固有振動数の大きい方での共振（本実施形態では、第2中間部材14の共振、図5における共振点R2参照）が発生し、第2内側スプリングSP12からドリブン部材16に伝達される振動と第2外側スプリングSP22からドリブン部材16に伝達される振動とが同位相になる。すなわち、本実施形態のダンパ装置10では、上記2つの固有振動数の小さい方での共振（第1中間部材12の共振）が発生してから当該2つの固有振動数の大きい方での共振（第2中間部材14の共振）が発生するまでの間、第2内側スプリングSP12からドリブン部材16に伝達される振動および第2外側スプリングSP22からドリブン部材16に伝達される振動の一方によ

り他方の少なくとも一部が打ち消される。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（合成ばね定数） k_1 , k_2 , k_3 , k_4 , k_5 、慣性モーメント J_{21} および J_{22} を選択・設定すると好ましい。これにより、当該共振（共振点 R 2）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。

[0087] 更に、ダンパ装置 10 においてロックアップ回転数 N_{up} 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_{up} と共振点 R 2 に対応したエンジン E G 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 (19) を満たすようにダンパ装置 10 を構成するに際しては、 $N_{\text{up}} \leq (120/n) \cdot f_a (=N_{\text{ea}})$ を満たすように、ばね定数 k_1 , k_2 , k_3 , k_4 , k_5 、慣性モーメント J_{21} および J_{22} を選択・設定すると好ましい。これにより、変速機 T M の入力軸 I S 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 E G 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。

[0088] 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、ダンパ装置 10 の振動減衰性能を極めて良好に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 1000 rpm 前後の値に定められる場合、例えば $900 \text{ rpm} \leq (120/n) \cdot f_a \leq 1200 \text{ rpm}$ を満たすようにダンパ装置 10 を構成することで、実用上極めて良好な結果が得られることが確認されている。

[0089] また、式 (13) および (14) からわかるように、ダンパ装置 10 の 2 つ固有振動数 f_{21} , f_{22} は、第 1 および第 2 中間部材 12, 14 の双方の慣性モーメント J_{21} , J_{22} の影響を受ける。すなわち、ダンパ装置 10 では、第 1 中間部材 12 と第 2 中間部材 14 とが中間スプリング S P m を介して互いに

連結されるので、第1および第2中間部材12, 14の双方に中間スプリングSPmからの力（図4における白抜矢印参照）が作用することで、第1中間部材12の振動と第2中間部材14の振動とが連成する（両者の振動が相互に影響し合う）。このように第1中間部材12の振動と第2中間部材14の振動とが連成することで、固有振動数 f_{21} , f_{22} は、第1および第2中間部材12, 14の双方の慣性モーメント J_{21} , J_{22} の影響を受けることになる。従って、ダンパ装置10では、第1および第2中間部材12, 14の重量すなわち慣性モーメント J_{21} , J_{22} の増加を抑制しつつ、2つの固有振動数 f_{21} , f_{22} の小さい方での共振を容易に低回転側すなわち非ロックアップ領域にシフトさせ、ドライブ部材11の回転数がより低い状態でドリブン部材16での振動の打ち消し合いがより良好に生じるように固有振動数 f_{21} , f_{22} と反共振点Aの振動数 f_a とを容易かつ適正に設定することが可能となる。

[0090] 更に、ダンパ装置10では、2つの固有振動数 f_{21} , f_{22} が第1および第2中間部材12, 14の双方の慣性モーメント J_{21} , J_{22} の影響を受けることから、第1および第2中間部材12, 14の慣性モーメント J_{21} , J_{22} を調整することで、図5に示すように、反共振点Aの振動数 f_a を比較例のダンパ装置の反共振点の振動数 $f_{a'}$ と同程度の値としつつ、低回転側の固有振動数 f_{21} （共振点R1）を上記比較例のダンパ装置に比べて非ロックアップ領域のより低回転側に容易にシフトさせることができる。これにより、ダンパ装置10では、比較例のダンパ装置（図5における破線参照）に比べて、反共振点A付近での振動レベルをより低下させることが可能となる。このように、低回転側の固有振動数 f_{21} をより小さくして反共振点A付近での振動レベルをより低下させることで、気筒休止機能を有するエンジンEGの減筒運転の実行に伴って当該エンジンEGからの振動の次数が低下する場合であっても、ロックアップ回転数 N_{up} をより低く保つことが可能となる。

[0091] また、本発明者らの解析によれば、第1および第2中間部材12, 14を中間スプリングSPmにより互いに連結して両者の振動を連成させることで、上記第1、第2および第3トルク伝達経路P1, P2, P3からドリブン

部材 1 6 に伝達される振動が互いに打ち消し合いやすくなり、反共振点 A 付近でのドリブン部材 1 6 の実際の振動振幅をより小さくし得ることや、第 2 内側スプリング S P 1 2 と第 2 外側スプリング S P 2 2 との間のトルク振幅（トルク変動）の差を減らし得る（両者のトルク振幅をより近づけられる）ことが判明している。従って、ダンパ装置 1 0 では、より低い回転数でのロックアップ（エンジン E G とドライブ部材 1 1 との連結）を許容すると共に、エンジン E G からの振動が大きくなりがちな低回転数域における振動減衰性能をより向上させることが可能となる。

[0092] ここで、上記式（13）において $k_5 = 0$ とすれば、中間スプリング S P m が省略された比較例のダンパ装置における第 1 中間部材の固有振動数 f_{21}' が次式（20）のように表され、上記式（14）において $k_5 = 0$ とすれば、比較例のダンパ装置における第 2 中間部材の固有振動数 f_{22}' が次式（21）のように表される。式（20）および（21）からわかるように、比較例のダンパ装置では、第 1 中間部材の固有振動数 f_{21}' は第 2 中間部材の慣性モーメント J_{22} の影響を受けることはなく、第 2 中間部材の固有振動数 f_{22}' は第 1 中間部材の慣性モーメント J_{21} の影響を受けることはない。この点から、ダンパ装置 1 0 では、比較例のダンパ装置に比べて、第 1 および第 2 中間部材 1 2, 1 4 の固有振動数 f_{21} , f_{22} の設定の自由度を向上させ得ることが理解されよう。

[0093] [数10]

$$f_{21}' = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_1 + k_2}{J_{21}}} \quad \dots (20)$$

$$f_{22}' = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_3 + k_4}{J_{22}}} \quad \dots (21)$$

[0094] また、上記式（6）において $k_5 = 0$ とすれば、比較例のダンパ装置における反共振点の振動数 f_a' が次式（22）のように表される。式（6）と式（22）とを比較すれば、ばね定数 k_1 , k_2 , k_3 , k_4 、慣性モーメント J_{21} および J_{22} が同一である場合、比較例のダンパ装置における反共振点の振動数 f_a' は、ダンパ装置 1 0 における反共振点 A の振動数 f_a よりも小さくなる

。ただし、ダンパ装置 10 では、主に第 1 および第 2 中間部材 12, 14 の慣性モーメント J_{21} , J_{22} を適宜選択することで、比較例のダンパ装置（図 5 における破線参照）の反共振点の振動数 $f_{a'}$ と同程度の値に容易に設定することができる。

[0095] [数11]

$$f_{a'} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_1 k_2 k_3 + k_1 k_2 k_4 + k_1 k_3 k_4 + k_2 k_3 k_4}{J_{21} k_3 k_4 + J_{22} k_1 k_2}} \dots (22)$$

[0096] そして、上述のダンパ装置 10 では、第 1 中間部材 12 よりも固有振動数が大きい第 2 中間部材 14 に対応した第 1 および第 2 外側スプリング SP 21, SP 22 の平均取付半径 r_o が、第 1 中間部材 12 に対応した第 1 および第 2 内側スプリング SP 11, SP 12 の平均取付半径 r_i よりも大きく定められている。すなわち、第 1 および第 2 内側スプリング SP 21, SP 22 よりも大きいばね定数（剛性）を有する第 1 および第 2 外側スプリング SP 11, SP 12 は、第 1 および第 2 内側スプリング SP 21, SP 22 のダンパ装置 10 の径方向における外側に配置される。これにより、剛性が高い第 1 および第 2 外側スプリング SP 21, SP 22 の振れ角（ストローク）をより大きくすることが可能となり、ドライブ部材 11 に対する大きなトルクの伝達を許容しつつ、第 1 および第 2 外側スプリング SP 21, SP 22 を低剛性化することができる。この結果、ダンパ装置 10 の等価剛性 k_{eq} をより小さくすると共に、ダンパ装置 10 を含む振動系全体の共振、すなわちダンパ装置 10 全体と車両のドライブシャフトとの振動による共振（ドライブ部材とドライブシャフトとの間で発生する振動による共振）をより低回転側（低周波側）にシフトさせることが可能となる。従って、ダンパ装置 10 では、上記反共振点 A の振動数を当該振動系全体の共振の周波数により近づけることで、振動減衰性能を極めて良好に向上させることができる。

[0097] 更に、本実施形態のダンパ装置 10 において、第 1 中間部材 12（環状部材 121 のみ、あるいは環状部材 121 および連結部材 122）は、慣性モーメント J_{21} が第 2 中間部材 14 の慣性モーメント J_{22} よりも大きくなるよう

に構成され、更にタービンランナ 5 に一体回転するように連結される。これにより、低周波側の固有振動数 f_{21} をより一層小さくして、反共振点 A 付近における振動レベルをより低下させることが可能となる。また、第 1 中間部材 1 2 をタービンランナ 5 に一体回転するように連結すれば、当該第 1 中間部材 1 2 の実質的な慣性モーメント J_{21} (第 1 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) をより大きくすることができる。これにより、低周波側の固有振動数 f_{21} をより一層小さくして、当該第 1 中間部材 1 2 の共振点をより低回転側 (低周波側) に設定することが可能となる。

[0098] なお、上記ダンパ装置 1 0 において、第 1 外側スプリング S P 2 1 のばね定数 K_{21} は、第 2 外側スプリング S P 2 2 のばね定数 K_{22} も大きい ($k_{22} < k_{21}$)、これに限られるものではない。すなわち、ダンパ装置 1 0 の設計を容易にするために、第 1 外側スプリング S P 2 1 のばね定数 K_{21} やコイル径、軸長といった諸元と、第 2 外側スプリング S P 2 2 のばね定数 K_{22} やコイル径、軸長といった諸元とを同一 ($k_{22} = k_{21}$) にしてもよい。

[0099] 更に、ダンパ装置 1 0 において、中間スプリング S P m のばね定数 k_m は、第 1 および第 2 内側スプリング S P 1 1, S P 1 2 並びに第 1 および第 2 外側スプリング S P 2 1, S P 2 2 のばね定数 k_{11} , k_{12} , k_{21} および k_{22} よりも小さく定められてもよい。すなわち、低回転側 (低周波側) の固有振動数 f_{21} や反共振点 A の振動数 f_a は、上述のように、中間スプリング S P m の合成ばね定数 k_5 が小さくなるにつれて小さくなる (図 1 0 参照)。従って、中間スプリング S P m のばね定数 (剛性) k_m をばね定数 k_{11} , k_{12} , k_{21} および k_{22} よりも小さくすれば、固有振動数 f_{21} と振動数 f_a とをより一層小さくすることができる。そして、かかる構成を採用しても、第 2 内側スプリング S P 1 2 からドリブン部材 1 6 に伝達される振動および第 2 外側スプリング S P 2 2 からドリブン部材 1 6 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回転数帯の始点をより低回転側に設定することが可能となる。加えて、当該回転数帯の始点を低回転側に設定することで、第 2 内側スプリング S P 1 2 からドリブン部材 1 6 に伝達される振動の位相と第 2 外側スプリン

グSP22からドリブン部材16に伝達される振動の位相とが180度ずれる回転数（周波数）をも低回転側（低周波側）に設定することができる。この場合、第1および第2内側スプリングSP11, SP12並びに第1および第2外側スプリングSP21, SP22のばね定数 k_{11} , k_{12} , k_{21} および k_{22} は、少なくとも、 $k_{11} \neq k_{21}$ 、かつ $k_{11}/k_{21} \neq k_{12}/k_{22}$ という関係を満たすとよい。

[0100] また、ダンパ装置10において、中間スプリングSPmのばね定数 k_m は、第1および第2内側スプリングSP11, SP12並びに第1および第2外側スプリングSP21, SP22のばね定数 k_{11} , k_{12} , k_{21} および k_{22} よりも大きく定められてもよい。すなわち、低回転側（低周波側）の固有振動数 f_{21} と反共振点Aの振動数 f_a との差（ $f_a - f_{21}$ ）は、上述のように、中間スプリングSPmの合成ばね定数 k_5 が大きくなるにつれて大きくなる（図10参照）。従って、中間スプリングSPmのばね定数（剛性） k_m をばね定数 k_{11} , k_{12} , k_{21} および k_{22} よりも大きくすれば、固有振動数 f_{21} と振動数 f_a との差（ $f_a - f_{21}$ ）との差を大きくして、第2内側スプリングSP12からドリブン部材16に伝達される振動および第2外側スプリングSP22からドリブン部材16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回転数帯、すなわちドリブン部材16の振動レベルを良好に低下させ得る範囲をより広げることが可能となる。

[0101] この場合には、固有振動数 f_{21} と反共振点Aの振動数 f_a とがより小さくなり、かつ両者の差（ $f_a - f_{21}$ ）がより大きくなるように、第1および第2内側スプリングSP11, SP12並びに第1および第2外側スプリングSP21, SP22のばね定数 k_{11} , k_{12} , k_{21} および k_{22} を調整するとよい。かかる構成は、固有振動数 f_{21} と反共振点Aの振動数 f_a とをより小さくするためのばね定数 k_{11} , k_{12} , k_{21} および k_{22} の数値設定の容易性からみて、ドライブ部材11への最大入力トルクが比較的小さく、要求される等価剛性 k_{eq} が比較的低いダンパ装置に適用されると有利である。この場合も、第1および第2内側スプリングSP11, SP12並びに第1および第2外側スプリン

グSP21, SP22のばね定数 k_{11} , k_{12} , k_{21} および k_{22} は、少なくとも、 $k_{11} \neq k_{21}$ 、かつ $k_{11}/k_{21} \neq k_{12}/k_{22}$ という関係を満たすとよい。

[0102] 更に、ダンパ装置10は、第1、第2および第3トルク伝達経路P1, P2, P3に加えて、例えば第1および第2トルク伝達経路P1, P2と並列に設けられる少なくとも1つのトルク伝達経路を更に含んでもよい。更に、ダンパ装置10の例えば第1および第2トルク伝達経路P1, P2の少なくとも何れか一方には、それぞれ少なくとも1組の中間部材およびスプリング（弾性体）が追設されてもよい。

[0103] また、発進装置1において、エンジンEGと変速機TMの入力軸（ドライブ部材11）との実スリップ速度（実回転速度差）を目標スリップ速度に一致させるスリップ制御が実行される場合には、上記反共振点Aの振動数 f_a をスリップ制御が実行される際に発生するシャダーの周波数 f_s に一致させたり、当該シャダーの周波数 f_s の近傍の値に設定したりしてもよい。これにより、スリップ制御が実行される際に発生するシャダーをより低減化することが可能となる。なお、シャダーの周波数 f_s は、一体に回転するロックアップピストン80およびドライブ部材11の慣性モーメントを“ J_{pd} ”とすれば、当該慣性モーメント J_{pd} およびダンパ装置10の等価剛性 k_{eq} を用いて、 $f_s = 1 / 2\pi \cdot \sqrt{(k_{eq} / J_{pd})}$ と表すことができる。

[0104] 更に、上記ダンパ装置10では、中間スプリングSPmが第1および第2外側スプリングSP21, SP22と当該ダンパ装置10の周方向に沿って並ぶように配置されるが、これに限られるものではない。すなわち、ダンパ装置10において、各中間スプリングSPmは、第1および第2外側スプリングSP21, SP22と第1および第2内側スプリングSP11, SP12とのダンパ装置10の径方向における間に配置されてもよい。これにより、第1および第2外側スプリングSP21, SP22の捩れ角（ストローク）をより大きくすることが可能となる。

[0105] 図12は、本開示の他のダンパ装置10Xを示す断面図である。なお、ダンパ装置10Xの構成要素のうち、上述のダンパ装置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。

[0106] 図12に示すダンパ装置10Xのドライブ部材11Xは、ロックアップクラッチのロックアップピストンに固定される環状の第1プレート部材（第1入力部材）111Xと、例えばダンパハブにより回転自在に支持（調心）されると共に第1プレート部材111X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）112Xと、第2プレート部材112Xよりもタービンランナ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112X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）113Xとを含む。これにより、ドライブ部材11X、すなわち第1、第2および第3プレート部材111X、112X、113Xは、ロックアップピストンと一体に回転し、ロックアップクラッチの係合によりフロントカバー（エンジン）とダンパ装置10Xのドライブ部材11Xとが連結されることになる。なお、ロックアップクラッチが多板油圧式クラッチである場合には、第1プレート部材111Xは、当該ロックアップクラッチのクラッチドラムとして構成されてもよい。

[0107] 第1プレート部材111Xは、図12に示すように、ロックアップピストン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出された筒状部111bと、筒状部111bの遊端部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ると共に固定部111aから離間するように軸方向に延びる複数（例えば4個）のスプリング当接部（外側当接部）111cと、筒状部111bの遊端部から周方向に間隔をおいて軸方向に延出された複数の係合凸部111eとを有する。

[0108] 第2プレート部材112Xは、板状の環状部材として構成されており、それぞれ円弧状に延びると共に周方向に間隔をおいて（等間隔に）配設された複数（例えば3個）のスプリング収容窓112wと、それぞれ対応するスプリング収容窓112wの内周縁に沿って延びると共に周方向に間隔をおいて（等間隔に）並ぶ複数（例えば3個）のスプリング支持部1121と、それぞれ対応するスプリング収容窓112wの外周縁に沿って延びると共に周方

向に間隔をおいて（等間隔に）並んで対応するスプリング支持部 1 1 2 1 と第 2 プレート部材 1 1 2 X の径方向において対向する複数（例えば 3 個）のスプリング支持部 1 1 2 2 と、複数（例えば 3 個）のスプリング当接部（内側当接部） 1 1 2 c とを有する。複数のスプリング当接部 1 1 2 c は、周方向に沿って互いに隣り合うスプリング収容窓 1 1 2 w（スプリング支持部 1 1 2 1, 1 1 2 2）の間に 1 個ずつ設けられる。更に、第 2 プレート部材 1 1 2 X の外周部には、複数の係合凹部が周方向に間隔をおいて形成されており、各係合凹部には、第 1 プレート部材 1 1 1 X の対応する係合凸部 1 1 1 e が径方向のガタをもって嵌合される。係合凸部 1 1 1 e を当該係合凹部に嵌合することで、第 1 および第 2 プレート部材 1 1 1 X, 1 1 2 X は、径方向に相対移動可能となる。

[0109] 第 3 プレート部材 1 1 3 X も、板状の環状部材として構成されている。第 3 プレート部材 1 1 3 X は、それぞれ円弧状に延びると共に周方向に間隔をおいて（等間隔に）配設された複数（例えば 3 個）のスプリング収容窓 1 1 3 w と、それぞれ対応するスプリング収容窓 1 1 3 w の内周縁に沿って延びると共に周方向に間隔をおいて（等間隔に）並ぶ複数（例えば 3 個）のスプリング支持部 1 1 3 1 と、それぞれ対応するスプリング収容窓の外周縁に沿って延びると共に周方向に間隔をおいて（等間隔に）並んで対応するスプリング支持部 1 1 3 1 と第 3 プレート部材 1 1 3 X の径方向において対向する複数（例えば 3 個）のスプリング支持部 1 1 3 2 と、複数（例えば 3 個）のスプリング当接部（第 3 当接部） 1 1 3 c とを有する。複数のスプリング当接部 1 1 3 c は、周方向に沿って互いに隣り合うスプリング支持部 1 1 3 1, 1 1 3 2（スプリング収容窓）の間に 1 個ずつ設けられる。

[0110] ダンパ装置 1 0 X の第 1 中間部材 1 2 X は、例えば複数のリベットを介してタービンハブに固定されてタービンランナ 5 に一体回転するように連結される環状部材である。図 1 2 に示すように、第 1 中間部材 1 2 X は、内周部から周方向に間隔をおいて（等間隔に）軸方向に延出された複数（例えば 3 個）のスプリング当接部 1 2 c と、外周部から周方向に間隔をおいて軸方向

に延出された複数（例えば４個）の第２スプリング当接部１２ｄとを有する。第２スプリング当接部１２ｄは、２個（一对）ずつ近接するように第１中間部材１２Ｘの軸心に関して対称に形成され、互いに対をなす２個の第２スプリング当接部１２ｄは、例えば中間スプリングＳＰｍの自然長に応じた間隔をおいて周方向に並ぶ。

[0111] ダンパ装置１０Ｘの第２中間部材１４Ｘは、第１および第２外側スプリングＳＰ２１、ＳＰ２２並びに中間スプリングＳＰｍの外周部やロックアップピストン側（エンジンＥＧ側）の側部（図１２における右側の側部）、タービンランナ５側（変速機ＴＭ側）の側部の外周側を支持（ガイド）するように環状に形成されている。第２中間部材１４Ｘは、ドライブ部材１１Ｘの第１プレート部材１１１Ｘの筒状部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。そして、第２中間部材１４Ｘは、第１中間部材１２Ｘのものよりも大きい固有振動数および第１中間部材１２Ｘのものよりも小さい慣性モーメントを有する。

[0112] また、第２中間部材１４Ｘは、周方向に間隔をおいて配設された複数（例えば１８０°間隔で２個）のスプリング当接部１４ｃａと、周方向に間隔をおいて配設された複数（例えば１８０°間隔で２個）のスプリング当接部１４ｃｂとを有する。図１２に示すように、各スプリング当接部１４ｃａは、第２中間部材１４Ｘのロックアップピストン側（図１２における右側）の側部からタービンランナ５側に軸方向に延出され、各スプリング当接部１４ｃｂは、対応するスプリング当接部１４ｃａと軸方向に対向するように、第２中間部材１４Ｘのタービンランナ５側の周縁部から斜め内側に延出されている。

[0113] 更に、第２中間部材１４Ｘは、ロックアップピストン側の側部の隣り合うスプリング当接部１４ｃａの周方向における間からタービンランナ５側に軸方向に延出された複数（例えば４個）の第２スプリング当接部１４ｄａと、タービンランナ５側の周縁部の隣り合うスプリング当接部１４ｃｂの周方向における間から斜め内側に延出された複数（例えば４個）の第２スプリング

当接部 14 d b とを有する。第 2 スプリング当接部 14 d a は、2 個（一対）ずつ近接するように第 2 中間部材 14 X の軸心に関して対称に形成され、互いに対をなす 2 個の第 2 スプリング当接部 14 d a は、例えば中間スプリング S P m の自然長に応じた間隔をおいて周方向に並ぶ。第 2 スプリング当接部 14 d b は、2 個（一対）ずつ近接するように第 2 中間部材 14 X の軸心に関して対称に形成され、互いに対をなす 2 個の第 2 スプリング当接部 14 d b は、対応する 2 個の第 2 スプリング当接部 14 d a と軸方向に対向するように、例えば中間スプリング S P m の自然長に応じた間隔をおいて周方向に並ぶ。

[0114] ダンパ装置 10 X のドリブン部材 16 X は、板状の環状部材として構成されており、図 12 に示すように、ドライブ部材 11 X の第 2 プレート部材 112 X と第 3 プレート部材 113 X との軸方向における間に配置されると共にダンパハブにリベットを介して固定される。ドリブン部材 16 は、それぞれ円弧状に延びると共に周方向に間隔をおいて（等間隔に）配設された複数（例えば 3 個）のスプリング収容窓と、当該ドリブン部材 16 の内周縁に近接するように周方向に間隔をおいて（等間隔に）形成された複数（例えば 3 個）の内側スプリング当接部（内側当接部）16 c i と、複数の内側スプリング当接部 16 c i よりも径方向外側で周方向に間隔をおいて並ぶと共にタービンランナ 5 側からロックアップピストン 80 側に軸方向に延びる複数（例えば 4 個）の外側スプリング当接部（外側当接部）16 c o とを有する。複数の内側スプリング当接部 16 c i は、周方向に沿って互いに隣り合うスプリング収容窓の間に 1 個ずつ設けられる。

[0115] 第 1 および第 2 内側スプリング S P 11, S P 12 は、1 個ずつ対をなす（直列に作用する）と共に周方向（環状部材 121 の周方向）に交互に並ぶように、ドライブ部材 11 X すなわち第 2 および第 3 プレート部材 112 X, 113 X の対応するスプリング支持部 1121, 1122, 1131, 1132 により支持される。更に、第 2 プレート部材 112 X の各スプリング当接部 112 c は、ダンパ装置 10 X の取付状態において、互いに異なるス

プリング収容窓 1 1 2 w 内に配置されて対をなさない（直列に作用しない）第 1 および第 2 内側スプリング S P 1 1, S P 1 2 の間で両者の周方向の端部と当接する。同様に、第 3 プレート部材 1 1 3 X の各スプリング当接部 1 1 3 c も、ダンパ装置 1 0 X の取付状態において、互いに異なるスプリング収容窓 1 1 3 w 内に配置された（対をなさない）第 1 および第 2 内側スプリング S P 1 1, S P 1 2 の間で両者の周方向の端部と当接する。

[0116] また、第 1 中間部材 1 2 X の各スプリング当接部 1 2 c は、タービンランナ 5 側から第 3 プレート部材 1 1 3 X の対応するスプリング収容窓 1 1 3 w 内に差し込まれると共に、互いに対をなす（直列に作用する）第 1 および第 2 内側スプリング S P 1 1, S P 1 2 の間で両者の周方向の端部と当接する。更に、ドリブン部材 1 6 X の各内側スプリング当接部 1 6 c i は、ダンパ装置 1 0 X の取付状態において、ドライブ部材 1 1 X のスプリング当接部 1 1 2 c, 1 1 3 c と同様に、対をなさない（直列に作用しない）第 1 および第 2 内側スプリング S P 1 1, S P 1 2 の間で両者の周方向の端部と当接する。

[0117] 一方、第 1 および第 2 外側スプリング S P 2 1, S P 2 2 は、第 2 中間部材 1 4 X により、1 個ずつ対をなす（直列に作用する）と共に当該第 2 中間部材 1 4 X の周方向に沿って交互に並ぶように支持される。また、ドライブ部材 1 1 X の第 1 プレート部材 1 1 1 X のスプリング当接部 1 1 1 c は、ダンパ装置 1 0 X の取付状態において、対をなさない（直列に作用しない）第 1 および第 2 外側スプリング S P 2 1, S P 2 2 の間で両者の周方向の端部と当接する。更に、第 2 中間部材 1 4 X の各スプリング当接部 1 4 c a, 1 4 c b は、互いに対をなす（直列に作用する）第 1 および第 2 外側スプリング S P 2 1, S P 2 2 の間で両者の周方向の端部と当接する。また、ドリブン部材 1 6 X の各外側スプリング当接部 1 6 c o は、ドライブ部材 1 1 X の各スプリング当接部 1 1 1 c と同様に、対をなさない（直列に作用しない）第 1 および第 2 外側スプリング S P 2 1, S P 2 2 の間で両者の周方向の端部と当接する。

[0118] そして、各中間スプリングSP_mは、第1外側スプリングSP₂₁および第2外側スプリングSP₂₂と周方向に沿って並ぶように、第2中間部材14Xにより支持される。各中間スプリングSP_mは、ダンパ装置10Xの取付状態において、第1中間部材12Xの一对の第2スプリング当接部12dにより周方向における両側から支持されると共に、第2中間部材14Xの一对の第2スプリング当接部14daと一对の第2スプリング当接部14dbとにより周方向における両側から支持される。これにより、第1中間部材12Xと第2中間部材14Xとは、複数の中間スプリングSP_mを介して互いに連結されることになる。なお、中間スプリングSP_mの端部と第2スプリング当接部12d、14da、14dbとの間には、スプリングシートが配置されてもよい。

[0119] 上述のように構成されるダンパ装置10Xにおいても、第1中間部材12Xよりも固有振動数が大きい第2中間部材14Xに対応した第1および第2外側スプリングSP₂₁、SP₂₂の平均取付半径 r_o が、第1中間部材12に対応した第1および第2内側スプリングSP₁₁、SP₁₂の平均取付半径 r_i よりも大きくなっている。すなわち、第1および第2外側スプリングSP₂₁、SP₂₂の軸心は、第1および第2内側スプリングSP₁₁、SP₁₂の軸心よりもダンパ装置10Xの径方向における外側に位置する。更に、ダンパ装置10Xにおいても、第1および第2外側スプリングSP₂₁、SP₂₂は、それぞれの全体が第1および第2内側スプリングSP₁₁、SP₁₂よりも径方向外側に位置するように配置される。これにより、剛性が高い第1および第2外側スプリングSP₂₁、SP₂₂の振れ角（ストローク）をより大きくすることが可能となり、ドライブ部材11Xに対する大きなトルクの伝達を許容しつつ、第1および第2外側スプリングSP₂₁、SP₂₂を低剛性化することができる。この結果、ダンパ装置10Xの等価剛性 k_{eq} をより小さくすると共に、ダンパ装置10Xを含む振動系全体の共振をより低回転側（低周波側）にシフトさせることが可能となる。従って、ダンパ装置10Xにおいても、上記反共振点Aの振動数を当該振動系全

体の共振の周波数により近づけることで、振動減衰性能を極めて良好に向上させることができる。

[0120] また、第2中間部材14Xに第1および第2外側スプリングSP21, SP22を支持させることで、ドライブ部材11Xやドリブン部材16Xに対する第2中間部材14Xの振れ角に応じて撓む第1および第2外側スプリングSP21, SP22と、当該第2中間部材14Xとの相対速度を小さくすることが可能となる。従って、第2中間部材14Xと第1および第2外側スプリングSP21, SP22との間で発生する摩擦力を小さくすることができるので、ダンパ装置10X全体のヒステリシスを低下させることが可能となる。更に、ダンパ装置10Xの第1中間部材12Xは、タービンランナ5に固定されると共に互いに隣り合う第1および第2内側スプリングSP11, SP12の間で両者の周方向の端部に当接するように軸方向に延びる複数のスプリング当接部12cを有する。これにより、ダンパ装置10Xの軸長の増加を抑制しつつ、径方向内側に配置される第1および第2内側スプリングSP11, SP12の双方に第1中間部材12Xを連結すると共に当該第1中間部材12Xをタービンランナ5に連結することが可能となる。

[0121] 図13は、本開示の更に他のダンパ装置10Yを示す断面図である。なお、ダンパ装置10Yの構成要素のうち、上述のダンパ装置10, 10X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。

[0122] 図13に示すダンパ装置10Yのドライブ部材11Yは、上述の第1プレート部材111Xと同様の構造を有する第1プレート部材111Y（第1入力部材）と、当該第1プレート部材111Y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）112Yとを含む。第1プレート部材111Yは、第1外側スプリングSP21の周方向の端部に当接するスプリング当接部（外側当接部）111cを有する。また、第2プレート部材112Yは、複数（例えば3個）のスプリング収容窓と、複数（例えば3個）のスプリング当接部112cとを有する。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収容窓の間に1個ずつ

設けられる。第1および第2プレート部材111Y, 112Yは、上述の第1プレート部材111Xおよび第2プレート部材112Xと同様に構成された嵌合部を介して互いに連結される。

[0123] ダンパ装置10Yの第1中間部材12Yは、上記ダンパ装置10の第1中間部材12のものと同様に構成された環状部材121Yおよび連結部材122Yを有する。ダンパ装置10Yの第2中間部材14Yは、上記ダンパ装置10Xの第1中間部材12Xと同様に構成されている。第2中間部材14Yは、ドライブ部材11Yの第1プレート部材111Yにより回転自在に支持（調心）されると共に、それぞれ複数の第1外側スプリングSP21、第2外側スプリングSP22および中間スプリングSPmを周方向に沿って並ぶように支持する。そして、第2中間部材14Yも、第1中間部材12Yのものよりも大きい固有振動数および第1中間部材12Yのものよりも小さい慣性モーメントを有する。

[0124] ダンパ装置10Yのドリブン部材16Yは、第1出力プレート（第1出力部材）161Yと、第1出力プレート161Yよりもタービンランナ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当該第1出力プレート161Yに連結（固定）される環状の第2出力プレート（第2出力部材）162Yとを含む。第1出力プレート161Yは、板状の環状部材として構成されており、周方向に間隔をおいて（等間隔に）配設された複数（例えば3個）のスプリング収容窓161wと、それぞれ対応するスプリング収容窓161wの内周縁に沿って延びる複数（例えば3個）のスプリング支持部161aと、それぞれ対応するスプリング収容窓161wの外周縁に沿って延びる複数（例えば3個）のスプリング支持部161bと、複数（例えば3個）のスプリング当接部161cとを有する。複数のスプリング当接部161cは、周方向に沿って互いに隣り合うスプリング収容窓161w（スプリング支持部161a, 161b）の間に1個ずつ設けられる。

[0125] ドリブン部材16Yの第2出力プレート162Yは、板状の環状部材として構成されており、周方向に間隔をおいて（等間隔に）配設された複数（例

例えば3個)のスプリング收容窓162wと、それぞれ対応するスプリング收容窓162wの内周縁に沿って延びる複数(例えば3個)のスプリング支持部162aと、それぞれ対応するスプリング收容窓162wの外周縁に沿って延びる複数(例えば3個)のスプリング支持部162bと、複数(例えば3個)の内側スプリング当接部162ciと、複数(例えば4個)の外側スプリング当接部162coとを有する。複数の外側スプリング当接部162coは、複数の内側スプリング当接部162ciよりも径方向外側で周方向に間隔をおいて並ぶ。

[0126] 第1および第2内側スプリングSP11, SP12は、1個ずつ対をなす(直列に作用する)と共に周方向(環状部材121の周方向)に交互に並ぶように、ドリブン部材16Yすなわち第1および第2出力プレート161Y, 162Yの対応するスプリング支持部161a, 161b, 162a, 162bにより支持される。また、ドライブ部材11Yの第2プレート部材112Yの各スプリング当接部112cは、ダンパ装置10Yの取付状態において、対をなさない(直列に作用しない)第1および第2内側スプリングSP11, SP12の間で両者の周方向の端部と当接する。更に、第1中間部材12Yのスプリング当接部121c, 122cは、互いに対をなす(直列に作用する)第1および第2内側スプリングSP11, SP12の間で両者の周方向の端部と当接する。また、ドリブン部材16Yのスプリング当接部161cおよび内側スプリング当接部162ciは、ダンパ装置10の取付状態において、ドライブ部材11Yのスプリング当接部112cと同様に、対をなさない(直列に作用しない)第1および第2内側スプリングSP11, SP12の間で両者の周方向の端部と当接する。

[0127] 一方、第1および第2外側スプリングSP21, SP22は、第2中間部材14Yにより、1個ずつ対をなす(直列に作用する)と共に当該第2中間部材14Yの周方向に沿って交互に並ぶように支持される。また、ドライブ部材11Yの第1プレート部材111Yのスプリング当接部111cは、ダンパ装置10の取付状態において、対をなさない(直列に作用しない)第1

および第2外側スプリングSP21, SP22の間で両者の周方向の端部と当接する。更に、第2中間部材14Yの各スプリング当接部14ca, 14cbは、互いに対をなす（直列に作用する）第1および第2外側スプリングSP21, SP22の間で両者の周方向の端部と当接する。また、ドリブン部材16Yの各外側スプリング当接部162coは、ドライブ部材11Yの各スプリング当接部111cと同様に、対をなさない（直列に作用しない）第1および第2外側スプリングSP21, SP22の間で両者の周方向の端部と当接する。

[0128] そして、各中間スプリングSPmは、第1外側スプリングSP21および第2外側スプリングSP22と周方向に沿って並ぶように、第2中間部材14Yにより支持される。各中間スプリングSPmは、ダンパ装置10の取付状態において、第1中間部材12Yの一对の第2スプリング当接部121dにより周方向における両側から支持されると共に、第2中間部材14Yの一对の第2スプリング当接部14daと一对の第2スプリング当接部14dbとにより周方向における両側から支持される。これにより、第1中間部材12Yと第2中間部材14Yとは、複数の中間スプリングSPmを介して互いに連結されることになる。なお、中間スプリングSPmの端部と第2スプリング当接部121d, 14da, 14dbとの間には、スプリングシートが配置されてもよい。

[0129] 上述のように構成されるダンパ装置10Yにおいても、第1中間部材12Yよりも固有振動数が大きい第2中間部材14Yに対応した第1および第2外側スプリングSP21, SP22の平均取付半径 r_o が、第1中間部材12に対応した第1および第2内側スプリングSP11, SP12の平均取付半径 r_i よりも大きくなっている。すなわち、第1および第2外側スプリングSP21, SP22の軸心は、第1および第2内側スプリングSP11, SP12の軸心よりもダンパ装置10Yの径方向における外側に位置する。更に、ダンパ装置10Yにおいても、第1および第2外側スプリングSP21, SP22は、それぞれの全体が第1および第2内側スプリングSP11,

S P 1 2よりも径方向外側に位置するように配置される。これにより、剛性が高い第1および第2外側スプリングS P 2 1, S P 2 2の振れ角（ストローク）をより大きくすることが可能となり、ドライブ部材1 1 Yに対する大きなトルクの伝達を許容しつつ、第1および第2外側スプリングS P 2 1, S P 2 2を低剛性化することができる。この結果、ダンパ装置1 0 Yの等価剛性 k_{eq} をより小さくすると共に、ダンパ装置1 0 Yを含む振動系全体の共振をより低回転側（低周波側）にシフトさせることが可能となる。従って、ダンパ装置1 0 Yにおいても、上記反共振点Aの振動数を当該振動系全体の共振の周波数により近づけることで、振動減衰性能を極めて良好に向上させることができる。

[0130] また、第2中間部材1 4 Yに第1および第2外側スプリングS P 2 1, S P 2 2を支持させることで、ドライブ部材1 1 Yやドリブン部材1 6 Yに対する第2中間部材1 4 Yの振れ角に応じて撓む第1および第2外側スプリングS P 2 1, S P 2 2と、当該第2中間部材1 4 Yとの相対速度を小さくすることが可能となる。従って、第2中間部材1 4 Yと第1および第2外側スプリングS P 2 1, S P 2 2との間で発生する摩擦力を小さくすることができるので、ダンパ装置1 0 Y全体のヒステリシスを低下させることが可能となる。更に、ダンパ装置1 0 Yの第1中間部材1 2 Yは、タービンランナ5に固定されると共に互いに隣り合う第1および第2内側スプリングS P 1 1, S P 1 2の間に両者の周方向の端部に当接するスプリング当接部1 2 2 cを有する連結部材1 2 2 Yを含む。これにより、ダンパ装置1 0 Yの軸長の増加を抑制しつつ、径方向内側に配置される第1および第2内側スプリングS P 1 1, S P 1 2の双方に第1中間部材1 2 Yを連結すると共に当該第1中間部材1 2 Yをタービンランナ5に連結することが可能となる。

[0131] 図1 4は、本開示の他のダンパ装置1 0 Zを示す断面図である。なお、ダンパ装置1 0 Yの構成要素のうち、上述のダンパ装置1 0から1 0 Y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。

[0132] 図1 4に示すダンパ装置1 0 Zのドライブ部材1 1 Zは、図1 3に示すダ

ンパ装置 10Y のドライブ部材 11Y と基本的に同一のものであり、第 1 および第 2 プレート部材 111Z, 112Z を含む。更に、ドリブン部材 16Z は、ダンパ装置 10Y のドリブン部材 16Y と基本的に同一のものであり、第 1 および第 2 出力プレート 161Z, 162Z を含む。また、第 1 中間部材 12Z の連結部材 122Z は、ダンパ装置 10Y の連結部材 122Y と基本的に同一のものである。これに対して、第 1 中間部材 12Z の環状部材 121Z は、第 2 スプリング当接部 121d を有していない点でダンパ装置 10Y の環状部材 121Y と相違している。更に、ダンパ装置 10Z の第 2 中間部材 14Z は、タービンランナ 5 により回転自在に支持（調心）され、それぞれ複数の第 1 外側スプリング SP21 および第 2 外側スプリング SP22 を周方向に沿って並ぶように支持するものである。第 2 中間部材 14X も、第 1 中間部材 12Z のものよりも大きい固有振動数および第 1 中間部材 12Z のものよりも小さい慣性モーメントを有する。

- [0133] タービンランナ 5 のタービンシェル 50 には、第 1 および第 2 内側スプリング SP11, SP12 と、第 1 および第 2 外側スプリング SP21, SP22 とのダンパ装置 10Z の径方向における間に位置するように環状の支持部 50s が固定されている。当該支持部 50s からは、複数（例えば 4 個）のスプリング当接部 50d が周方向に間隔をおいて径方向に延出されている。スプリング当接部 50d は、2 個（一对）ずつ近接するようにタービンランナ 5 の軸心に関して対称に形成され、互いに対をなす 2 個のスプリング当接部 50d は、例えば中間スプリング SPm の自然長に応じた間隔をおいて周方向に並ぶ。また、第 2 中間部材 14Z には、支持部 50s により径方向に支持される被支持部 14s が形成されている。更に、第 2 中間部材 14Z からは、複数（例えば 4 個）の第 2 スプリング当接部 14d が周方向に間隔をおいて径方向に延出されている。第 2 スプリング当接部 14d は、2 個（一对）ずつ近接するようにタービンランナ 5 の軸心に関して対称に形成され、互いに対をなす 2 個の第 2 スプリング当接部 14d は、例えば中間スプリング SPm の自然長に応じた間隔をおいて周方向に並ぶ。

[0134] 複数の中間スプリングSP_mは、それぞれタービンランナ5の支持部50sにより径方向に支持される。また、ダンパ装置10Zの取付状態において、各中間スプリングSP_mは、タービンランナ5の一对のスプリング当接部50dにより周方向における両側から支持されると共に、第2中間部材14Zの一对の第2スプリング当接部14dにより周方向における両側から支持される。これにより、タービンランナ5と一体に回転する第1中間部材12Zと、第2中間部材14Zとは、複数の中間スプリングSP_mを介して互いに連結されることになる。そして、中間スプリングSP_mは、第1および第2外側スプリングSP₂₁, SP₂₂と第1および第2内側スプリングSP₁₁, SP₁₂とのダンパ装置10Zの径方向における間に配置される。また、ダンパ装置10Zにおいて、中間スプリングSP_mは、ダンパ装置10Zの径方向からみて第1および第2外側スプリングSP₂₁, SP₂₂の少なくとも何れか一方および第1および第2内側スプリングSP₁₁, SP₁₂の少なくとも何れか一方と軸方向に部分的に重なる。なお、中間スプリングSP_mの端部とスプリング当接部50dおよび第2スプリング当接部14dとの間には、スプリングシートが配置されてもよい。

[0135] 上述のように構成されるダンパ装置10Zにおいても、第1中間部材12Zよりも固有振動数が大きい第2中間部材14Zに対応した第1および第2外側スプリングSP₂₁, SP₂₂の平均取付半径 r_o が、第1中間部材12Zに対応した第1および第2内側スプリングSP₁₁, SP₁₂の平均取付半径 r_i よりも大きくなっている。すなわち、第1および第2外側スプリングSP₂₁, SP₂₂の軸心は、第1および第2内側スプリングSP₁₁, SP₁₂の軸心よりもダンパ装置10Zの径方向における外側に位置する。更に、ダンパ装置10Zにおいても、第1および第2外側スプリングSP₂₁, SP₂₂は、それぞれの全体が第1および第2内側スプリングSP₁₁, SP₁₂よりも径方向外側に位置するように配置される。これにより、剛性が高い第1および第2外側スプリングSP₂₁, SP₂₂の振れ角（ストローク）をより大きくすることが可能となり、ドライブ部材11Zに対する

大きなトルクの伝達を許容しつつ、第1および第2外側スプリングSP21, SP22を低剛性化することができる。この結果、ダンパ装置10Zの等価剛性 k_{eq} をより小さくすると共に、ダンパ装置10Zを含む振動系全体の共振をより低回転側（低周波側）にシフトさせることが可能となる。従って、ダンパ装置10Zにおいても、上記反共振点Aの振動数を当該振動系全体の共振の周波数により近づけることで、振動減衰性能を極めて良好に向上させることができる。

[0136] また、第2中間部材14Zに第1および第2外側スプリングSP21, SP22を支持させることで、ドライブ部材11Zやドリブン部材16Zに対する第2中間部材14Zの振れ角に応じて撓む第1および第2外側スプリングSP21, SP22と、当該第2中間部材14Zとの相対速度を小さくすることが可能となる。従って、第2中間部材14Zと第1および第2外側スプリングSP21, SP22との間で発生する摩擦力を小さくすることができるので、ダンパ装置10Z全体のヒステリシスを低下させることが可能となる。更に、ダンパ装置10Zの第1中間部材12Zも、タービンランナ5に固定されると共に互いに隣り合う第1および第2内側スプリングSP11, SP12の間で両者の周方向の端部に当接するスプリング当接部122cを有する連結部材122Zを含む。これにより、ダンパ装置10Zの軸長の増加を抑制しつつ、径方向外側に配置される第1および第2内側スプリングSP11, SP12の双方に第1中間部材12Zを連結すると共に当該第1中間部材12Zをタービンランナ5に連結することが可能となる。また、中間スプリングSPmを第1および第2外側スプリングSP21, SP22と第1および第2内側スプリングSP11, SP12とのダンパ装置10Zの径方向における間に配置することで、スプリングSP11～SPmの振れ角（ストローク）を良好に確保することが可能となる。

[0137] なお、ダンパ装置10Zにおいて、各中間スプリングSPmは、第1中間部材12Z（例えば連結部材122）により径方向に支持されてもよい。この場合、中間スプリングSPmを周方向における両側から支持する複数の第

2 スプリング当接部が第1中間部材12Zに設けられてもよい。

[0138] 図15は、本開示の更に他のダンパ装置10Vを示す断面図である。なお、ダンパ装置10Vの構成要素のうち、上述のダンパ装置10から10Z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。

[0139] 図15に示すダンパ装置10Vは、ドライブ部材11Vと第1中間部材12Vとの間に配置されて回転トルクを伝達する複数の第1スプリング（第1弾性体）SP1、第1中間部材12Vとドリブン部材16Vとの間に配置されて回転トルクを伝達する複数の第2スプリング（第2弾性体）SP2、ドライブ部材11Vと第2中間部材14Vとの間に配置されて回転トルクを伝達する複数の第3スプリング（第3弾性体）SP3、第2中間部材14Vとドリブン部材16Vとの間に配置されて回転トルクを伝達する複数の第4スプリング（第4弾性体）SP4、および第1中間部材12Vと第2中間部材14Vとの間に配置されて回転トルクを伝達する複数の中間スプリング（第5弾性体）SPmを含む。

[0140] また、ダンパ装置10Vでは、第1スプリングSP1の剛性すなわちばね定数を“ k_{11} ”とし、第2スプリングSP2の剛性すなわちばね定数を“ k_{12} ”とし、第3スプリングSP3の剛性すなわちばね定数を“ k_{21} ”とし、第4スプリングSP4の剛性すなわちばね定数を“ k_{22} ”としたときに、ばね定数 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} および k_{22} が、 $k_{11} \neq k_{21}$ 、かつ $k_{11}/k_{21} \neq k_{12}/k_{22}$ という関係を満たすように選択される。ばね定数 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} および k_{22} が、 $k_{11} \neq k_{21}$ 、かつ $k_{11}/k_{21} \neq k_{12}/k_{22}$ という関係を満たすように選択される。より詳細には、ばね定数 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} 、および k_{22} は、 $k_{11}/k_{21} < k_{12}/k_{22}$ 、および $k_{11} < k_{12} < k_{22} < k_{21}$ という関係を満たす。すなわち、第3および第4スプリングSP3、SP4のばね定数 k_{21} 、 k_{22} の大きい方（ k_{21} ）は、第1および第2スプリングSP1、SP2のばね定数 k_{11} 、 k_{12} の大きい方（ k_{12} ）よりも大きくなる。更に、中間スプリングSPmの剛性すなわちばね定数を“ k_m ”としたときに、ばね定数 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} 、 k_{22} および k_m は、 $k_{11} < k_m < k_{12} < k_{22} < k_{21}$ という関係を満たす。

[0141] 図15に示すダンパ装置10Vのドライブ部材11Vは、単板式のロックアップクラッチのロックアップピストンまたは多板式のロックアップクラッチのクラッチドラムと一体に回転するように連結されるものであり、複数の第1のスプリング当接部111cと、複数の第2のスプリング当接部112cとを有する。ドライブ部材11Vの外周部は、ロックアップピストンまたクラッチドラムと係合する。また、複数の第1のスプリング当接部111cは、ドライブ部材11Vの外周部からダンパ装置10Vの径方向における内側に延出されている。更に、ダンパ装置10Vにおいて、複数の第2のスプリング当接部112cは、ドライブ部材11Vの外周部からタービンランナ5に向けてダンパ装置10Vの軸方向に延出されると共にダンパ装置10Vの径方向における内側に延出されている。これにより、第1および第2のスプリング当接部111cおよび112cは、ダンパ装置10Vの軸方向において互いに離間する。

[0142] ダンパ装置10Vの第1中間部材12Vは、第2中間部材14Vに近接するように配置される第1プレート部材121Vと、当該第1プレート部材121Vよりもダンパ装置10Vの軸方向における図示しないフロントカバー側に配置される第2プレート部材122Vと、第1プレート部材121Vよりも第2中間部材14V側に配置される第3プレート部材123Vとを含む。第1から第3プレート部材121V、122V、123Vは、それぞれ環状に形成されており、複数のリベットを介して互いに連結される。図示するように、第1プレート部材121Vは、複数の内側スプリング収容窓121wiと、複数の外側スプリング収容窓121woと、それぞれ複数のスプリング支持部1211、1212、1214と、複数の内側スプリング当接部121ciと、複数の外側スプリング当接部121coとを有する。

[0143] 複数の内側スプリング収容窓121wiは、それぞれ円弧状に延びると共に第1プレート部材121Vの内周部に周方向に間隔をおいて（等間隔に）配設されている。複数のスプリング支持部1211は、それぞれ対応する内側スプリング収容窓121wiの内周縁に沿って延びると共に周方向に間隔

において（等間隔に）並ぶ。複数のスプリング支持部 1 2 1 2 は、それぞれ対応する内側スプリング収容窓 1 2 1 w i の外周縁に沿って延びると共に周方向に間隔を置いて（等間隔に）並んで対応するスプリング支持部 1 2 1 1 と第 1 プレート部材 1 2 1 V の径方向において対向する。また、内側スプリング当接部 1 2 1 c i は、周方向に沿って互いに隣り合う内側スプリング収容窓 1 2 1 w i （スプリング支持部 1 2 1 1, 1 2 1 2）の間に 1 個ずつ設けられる。複数の外側スプリング収容窓 1 2 1 w o は、それぞれ円弧状に延びると共に内側スプリング収容窓 1 2 1 w i よりも径方向外側に位置するように第 1 プレート部材 1 2 1 V の外周部に周方向に間隔を置いて配設されている。複数のスプリング支持部 1 2 1 4 は、それぞれ対応する外側スプリング収容窓 1 2 1 w o の外周縁に沿って延びると共に周方向に間隔を置いて（等間隔に）並ぶ。また、外側スプリング当接部 1 2 1 c o は、周方向に沿って互いに隣り合う外側スプリング収容窓 1 2 1 w o （スプリング支持部 1 2 1 4）の間に 1 個ずつ設けられる。

[0144] 第 2 プレート部材 1 2 2 V は、複数の内側スプリング収容窓 1 2 2 w i と、複数の外側スプリング収容窓 1 2 2 w o と、それぞれ複数のスプリング支持部 1 2 2 1, 1 2 2 2, 1 2 2 3, 1 2 2 4 と、複数の内側スプリング当接部 1 2 2 c i と、複数の外側スプリング当接部 1 2 2 c o とを有する。複数の内側スプリング収容窓 1 2 2 w i は、それぞれ円弧状に延びると共に第 2 プレート部材 1 2 2 V の内周部に周方向に間隔を置いて（等間隔に）配設されている。複数のスプリング支持部 1 2 2 1 は、それぞれ対応する内側スプリング収容窓 1 2 2 w i の内周縁に沿って延びると共に周方向に間隔を置いて（等間隔に）並ぶ。複数のスプリング支持部 1 2 2 2 は、それぞれ対応する内側スプリング収容窓 1 2 2 w i の外周縁に沿って延びると共に周方向に間隔を置いて（等間隔に）並んで対応するスプリング支持部 1 2 2 1 と第 2 プレート部材 1 2 2 V の径方向において対向する。また、内側スプリング当接部 1 2 2 c i は、周方向に沿って互いに隣り合う内側スプリング収容窓 1 2 2 w i （スプリング支持部 1 2 2 1, 1 2 2 2）の間に 1 個ずつ設けら

れる。

[0145] 複数の外側スプリング収容窓 1 2 2 w o は、それぞれ円弧状に延びると共に内側スプリング収容窓 1 2 2 w i よりも径方向外側に位置するように第 2 プレート部材 1 2 2 V の外周部に周方向に間隔をおいて配設されている。複数のスプリング支持部 1 2 2 3 は、それぞれ対応する外側スプリング収容窓 1 2 2 w o の内周縁に沿って延びると共に周方向に間隔をおいて（等間隔に）並ぶ。複数のスプリング支持部 1 2 2 4 は、それぞれ対応する外側スプリング収容窓 1 2 2 w o の外周縁に沿って延びると共に周方向に間隔をおいて（等間隔に）並んで対応するスプリング支持部 1 2 2 3 と第 2 プレート部材 1 2 2 V の径方向において対向する。また、外側スプリング当接部 1 2 2 c o は、周方向に沿って互いに隣り合う外側スプリング収容窓 1 2 2 w o （スプリング支持部 1 2 2 3， 1 2 2 4）の間に 1 個ずつ設けられる。

[0146] 第 3 プレート部材 1 2 3 V は、複数のスプリング当接部 1 2 3 d を有する。スプリング当接部 1 2 3 d は、2 個（一对）ずつ近接するように第 3 プレート部材 1 2 3 V の軸心に関して対称に形成され、互いに対をなす 2 個のスプリング当接部 1 2 3 d は、例えば中間スプリング S P m の自然長に応じた間隔をおいて周方向に並ぶ。図 1 5 に示すように、第 3 プレート部材 1 2 3 V の内周部は、スプリング支持部 1 2 1 2 と外側スプリング当接部 1 2 1 c o との径方向における間で第 2 中間部材 1 4 V 側に突出するように、複数のリベットを介して第 1 および第 2 プレート部材 1 2 1 V， 1 2 2 V に連結（固定）される。

[0147] ダンパ装置 1 0 V の第 2 中間部材 1 4 V は、タービンランナ 5 に近接するように配置される第 1 プレート部材 1 4 1 V と、当該第 1 プレート部材 1 4 1 V よりも図示しないフロントカバーすなわちエンジン側（図中右側）に配置される第 2 プレート部材 1 4 2 V と、当該第 2 プレート部材 1 4 2 V よりもフロントカバー側に配置される第 3 プレート部材 1 4 3 V とを含む。第 1 から第 3 プレート部材 1 4 1 V， 1 4 2 V， 1 2 4 V は、それぞれ環状に形成されており、複数のリベットを介して互いに連結される。

[0148] 第1プレート部材141Vは、それぞれ円弧状に延びると共に周方向に間隔をおいて（等間隔に）配設された複数のスプリング收容窓141wと、それぞれ対応するスプリング收容窓141wの内周縁に沿って延びると共に周方向に間隔をおいて（等間隔に）並ぶ複数のスプリング支持部1411と、それぞれ対応するスプリング收容窓141wの外周縁に沿って延びると共に周方向に間隔をおいて（等間隔に）並んで対応するスプリング支持部1411と第1プレート部材141Vの径方向において対向する複数のスプリング支持部1412と、複数の内側スプリング当接部141ciと、複数のスプリング支持部1412よりも径方向外側に形成された環状のスプリング支持部1413と、複数のスプリング支持部1412よりも径方向外側に形成された複数の外側スプリング当接部141coとを有する。

[0149] 第1プレート部材141Vの複数の内側スプリング当接部141ciは、周方向に沿って互いに隣り合うスプリング收容窓141w（スプリング支持部1411，1412）の間に1個ずつ設けられる。また、環状のスプリング支持部1413は、複数の第3スプリングSP3の外周部やタービンランナ5側（変速機側）の側部（図15における左側の側部）および当該側部の内周側、フロントカバー側の側部の外周側（肩部）を支持（ガイド）するように形成されている。更に、複数の外側スプリング当接部141coは、環状のスプリング支持部1413内に突出するように周方向に間隔をおいて形成されている。

[0150] 第2プレート部材142Vは、それぞれ円弧状に延びると共に周方向に間隔をおいて（等間隔に）配設された複数のスプリング收容窓142wと、それぞれ対応するスプリング收容窓142wの内周縁に沿って延びると共に周方向に間隔をおいて（等間隔に）並ぶ複数のスプリング支持部1421と、それぞれ対応するスプリング收容窓142wの外周縁に沿って延びると共に周方向に間隔をおいて（等間隔に）並んで対応するスプリング支持部1421と第2プレート部材142Vの径方向において対向する複数のスプリング支持部1422と、複数の内側スプリング当接部142ciと、複数のスプ

リング支持部 1 4 2 2 よりも径方向外側に形成された複数の外側スプリング当接部 1 4 2 c o とを有する。第 2 プレート部材 1 4 2 V の複数の内側スプリング当接部 1 4 2 c i は、周方向に沿って互いに隣り合うスプリング収容窓 1 4 2 w (スプリング支持部 1 4 2 1, 1 4 2 2) の間に 1 個ずつ設けられる。また、複数の外側スプリング当接部 1 4 2 c o は、ダンパ装置 1 0 V の径方向に突出するように周方向に間隔をおいて形成されている。

[0151] 第 3 プレート部材 1 4 3 V は、環状のスプリング支持部 1 4 3 1 と、複数のスプリング当接部 1 4 3 d とを有する。スプリング支持部 1 4 3 1 は、複数の中間スプリング S P m の外周部やタービンランナ 5 側 (変速機側) の側部 (図 1 5 における左側の側部)、フロントカバー側の側部の外周側 (肩部) を支持 (ガイド) するように形成されている。スプリング当接部 1 4 3 d は、2 個 (一対) ずつ近接するように第 3 プレート部材 1 4 3 V の軸心に関して対称に形成され、互いに対をなす 2 個のスプリング当接部 1 4 3 d は、例えば中間スプリング S P m の自然長に応じた間隔をおいて周方向に並ぶ。図 1 5 に示すように、第 3 プレート部材 1 4 3 V の内周部は、スプリング支持部 1 4 2 2 と外側スプリング当接部 1 4 2 c o との径方向における間で図示しないフロントカバー側 (第 1 中間部材 1 2 V 側) に突出するように、複数のリベットを介して第 1 および第 2 プレート部材 1 4 1 V, 1 4 2 V に連結 (固定) される。

[0152] ダンパ装置 1 0 V のドリブン部材 1 6 V の内周部は、タービンランナ 5 と共に図示しないダンパハブにリベットを介して固定される。図示するように、ドリブン部材 1 6 V は、複数の第 1 のスプリング当接部 1 6 1 c と、複数の第 2 のスプリング当接部 1 6 2 c とを有する。ダンパ装置 1 0 V において、複数の第 1 のスプリング当接部 1 6 1 c は、ドリブン部材 1 6 V の内周部からダンパ装置 1 0 V の径方向における外側に延出されている。また、複数の第 2 のスプリング当接部 1 6 2 c は、ドリブン部材 1 6 V の内周部からタービンランナ 5 に向けてダンパ装置 1 0 V の軸方向に延出されると共にダンパ装置 1 0 V の径方向における外側に延出されている。これにより、第 1 お

よび第2のスプリング当接部161cおよび162cも、ダンパ装置10Vの軸方向において互いに離間する。

[0153] 図15に示すように、第1中間部材12Vの第1および第2プレート部材121V、122Vは、スプリング支持部1211～1214が対応するスプリング当接部1221～1224と対向するように連結される。また、ダンパ装置10Vにおいて、第1中間部材12Vは、第2中間部材14Vから軸方向に離間して当該第2中間部材14Vよりも図示しないフロントカバー側に位置すると共に、その最外周部が第2中間部材14Vの最外周部よりも径方向内側に位置するように配置される。更に、第1プレート部材121Vのスプリング支持部1211、1212および第2プレート部材122Vのスプリング支持部1221、1222は、対応する第2スプリングSP2を支持（ガイド）する。すなわち、複数の第4スプリングSP4は、周方向に間隔をおいて並ぶように第1および第2プレート部材141V、142Vにより支持される。第1プレート部材121Vのスプリング支持部1214および第2プレート部材122Vのスプリング支持部1223、1224は、対応する第1スプリングSP1を支持（ガイド）する。すなわち、複数の第1スプリングSP1は、複数の第2スプリングSP2よりも径方向外側で周方向に間隔をおいて並ぶように第1および第2プレート部材141V、142Vにより支持される。そして、第1および第2プレート部材121V、122Vの軸方向における間には、ドライブ部材11Vの第1のスプリング当接部111cが径方向外側から差し込まれると共に、ドリブン部材16Vの第1のスプリング当接部161cが径方向内側から差し込まれる。

[0154] ドライブ部材11Vの第1のスプリング当接部111cは、ダンパ装置10Vの取付状態において、互いに隣り合う第1スプリングSP1の間で両者の周方向の端部と当接する。また、第1中間部材12Vの外側スプリング当接部121co、122coは、ダンパ装置10Vの取付状態において、互いに隣り合う第1スプリングSP1のドライブ部材11Vのスプリング当接部111cと当接していない周方向の端部と当接する。更に、第1中間部材

12Vの内側スプリング当接部121ci, 122ciは、ダンパ装置10Vの取付状態において、互いに隣り合う第2スプリングSP2の間で両者の周方向の端部と当接する。また、ドリブン部材16Vの第1のスプリング当接部161cは、ダンパ装置10Vの取付状態において、互いに隣り合う第2スプリングSP2の第1中間部材12Vの内側スプリング当接部121ci, 122ciと当接していない周方向の端部と当接する。これにより、ドライブ部材11Vと第1中間部材12Vとが並列に作用する複数の第1スプリングSP1を介して連結されると共に、第1中間部材12Vとドリブン部材16Vとが並列に作用する複数の第2スプリングSP2を介して連結される。従って、ドライブ部材11Vおよびドリブン部材16Vは、複数の第1スプリングSP1、第1中間部材12Vおよび複数の第2スプリングSP2を介して連結される。

[0155] 図15に示すように、第2中間部材14Vの第1および第2プレート部材141V, 142Vは、対応するスプリング支持部1411および1421同士が互いに対向すると共に、対応するスプリング支持部1412および1422同士が互いに対向するように連結される。また、第2中間部材14Vの第1プレート部材141Vのスプリング支持部1413は、複数の第3スプリングSP3を周方向に間隔をおいて並ぶように支持する。更に、第1プレート部材141Vのスプリング支持部1411, 1412および第2プレート部材142Vのスプリング支持部1421, 1422は、対応する第4スプリングSP4を支持（ガイド）する。すなわち、複数の第4スプリングSP4は、複数の第3スプリングSP3よりも径方向内側で周方向に間隔をおいて並ぶように第1および第2プレート部材141V, 142Vにより支持される。更に、第1および第2プレート部材141V, 142Vの軸方向における間には、ドライブ部材11Vの第2のスプリング当接部112cが径方向外側から差し込まれると共に、ドリブン部材16Vの第2のスプリング当接部162cが径方向内側から差し込まれる。

[0156] ドライブ部材11Vの第2のスプリング当接部112cは、ダンパ装置1

0 Vの取付状態において、互いに隣り合う第3スプリングSP3の間で両者の周方向の端部と当接する。また、第2中間部材14Vの外側スプリング当接部141co, 142coは、ダンパ装置10Vの取付状態において、互いに隣り合う第3スプリングSP3のドライブ部材11Vのスプリング当接部112cと当接していない周方向の端部と当接する。更に、第2中間部材14Vの内側スプリング当接部141ci, 142ciは、ダンパ装置10Vの取付状態において、互いに隣り合う第4スプリングSP4の間で両者の周方向の端部と当接する。また、ドリブン部材16Vの第2のスプリング当接部162cは、ダンパ装置10Vの取付状態において、互いに隣り合う第4スプリングSP4の第2中間部材14Vの内側スプリング当接部141ci, 142ciと当接していない周方向の端部と当接する。これにより、ドライブ部材11Vと第2中間部材14Vとが並列に作用する複数の第3スプリングSP3を介して連結されると共に、第2中間部材14Vとドリブン部材16Vとが並列に作用する複数の第4スプリングSP4を介して連結される。従って、ドライブ部材11Vおよびドリブン部材16Vは、複数の第3スプリングSP3、第2中間部材14Vおよび複数の第4スプリングSP4を介して連結される。

[0157] また、各中間スプリングSPmは、それぞれ第2中間部材14Vの第3プレート部材143Vのスプリング支持部1431により支持され、第1および第2スプリングSP1, SP2と第3および第4スプリングSP3, SP4との軸方向における間で、当該軸方向からみて第1スプリングSP1および第3スプリングSP3と径方向に部分的に重なり合う。更に、ダンパ装置10Vの取付状態において、第1中間部材12Vに含まれる第3プレート部材123Vの一对のスプリング当接部123dは、それぞれ中間スプリングSPmの対応する周方向の端部と当接する。また、第2中間部材14Vに含まれる第3プレート部材143Vの一对のスプリング当接部143dも、それぞれ中間スプリングSPmの対応する周方向の端部と当接する。これにより、ダンパ装置10Vの取付状態において、各中間スプリングSPmは、第

1 中間部材 1 2 V すなわち第 3 プレート部材 1 2 3 V の一対のスプリング当接部 1 2 3 d により周方向における両側から支持されると共に、第 2 中間部材 1 4 V すなわち第 3 プレート部材 1 4 3 V の一対のスプリング当接部 1 4 3 d により周方向における両側から支持される。従って、第 1 中間部材 1 2 V と第 2 中間部材 1 4 V とは、複数の中間スプリング S P m を介して互いに連結されることになる。なお、中間スプリング S P m の端部とスプリング当接部 1 2 3 d, 1 4 3 d との間には、スプリングシートが配置されてもよい。

[0158] 上述のダンパ装置 1 0 V において、第 3 スプリング S P 3 の取付半径 r_{SP3} は、第 1、第 2 および第 4 スプリング S P 1, S P 2, S P 4 の取付半径 r_{SP1} , r_{SP2} , r_{SP4} よりも大きく定められている。また、第 1 スプリング S P 1 の取付半径 r_{SP1} は、第 2 および第 4 スプリング S P 2, S P 4 の取付半径 r_{SP2} , r_{SP4} よりも大きく定められている。更に、第 4 スプリング S P 4 の取付半径 r_{SP4} は、第 2 スプリング S P 2 の取付半径 r_{SP2} よりも大きく定められている。そして、ダンパ装置 1 0 V においても、第 2 中間部材 1 4 V の固有振動数 (f_{22}) は、第 1 中間部材 1 2 V の固有振動数 (f_{21}) よりも大きく、第 1 中間部材 1 2 V よりも固有振動数が多い第 2 中間部材 1 4 V に対応した第 3 および第 4 スプリング S P 3, S P 4 の平均取付半径 r_o が、第 1 中間部材 1 2 に対応した第 1 および第 2 スプリング S P 1, S P 2 の平均取付半径 r_i よりも大きくなっている。すなわち、第 1 から第 4 スプリング S P 1 ~ S P 4 のうち、最も大きいばね定数（剛性）を有する第 3 スプリング S P 3 の軸心は、第 1 および第 2 スプリング S P 1, S P 2（並びに第 4 スプリング S P 4）の軸心よりもダンパ装置 1 0 V の径方向における外側に位置する。また、ダンパ装置 1 0 V において、第 3 スプリング S P 3 は、軸方向からみて第 1 スプリング S P 1 と径方向に部分的に重なり合うように、第 1 および第 2 スプリング S P 1, S P 2（並びに第 4 スプリング S P 4）の径方向外側に配置されることになる。

[0159] これにより、剛性が高い第 3 スプリング S P 3 の振れ角（ストローク）を

より大きくすることが可能となり、ドライブ部材 11 V に対する大きなトルクの伝達を許容しつつ、第 3 スプリング S P 3 を低剛性化することができる。この結果、ダンパ装置 10 V の等価剛性 k_{eq} をより小さくすると共に、ダンパ装置 10 V を含む振動系全体の共振をより低回転側（低周波側）にシフトさせることが可能となる。従って、ダンパ装置 10 V においても、上記反共振点 A の振動数を当該振動系全体の共振の周波数により近づけることで、振動減衰性能を極めて良好に向上させることができる。また、第 2 中間部材 14 V に第 3 スプリング S P 3 を支持させることで、ドライブ部材 11 V やドリブン部材 16 V に対する第 2 中間部材 14 V の捩れ角に応じて撓む第 3 スプリング S P 3 と、当該第 2 中間部材 14 V との相対速度を小さくすることが可能となる。従って、第 2 中間部材 14 V と第 3 スプリング S P 3 との間で発生する摩擦力を小さくすることができるので、ダンパ装置 10 V 全体のヒステリシスを低下させることが可能となる。

[0160] 更に、第 3 スプリング S P 3 は、第 4 スプリング S P 4 のダンパ装置 10 V の径方向における外側に配置され、第 1 および第 2 スプリング S P 1, S P 2 は、第 3 および第 4 スプリング S P 3, S P 4 からダンパ装置 10 V の軸方向に離間するように配置され、第 1 スプリング S P 1 は、第 2 スプリング S P 2 の当該径方向における外側に配置される。これにより、第 1 から第 4 スプリング S P 1 ~ S P 4 のばね定数（剛性）や配置数、捩れ角（ストローク）等の設定の自由度を高くすることが可能となる。また、ダンパ装置 10 V において、第 3 スプリング S P 3 の軸心と、第 4 スプリング S P 4 の軸心とは、中心軸 C A に直交する第 1 の平面に含まれる。更に、第 1 スプリング S P 1 の軸心と、第 2 スプリング S P 2 の軸心とは、中心軸 C A に直交すると共に上記第 1 の平面からダンパ装置 10 V の軸方向に離間した第 2 の平面に含まれる。これにより、ダンパ装置 10 V の軸長の増加を抑制することが可能となる。更に、中間スプリング S P m を第 1 および第 2 スプリング S P 1, S P 2 と第 3 および第 4 スプリング S P 3, S P 4 との軸方向における間に配置することで、中間スプリング S P m の剛性や配置数、捩れ角（ス

トローク)等の設定の自由度を高くすることができる。

[0161] なお、第3および第4スプリングSP3, SP4の軸心は、中心軸CAに直交する上記第1の平面に含まれていなくてもよく、第1および第2スプリングSP1, SP2の軸心は、中心軸CAに直交する上記第2の平面に含まれていなくてもよい。また、ダンパ装置10Vにおいて、各中間スプリングSPmは、第1中間部材12V(例えば第3プレート123V)により支持されてもよい。

[0162] 図16は、本開示の他のダンパ装置10Wを示す断面図である。なお、ダンパ装置10Wの構成要素のうち、上述のダンパ装置10から10V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。

[0163] 図16に示すダンパ装置10Wのドライブ部材11Wは、単板式のロックアップクラッチのロックアップピストンまたは多板式のロックアップクラッチのクラッチドラムと一体に回転するように連結されるものであり、それぞれ環状に形成された第1プレート部材111Wおよび第2プレート部材112Wを含む。第1プレート部材111Wは、それぞれダンパ装置10Wの径方向に延在するように周方向に間隔をおいて形成された複数のスプリング当接部111cを有し、当該第1プレート部材111Wの外周部は、ロックアップピストンまたクラッチドラムと係合する。第2プレート部材112Wは、それぞれダンパ装置10Wの径方向に延在するように周方向に間隔をおいて形成された複数のスプリング当接部112cを有し、第1プレート部材111Wに一体に回転するように連結される。第1および第2プレート部材111W, 112Wが互いに連結された際、複数のスプリング当接部111cと複数のスプリング当接部112cとは、ダンパ装置10Wの軸方向および径方向において互いに離間する。

[0164] ダンパ装置10Wの第1中間部材12Wは、環状のスプリング支持部12bと、複数の内側スプリング当接部12cと、当該内側スプリング当接部12cよりも径方向外側に形成された複数の外側スプリング当接部12dとを有する。スプリング支持部12bは、複数の中間スプリングSPmの外周部

やフロントカバー側（変速機側）の側部（図 16 における右側の側部）、タービンランナ側の側部の外周側（肩部）を支持（ガイド）するように形成されている。複数の内側スプリング当接部 12c は、スプリング支持部 12b の内周部から周方向に間隔をおいて径方向内側に突出するように形成されている。外側スプリング当接部 12d は、2 個（一对）ずつ近接するように第 1 中間部材 12W の軸心に関して対称に形成され、互いに対をなす 2 個の外側スプリング当接部 12d は、例えば中間スプリング S P m の自然長に応じた間隔をおいて周方向に並ぶ。

[0165] ダンパ装置 10W の第 2 中間部材 14W は、図示しないタービンランナに近接するように配置される第 1 プレート部材 141W と、当該第 1 プレート部材 141W よりも図示しないフロントカバーすなわちエンジン側（図中右側）に配置される第 2 プレート部材 142W と、当該第 2 プレート部材 142W よりもフロントカバー側に配置される第 3 プレート部材 143W とを含む。第 1 から第 3 プレート部材 141W, 142W, 143W は、それぞれ環状に形成されており、複数のリベットを介して互いに連結される。

[0166] 第 1 プレート部材 141W は、複数の内側スプリング収容窓 141wi と、複数の外側スプリング収容窓 141wo と、それぞれ複数のスプリング支持部 1411, 1412, 1413, 1414 と、複数の内側スプリング当接部 141ci と、複数の外側スプリング当接部 141co とを有する。複数の内側スプリング収容窓 141wi は、それぞれ円弧状に延びると共に第 1 プレート部材 141W の内周部に周方向に間隔をおいて（等間隔に）配設されている。複数のスプリング支持部 1411 は、それぞれ対応する内側スプリング収容窓 141wi の内周縁に沿って延びると共に周方向に間隔をおいて（等間隔に）並ぶ。複数のスプリング支持部 1412 は、それぞれ対応する内側スプリング収容窓 141wi の外周縁に沿って延びると共に周方向に間隔をおいて（等間隔に）並んで対応するスプリング支持部 1411 と第 1 プレート部材 141W の径方向において対向する。また、内側スプリング当接部 141ci は、周方向に沿って互いに隣り合う内側スプリング収容窓

141wi（スプリング支持部1411，1412）の間に1個ずつ設けられる。

[0167] 複数の外側スプリング收容窓141woは、それぞれ円弧状に延びると共に内側スプリング收容窓141wiよりも径方向外側に位置するように第1プレート部材141Wの外周部に周方向に間隔をおいて配設されている。複数のスプリング支持部1413は、それぞれ対応する外側スプリング收容窓141woの内周縁に沿って延びると共に周方向に間隔をおいて（等間隔に）並ぶ。複数のスプリング支持部1414は、それぞれ対応する外側スプリング收容窓141woの外周縁に沿って延びると共に周方向に間隔をおいて（等間隔に）並んで対応するスプリング支持部1413と第1プレート部材141Wの径方向において対向する。更に、外側スプリング当接部141coは、周方向に沿って互いに隣り合う外側スプリング收容窓141wo（スプリング支持部1413，1414）の間に1個ずつ設けられる。

[0168] 第2プレート部材142Wは、複数の内側スプリング收容窓142wiと、複数の外側スプリング收容窓142woと、それぞれ複数のスプリング支持部1421，1422，1423，1424と、複数の内側スプリング当接部142ciと、複数の外側スプリング当接部142coとを有する。複数の内側スプリング收容窓142wiは、それぞれ円弧状に延びると共に第2プレート部材142Wの内周部に周方向に間隔をおいて（等間隔に）配設されている。複数のスプリング支持部1421は、それぞれ対応する内側スプリング收容窓142wiの内周縁に沿って延びると共に周方向に間隔をおいて（等間隔に）並ぶ。複数のスプリング支持部1422は、それぞれ対応する内側スプリング收容窓142wiの外周縁に沿って延びると共に周方向に間隔をおいて（等間隔に）並んで対応するスプリング支持部1421と第2プレート部材142Wの径方向において対向する。また、内側スプリング当接部142ciは、周方向に沿って互いに隣り合う内側スプリング收容窓142wi（スプリング支持部1421，1422）の間に1個ずつ設けられる。

[0169] 複数の外側スプリング収容窓 142w_oは、それぞれ円弧状に延びると共に内側スプリング収容窓 142w_iよりも径方向外側に位置するように第2プレート部材 142Wの外周部に周方向に間隔をおいて配設されている。複数のスプリング支持部 1423は、それぞれ対応する外側スプリング収容窓 142w_oの内周縁に沿って延びると共に周方向に間隔をおいて（等間隔に）並ぶ。複数のスプリング支持部 1424は、それぞれ対応する外側スプリング収容窓 142w_oの外周縁に沿って延びると共に周方向に間隔をおいて（等間隔に）並んで対応するスプリング支持部 1423と第2プレート部材 142Wの径方向において対向する。また、外側スプリング当接部 142c_oは、周方向に沿って互いに隣り合う外側スプリング収容窓 142w_o（スプリング支持部 1423， 1424）の間に1個ずつ設けられる。

[0170] 第3プレート部材 143Wは、それぞれダンパ装置 10Wの軸方向に延在する複数のスプリング当接部 143dを有する。スプリング当接部 143dは、2個（一对）ずつ近接するように第3プレート部材 143Wの軸心に関して対称に形成され、互いに対をなす2個のスプリング当接部 143dは、例えば中間スプリング S P mの自然長に応じた間隔をおいて周方向に並ぶ。図16に示すように、第3プレート部材 143Wの複数のスプリング当接部 143dとは反対側の端部は、スプリング支持部 1424の径方向外側で複数のリベットを介して第1および第2プレート部材 141W， 142Wに連結（固定）される。これにより、複数のスプリング当接部 143dは、フロントカバー側（図中右側）に突出する。

[0171] ダンパ装置 10Wのドリブン部材 16Wは、それぞれ環状に形成された第1プレート部材 161W、第2プレート部材 162Wおよび第3プレート部材 163Wを含む。第1プレート部材 161Wは、内周部からそれぞれ径方向外側に延在するように周方向に間隔をおいて形成された複数のスプリング当接部 161cを有し、当該第1プレート部材 161Wの内周部は、複数のリベットを介して図示しないタービンハブに固定される。第2プレート部材 162Wは、周方向に間隔をおいて（等間隔に）配設された複数のスプリン

グ收容窓 1 6 2 w と、それぞれ対応するスプリング收容窓 1 6 2 w の内周縁に沿って延びる複数のスプリング支持部 1 6 2 1 と、それぞれ対応するスプリング收容窓 1 6 2 w の外周縁に沿って延びる複数のスプリング支持部 1 6 2 2 と、複数のスプリング当接部 1 6 2 c とを有する。複数のスプリング当接部 1 6 2 c は、周方向に沿って互いに隣り合うスプリング收容窓 1 6 2 w（スプリング支持部 1 6 2 1， 1 6 2 2）の間に 1 個ずつ設けられる。第 2 プレート部材 1 6 2 W は、第 1 プレート部材 1 6 1 W に一体に回転するように連結され、両者が互いに連結された際、複数のスプリング当接部 1 6 1 c と複数のスプリング当接部 1 6 2 c とは、ダンパ装置 1 0 W の軸方向および径方向において互いに離間する。

[0172] 第 3 プレート部材 1 6 3 W は、周方向に間隔をおいて（等間隔に）配設された複数（例えば 3 個）のスプリング收容窓 1 6 3 w と、それぞれ対応するスプリング收容窓 1 6 3 w の内周縁に沿って延びる複数のスプリング支持部 1 6 3 1 と、それぞれ対応するスプリング收容窓 1 6 3 w の外周縁に沿って延びる複数のスプリング支持部 1 6 3 2 と、複数のスプリング当接部 1 6 3 c とを有する。複数のスプリング当接部 1 6 3 c は、周方向に沿って互いに隣り合うスプリング收容窓 1 6 3 w（スプリング支持部 1 6 3 1， 1 6 3 2）の間に 1 個ずつ設けられる。図 1 6 に示すように、第 3 プレート部材 1 6 3 W は、スプリング支持部 1 6 3 1， 1 6 3 2 が第 2 プレート部材 1 6 2 W の対応するスプリング支持部 1 6 2 1， 1 6 2 2 と対向するように、複数のリベットを介して当該第 2 プレート部材 1 6 2 W に連結（固定）される。

[0173] 図 1 6 に示すように、第 2 中間部材 1 4 W の第 1 および第 2 プレート部材 1 4 1 W， 1 4 2 W は、対応するスプリング支持部 1 4 1 1 ～ 1 4 1 4 とスプリング支持部 1 4 2 1 ～ 1 4 2 4 とが互に対向するように連結される。また、第 1 プレート部材 1 4 1 W のスプリング支持部 1 4 1 3， 1 4 1 4 および第 2 プレート部材 1 4 2 W のスプリング支持部 1 4 2 3， 1 4 2 4 は、対応する第 3 スプリング S P 3 を支持（ガイド）する。更に、第 1 プレート部材 1 4 1 W のスプリング支持部 1 4 1 1， 1 4 1 2 および第 2 プレート部

材 1 4 2 W のスプリング支持部 1 4 2 1, 1 4 2 2 は、対応する第 2 スプリング S P 2 を支持（ガイド）する。これにより、複数の第 3 スプリング S P 3 は、ダンパ装置 1 0 W の外周側で周方向に間隔をおいて並ぶように第 1 および第 2 プレート部材 1 4 1 W, 1 4 2 W により支持される。また、複数の第 4 スプリング S P 4 は、複数の第 3 スプリング S P 3 よりも径方向内側で周方向に間隔をおいて並ぶように第 1 および第 2 プレート部材 1 4 1 W, 1 4 2 W により支持される。更に、第 1 および第 2 プレート部材 1 4 1 W, 1 4 2 W の外側スプリング当接部 1 4 1 c o, 1 4 2 c o の軸方向における間には、ドライブ部材 1 1 W の第 1 プレート部材 1 1 1 W が配置される。また、第 1 および第 2 プレート部材 1 4 1 W, 1 4 2 W の内側スプリング当接部 1 4 1 c i, 1 4 2 c i の軸方向における間には、ドリブン部材 1 6 W の第 1 プレート部材 1 6 1 W が配置される。

[0174] ドライブ部材 1 1 W の第 1 プレート部材 1 1 1 W のスプリング当接部 1 1 1 c は、ダンパ装置 1 0 W の取付状態において、互いに隣り合う第 3 スプリング S P 3 の間で両者の周方向の端部と当接する。また、第 2 中間部材 1 4 W の外側スプリング当接部 1 4 1 c o, 1 4 2 c o は、ダンパ装置 1 0 W の取付状態において、互いに隣り合う第 3 スプリング S P 3 のドライブ部材 1 1 W のスプリング当接部 1 1 1 c と当接していない周方向の端部と当接する。更に、第 2 中間部材 1 4 W の内側スプリング当接部 1 4 1 c i, 1 4 2 c i は、ダンパ装置 1 0 W の取付状態において、互いに隣り合う第 4 スプリング S P 4 の間で両者の周方向の端部と当接する。また、ドリブン部材 1 6 W の第 1 プレート部材 1 6 1 W のスプリング当接部 1 6 1 c は、ダンパ装置 1 0 W の取付状態において、互いに隣り合う第 4 スプリング S P 4 の第 2 中間部材 1 4 W の内側スプリング当接部 1 4 1 c i, 1 4 2 c i と当接していない周方向の端部と当接する。これにより、ドライブ部材 1 1 W と第 2 中間部材 1 4 W とが並列に作用する複数の第 3 スプリング S P 3 を介して連結されると共に、第 2 中間部材 1 4 W とドリブン部材 1 6 W とが並列に作用する複数の第 4 スプリング S P 4 を介して連結される。従って、ドライブ部材 1 1

Wおよびドリブン部材16Wは、複数の第3スプリングSP3、第2中間部材14Wおよび複数の第4スプリングSP4を介して連結される。

[0175] 図16に示すように、ドリブン部材16Wの第2および第3プレート部材162W、163Wの軸方向における間には、ドライブ部材11Wの第2プレート部材112Wのスプリング当接部112cと、第1中間部材12Wの内側スプリング当接部12cとが配置される。また、第1および第2スプリングSP1、SP2は、1個ずつ対をなす（直列に作用する）と共に周方向（第1中間部材12Wの周方向）に交互に並ぶように、ドリブン部材16Wすなわち第2および第3プレート部材162W、163Wの対応するスプリング支持部1621、1622、1631、1632により支持される。更に、ドライブ部材11Wの第2プレート部材112Wの各スプリング当接部112cは、ダンパ装置10Wの取付状態において、対をなさない（直列に作用しない）第1および第2スプリングSP1、SP2の間で両者の周方向の端部と当接する。また、第1中間部材12Wの内側スプリング当接部12cは、第2および第3プレート部材161W、162Wの軸方向における間で、互いに対をなす（直列に作用する）第1および第2スプリングSP1、SP2の間で両者の周方向の端部と当接する。更に、ドリブン部材16Wのスプリング当接部162c、163cは、ダンパ装置10Wの取付状態において、ドライブ部材11Wのスプリング当接部112cと同様に、対をなさない（直列に作用しない）第1および第2スプリングSP1、SP2の間で両者の周方向の端部と当接する。これにより、ドライブ部材11Wおよびドリブン部材16Wは、複数の第1スプリングSP1、第1中間部材12Wおよび複数の第2スプリングSP2を介して連結される。

[0176] また、各中間スプリングSPmは、それぞれ第1中間部材12Wのスプリング支持部12bにより支持され、第1および第2スプリングSP1、SP2の径方向外側で、径方向からみて第1および第2スプリングSP1、SP2と軸方向に重なり合うと共に、軸方向からみて第3スプリングSP3と径方向に部分的に重なり合う。更に、第1中間部材12Wの一对の外側スプリ

ング当接部 1 2 d は、それぞれ中間スプリング S P m の対応する周方向の端部と当接する。また、ダンパ装置 1 0 W の取付状態において、第 2 中間部材 1 4 W に含まれる第 3 プレート部材 1 4 3 W の一対のスプリング当接部 1 4 3 d は、それぞれ中間スプリング S P m の対応する周方向の端部と当接する。これにより、ダンパ装置 1 0 W の取付状態において、各中間スプリング S P m は、第 1 中間部材 1 2 W の一対の外側スプリング当接部 1 2 d により周方向における両側から支持されると共に、第 2 中間部材 1 4 W すなわち第 3 プレート部材 1 4 3 W の一対のスプリング当接部 1 4 3 d により周方向における両側から支持される。従って、第 1 中間部材 1 2 W と第 2 中間部材 1 4 W とは、複数の中間スプリング S P m を介して互いに連結されることになる。なお、中間スプリング S P m の端部とスプリング当接部 1 2 d, 1 4 3 d との間には、スプリングシートが配置されてもよい。

[0177] 上述のダンパ装置 1 0 W において、第 3 スプリング S P 3 の取付半径 r_{SP3} は、第 1、第 2 および第 4 スプリング S P 1, S P 2, S P 4 の取付半径 r_{SP1} , r_{SP2} , r_{SP4} よりも大きく定められており、第 1 および第 2 スプリング S P 1, S P 2 の取付半径 r_{SP1} , r_{SP2} は、互いに同一かつ第 4 スプリング S P 4 の取付半径 r_{SP4} よりも大きく定められている。そして、ダンパ装置 1 0 W においても、第 2 中間部材 1 4 W の固有振動数 (f_{22}) は、第 1 中間部材 1 2 W の固有振動数 (f_{21}) よりも大きく、第 1 中間部材 1 2 W よりも固有振動数が高い第 2 中間部材 1 4 W に対応した第 3 および第 4 スプリング S P 3, S P 4 の平均取付半径 r_o が、第 1 中間部材 1 2 に対応した第 1 および第 2 スプリング S P 1, S P 2 の平均取付半径 r_i よりも大きくなっている。すなわち、第 1 から第 4 スプリング S P 1 ~ S P 4 のうち、最も大きいばね定数 (剛性) を有する第 3 スプリング S P 3 の軸心は、第 1 および第 2 スプリング S P 1, S P 2 (並びに第 4 スプリング S P 4) の軸心よりもダンパ装置 1 0 W の径方向における外側に位置する。また、ダンパ装置 1 0 W において、第 3 スプリング S P 3 は、軸方向からみて第 1 および第 2 スプリング S P 1, S P 2 と径方向に部分的に重なり合うように、第 1 および第 2 スプリング S P 1

、SP2（並びに第4スプリングSP4）の径方向外側に配置されることになる。

[0178] これにより、剛性が高い第3スプリングSP3の振れ角（ストローク）をより大きくすることが可能となり、ドライブ部材11Wに対する大きなトルクの伝達を許容しつつ、第3スプリングSP3を低剛性化することができる。この結果、ダンパ装置10Wの等価剛性 k_{eq} をより小さくすると共に、ダンパ装置10Wを含む振動系全体の共振をより低回転側（低周波側）にシフトさせることが可能となる。従って、ダンパ装置10Vにおいても、上記反共振点Aの振動数を当該振動系全体の共振の周波数により近づけることで、振動減衰性能を極めて良好に向上させることができる。また、第2中間部材14Wに第3スプリングSP3を支持させることで、ドライブ部材11Wやドリブン部材16Wに対する第2中間部材14Wの振れ角に応じて撓む第3スプリングSP3と、当該第2中間部材14Wとの相対速度を小さくすることが可能となる。従って、第2中間部材14Wと第3スプリングSP3との間で発生する摩擦力を小さくすることができるので、ダンパ装置10W全体のヒステリシスを低下させることが可能となる。

[0179] 更に、第3スプリングSP3は、第4スプリングSP4のダンパ装置10Wの径方向における外側に配置され、第1および第2スプリングSP1、SP2は、第3および第4スプリングSP3、SP4からダンパ装置10Wの軸方向に離間するように配置され、第1および第2スプリングSP1、SP2は、同一円周上には配列される。これにより、特に第3および第4スプリングSP3、SP4のばね定数（剛性）や配置数、振れ角（ストローク）等の設定の自由度を高くすることが可能となる。また、ダンパ装置10Wにおいて、第3スプリングSP3の軸心と、第4スプリングSP4の軸心とは、中心軸CAに直交する第1の平面に含まれる。また、第1スプリングSP1の軸心と、第2スプリングSP2の軸心とは、中心軸CAに直交すると共に上記第1の平面からダンパ装置10Wの軸方向に離間した第2の平面に含まれる。これにより、ダンパ装置10Wの軸長の増加を抑制することが可能と

なる。更に、中間スプリングSP_mを上述のように配置することで、中間スプリングSP_mの剛性や配置数、振れ角（ストローク）等の設定の自由度を高くすることができる。ただし、第3および第4スプリングSP₃、SP₄の軸心は、中心軸CAに直交する上記第1の平面に含まれていなくてもよく、第1および第2スプリングSP₁、SP₂の軸心は、中心軸CAに直交する上記第2の平面に含まれていなくてもよい。

[0180] 以上説明したように、本開示のダンパ装置は、エンジン（EG）からのトルクが伝達される入力要素（11, 11V, 11W, 11X, 11Y, 11Z）と、出力要素（16, 16V, 16W, 16X, 16Y, 16Z）とを有するダンパ装置（10, 10V, 10W, 10X, 10Y, 10Z）において、第1中間要素（12, 12V, 12W, 12X, 12Y, 12Z）と、第2中間要素（14, 14V, 14W, 14X, 14Y, 14Z）と、前記入力要素（11, 11V, 11W, 11X, 11Y, 11Z）と前記第1中間要素（12, 12V, 12W, 12X, 12Y, 12Z）との間でトルクを伝達する第1弾性体（SP₁₁, SP₁）と、前記第1中間要素（12, 12V, 12W, 12X, 12Y, 12Z）と前記出力要素（16, 16V, 16W, 16X, 16Y, 16Z）との間でトルクを伝達する第2弾性体（SP₁₂, SP₂）と、前記入力要素（11, 11V, 11W, 11X, 11Y, 11Z）と前記第2中間要素（14, 14V, 14W, 14X, 14Y, 14Z）との間でトルクを伝達する第3弾性体（SP₂₁, SP₃）と、前記第2中間要素（14, 14V, 14W, 14X, 14Y, 14Z）と前記出力要素（16, 16V, 16W, 16X, 16Y, 16Z）との間でトルクを伝達する第4弾性体（SP₂₂, SP₄）と、前記第1中間要素（12, 12V, 12W, 12X, 12Y, 12Z）と前記第2中間要素（14, 14V, 14W, 14X, 14Y, 14Z）との間でトルクを伝達する第5弾性体（SP_m）とを備え、前記第1から第5弾性体のすべてを介して前記入力要素から前記出力要素にトルクが伝達される際の前記第2中間要素の固有振動数（ f_{22} ）が、前記第1から第5弾性体のすべてを介して前記

入力要素から前記出力要素にトルクが伝達される際の前記第 1 中間要素の固有振動数 (f_{21}) よりも大きく、前記第 3 および第 4 弾性体 (SP 2 1, SP 3, SP 2 2, SP 4) の少なくとも何れか一方が、前記第 1 および第 2 弾性体 (SP 1 1, SP 1, SP 1 2, SP 2) の径方向外側に配置されるものである。

[0181] 本開示のダンパ装置では、第 1 から第 5 弾性体のすべての撓みが許容されている状態に対して、装置全体で 2 つの固有振動数を設定することができる。そして、本発明者らの研究・解析によれば、これらの第 1 から p 第 5 弾性体を含むダンパ装置の固有振動数は、第 5 弾性体の剛性が低下するにつれて小さくなることや、第 5 弾性体の剛性の変化に対するダンパ装置の等価剛性の変化は、第 1 から第 4 弾性体の剛性の変化に対する当該等価剛性の変化に比べて大幅に小さくなることが判明している。従って、本開示のダンパ装置では、第 5 弾性体の剛性を調整することで、ダンパ装置の等価剛性を適正に保つと共に第 1 および第 2 中間要素の重量（慣性モーメント）の増加を抑制しつつ、装置全体の 2 つの固有振動数を適正に設定することが可能となる。更に、固有振動数が大きい第 2 中間要素に対応した第 3 および第 4 弾性体の何れか一方を、固有振動数が小さい第 1 中間要素に対応した第 1 および第 2 弾性体の径方向外側に配置することで、ダンパ装置の等価剛性をより小さくすることができる。この結果、本開示のダンパ装置では、振動減衰性能を良好に向上させることが可能となる。

[0182] より詳細には、本開示のダンパ装置では、入力要素と出力要素との間に、第 1 中間要素、第 1 および第 2 弾性体によって第 1 のトルク伝達経路が形成されると共に、第 2 中間要素、第 3 および第 4 弾性体によって第 2 のトルク伝達経路が形成される。また、本開示のダンパ装置は、第 1 から第 4 弾性体に加えて第 5 弾性体を含み、当該第 5 弾性体により第 1 中間要素と第 2 中間要素との間でトルクが伝達される。かかるダンパ装置では、第 1 から第 5 弾性体のすべての撓みが許容されている状態に対して、装置全体で 2 つの固有振動数を設定することができる。このように装置全体で 2 つの固有振動数が

設定される場合、入力要素に伝達される振動の周波数に応じて当該2つの固有振動数の小さい方での共振が一旦発生すると、第2弾性体から出力要素に伝達される振動の位相と、第4弾性体から出力要素に伝達される振動の位相とがずれていく。このため、2つの固有振動数の小さい方での共振が発生した後に入力要素の回転数が高まるのに伴って、第2弾性体から出力要素に伝達される振動および第4弾性体から出力要素に伝達される振動の一方は、前記第2弾性体から前記出力要素に伝達される振動および前記第4弾性体から前記出力要素に伝達される振動の他方の少なくとも一部を打ち消すようになる。そして、第2弾性体から出力要素に伝達される振動の位相と第4弾性体から出力要素に伝達される振動の位相とが180度ずれて両振動が互いに打ち消し合うようになることで、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可能となる。

[0183] 更に、本発明者らの研究・解析によれば、低回転側（低周波側）の固有振動数や反共振点の振動数は、第5弾性体の剛性が低下するにつれて小さくなることや、低回転側の固有振動数と反共振点の振動数との差は、第5弾性体の剛性が高まるにつれて大きくなることも判明している。従って、本開示のダンパ装置では、第5弾性体の剛性を調整することで、入力要素への最大入力トルクに応じて等価剛性を適正に保つと共に第1および第2中間要素の重量（慣性モーメント）の増加を抑制しつつ、低回転側の固有振動数および反共振点の振動数を適正に設定することができる。すなわち、第5弾性体の剛性の調整により低回転側の固有振動数と反共振点の振動数とをより小さくすることで、第2弾性体から出力要素に伝達される振動および第4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回転数帯（周波数帯）の始点をより低回転側に設定し、第2弾性体から出力要素に伝達される振動の位相と第4弾性体から出力要素に伝達される振動の位相とが180度ずれる回転数（周波数）をより低回転側に設定することが可能となる。また、第5弾性体の剛性の調整により低回転側の固有振動数と反共振点の振動数との差を大きくすることで、第2弾性体から出力要素に伝達され

る振動および第4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回転数帯をより広くすることもできる。更に、固有振動数が大きい第2中間要素に対応した第3および第4弾性体の何れか一方を、固有振動数が小さい第1中間要素に対応した第1および第2弾性体の径方向外側に配置することで、少なくとも第3および第4弾性体の何れか一方の捩れ角をより大きくすることが可能となる。これにより、入力要素に対する大きなトルクの伝達を許容しつつ、少なくとも第3および第4弾性体の何れか一方をより低剛性化することができるので、ダンパ装置の等価剛性をより小さくすると共に、ダンパ装置を含む振動系全体の共振をより低回転側（低周波側）にシフトさせることが可能となる。この結果、本開示のダンパ装置では、上記反共振点の振動数を当該ダンパ装置により減衰すべき振動（共振）の周波数により近づけることで、振動減衰性能を良好に向上させることができる。

[0184] また、前記第3および第4弾性体（SP21, SP3, SP22, SP4）の少なくとも何れか一方の軸心は、前記第1および第2弾性体（SP11, SP1, SP12, SP2）の軸心よりも径方向外側に位置してもよい。すなわち、第3および第4弾性体の少なくとも何れか一方は、軸方向からみて第1および第2弾性体の少なくとも何れか一方と径方向に部分的に重なるように配置されてもよい。

[0185] 更に、前記第3弾性体（SP21, SP3）の剛性と前記第4弾性体（SP22, SP4）の剛性との大きい方は、前記第1弾性体（SP11, SP1）の剛性と前記第2弾性体（SP12, SP2）の剛性との大きい方よりも大きくてもよく、前記第3および第4弾性体（SP21, SP3）のうちの剛性の大きい一方は、前記第1および第2弾性体（SP11, SP1, SP12, SP2）の径方向外側に配置されてもよい。これにより、ダンパ装置の等価剛性をより小さくすることが可能となる。

[0186] また、前記第3および第4弾性体（SP21, SP3, SP22, SP4）の剛性は、前記第1および第2弾性体（SP11, SP1, SP12, SP

2) の剛性よりも大きくてもよく、前記第3および第4弾性体 (SP 2 1, SP 3) は、前記第1および第2弾性体 (S 1 1, SP 1, SP 1 2, SP 2) の径方向外側に配置されてもよい。これにより、入力要素に対するより大きなトルクの伝達を許容しつつ、第3および第4弾性体を低剛性化することが可能となる。

[0187] また、前記第1から第4弾性体 (SP 1 1, SP 1, SP 1 2, SP 2, SP 2 1, SP 3, SP 2 2, SP 4) の剛性 k_{11} , k_{12} , k_{21} および k_{22} は、 $k_{11} < k_{12} < k_{22} \leq k_{21}$ を満たすように選択されてもよい。このように構成されるダンパ装置では、第1から第5弾性体のすべての撓みが許容されている際に、上記第1および第2のトルク伝達経路に加えて、第3弾性体、第2中間要素、第5弾性体、第1中間要素および第2弾性体を含む第3のトルク伝達経路を介して入力要素と出力要素との間でトルクが伝達されることになる。これにより、第1弾性体のトルク分担を減らして当該第1弾性体の剛性をより低下させることが可能となる。加えて、 $k_{11} < k_{12} < k_{22} \leq k_{21}$ を満たすように剛性 k_{11} , k_{12} , k_{21} および k_{22} を選択することで、第1弾性体の剛性 k_{11} をより低下させると共に、更に第2弾性体の剛性 k_{12} をも低下させることができる。従って、低剛性に伴う第1および第2弾性体の軽量化によって当該第1および第2弾性体と回転要素との間で発生する摩擦力すなわちヒステリシスをより小さくすると共に、第1中間要素の固有振動数をより一層小さくして、第1中間要素の共振による第2または第4弾性体から出力要素に伝達される振動の位相反転を速やかに完了させることが可能となる。この結果、第2弾性体から出力要素に伝達される振動の位相が第4弾性体から出力要素に伝達される振動の位相に対して180度ずれる周波数のヒステリシスに起因した高周波側へのずれを良好に低減化し、ダンパ装置の振動減衰性能をより良好に向上させることができる。

[0188] また、前記第5弾性体 (SP m) の剛性を " k_m " としたときに、前記第1から第5弾性体 (SP 1 1, SP 1, SP 1 2, SP 2, SP 2 1, SP 3, SP 2 2, SP 4, SP m) の剛性 k_{11} , k_{12} , k_{21} , k_{22} および k_m は、 k_{11}

$k_m < k_{12} < k_{22} \leq k_{21}$ を満たすように選択されてもよい。これにより、第5弾性体を介して第2中間要素から第1中間要素にトルクを適正に伝達して、ダンパ装置の振動減衰性能を極めて良好に向上させることが可能となる。

[0189] ただし、前記第5弾性体（SP_m）の剛性（ k_m ）は、前記第1から第4弾性体（SP₁₁, SP₁, SP₁₂, SP₂, SP₂₁, SP₃, SP₂₂, SP₄）の剛性（ k_{11} , k_{12} , k_{21} および k_{22} ）よりも大きくてもよい。すなわち、低回転側の固有振動数と反共振点の振動数との差は、上述のように、第5弾性体の剛性が高まるにつれて大きくなる。従って、第5弾性体の剛性を第1から第4弾性体の剛性よりも大きくすれば、第1中間要素の固有振動数と反共振点の振動数との差を大きくして、第2弾性体から出力要素に伝達される振動および第4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回転数帯、すなわち出力要素の振動レベルを良好に低下させ得る範囲をより広くすることが可能となる。また、前記第5弾性体（SP_m）の剛性（ k_m ）は、前記第1から第4弾性体（SP₁₁, SP₁, SP₁₂, SP₂, SP₂₁, SP₃, SP₂₂, SP₄）の剛性（ k_{11} , k_{12} , k_{21} および k_{22} ）よりも小さくてもよい。すなわち、低回転側（低周波側）の固有振動数や反共振点の振動数は、上述のように、第5弾性体の剛性が低下するにつれて小さくなる。従って、第5弾性体の剛性を第1から第4弾性体の剛性よりも低下させれば、第1中間要素の固有振動数と反共振点の振動数とをより小さくして、第2弾性体から出力要素に伝達される振動および第4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回転数帯（周波数帯）の始点をより低回転側に設定し、両振動の位相が180度ずれる回転数（周波数）をより低回転側に設定することが可能となる。

[0190] 更に、前記第3および第4弾性体（SP₂₁, SP₃, SP₂₂, SP₄）は、周方向に沿って並ぶように配置されてもよい。これにより、ダンパ装置を径方向にコンパクト化することが可能となる。

[0191] また、前記第3弾性体（SP₃）は、前記第4弾性体（SP₄）の径方向

外側に配置され、前記第1および第2弾性体（SP1，SP2）は、前記第3および第4弾性体（SP3，SP4）から軸方向に離間するように配置されてもよい。これにより、第3および第4弾性体の剛性や配置数、捩れ角（ストローク）等の設定の自由度を高くすることが可能となる。

[0192] 更に、前記第1および第2弾性体（SP11，SP1，SP12，SP2）は、周方向に沿って並ぶように配置されてもよい。これにより、ダンパ装置を径方向にコンパクト化することが可能となる。

[0193] また、前記第5弾性体（SPm）は、前記第3および第4弾性体（SP21，SP22）と周方向に沿って並ぶように配置されてもよい。

[0194] 更に、前記第5弾性体（SPm）は、前記第3および第4弾性体（SP21，SP22）と、前記第1および第2弾性体（SP11，SP12）との径方向における間に配置されてもよい。これにより、第1から第5弾性体の捩れ角（ストローク）を良好に確保することが可能となる。この場合、第5弾性体は、ダンパ装置の径方向からみて、第1および第2弾性体並びに第3および第4弾性体と当該ダンパ装置の軸方向に少なくとも部分的に重なるように配置されてもよい。

[0195] また、前記第5弾性体（SPm）は、前記第1および第2弾性体（SP1，SP2）と、前記第3および第4弾性体（SP3，SP4）との前記軸方向における間に配置されてもよい。これにより、中間スプリングSPmの剛性や配置数、捩れ角（ストローク）等の設定の自由度を高くすることができる。

[0196] 更に、前記第5弾性体（SPm）は、前記第1および第2弾性体（SP1，SP2）の径方向外側に配置されてもよい。これにより、中間スプリングSPmの剛性や配置数、捩れ角（ストローク）等の設定の自由度を高くすることができる。

[0197] また、前記入力要素（11，11V，11W，11X，11Y，11Z）は、前記第1弾性体（SP11，SP1）の周方向の端部と当接する当接部（111ci，112ci，111c，112c，113c）と、前記第3

弾性体 (SP21) の周方向の端部と当接する当接部 (111co, 112co, 111c, 112c) とを有してもよく、前記出力要素 (16, 16V, 16W, 16X, 16Y, 16Z) は、前記第2弾性体 (SP12, SP2) の周方向の端部と当接する当接部 (16ci, 161c, 162ci, 162c, 163c) と、前記第4弾性体 (SP22) の周方向の端部と当接する当接部 (16co, 162co, 162c) とを有してもよく、前記第1中間要素 (12, 12V, 12W, 12X, 12Y, 12Z) は、前記第1弾性体 (SP11, SP1) の周方向の端部と当接する当接部 (121c, 122c, 12c, 121co, 122co) と、前記第2弾性体 (SP12, SP2) の周方向の端部と当接する当接部 (121c, 122c, 12c, 121ci, 122ci) と、前記第5弾性体 (SPm) の周方向の一端部と当接する当接部 (121d, 12d, 123d) と、前記第5弾性体 (SPm) の周方向の他端部と当接する当接部 (121d, 12d, 50d, 123d) とを有してもよく、前記第2中間要素 (14, 14V, 14W, 14X, 14Y, 14Z) は、前記第3弾性体 (SP21, SP3) の周方向の端部と当接する当接部 (14c, 14ca, 14cb, 141co, 142co) と、前記第4弾性体 (SP22, SP4) の周方向の端部と当接する当接部 (14c, 14ca, 14cb, 141ci, 142c) と、前記第5弾性体 (SPm) の周方向の一端部と当接する当接部 (14d, 143d) と、前記第5弾性体 (SPm) の周方向の他端部と当接する当接部 (14d, 14da, 14db, 143d) とを有してもよい。

[0198] 更に、前記第1中間要素 (12, 12V, 12W, 12X, 12Y, 12Z) の慣性モーメント (J_{21}) は、前記第2中間要素 (14, 14V, 14W, 14X, 14Y, 14Z) の慣性モーメント (J_{22}) よりも大きくてもよい。これにより、第1中間要素の固有振動数をより小さくして、反共振点付近における振動レベルをより低下させることが可能となる。

[0199] また、前記第1中間要素 (12, 12V, 12W, 12X, 12Y, 12Z) 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、第1中間要素の実質的な慣性モーメント（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1中間要素の固有振動数をより一層小さくすることが可能となる。

[0200] 更に、前記入力要素（11, 11V, 11W, 11X, 11Y, 11Z）には、ロックアップクラッチ（8）を介して前記エンジン（EG）からのトルクが伝達されてもよく、前記ロックアップクラッチ（8）のロックアップ回転数（N_{lup}）は、前記第1から第5弾性体（SP11, SP1, SP12, SP2, SP21, SP3, SP22, SP4, SP_m）のすべてを介して前記入力要素（11, 11V, 11W, 11X, 11Y, 11Z）から前記出力要素（16, 16V, 16W, 16X, 16Y, 16Z）にトルクが伝達される際の前記第1中間要素（12, 12V, 12W, 12X, 12Y, 12Z）の固有振動数（ f_{21} ）に対応した回転数よりも高く、前記第2中間要素（14, 14V, 14W, 14X, 14Y, 14Z）の固有振動数（ f_{22} ）に対応した回転数よりも低くてもよい。このように、第1中間要素の固有振動数に対応した回転数がロックアップクラッチの非ロックアップ領域に含まれるようにすることで、ロックアップクラッチによりロックアップが実行された時点から、第2弾性体から出力要素に伝達される振動および第4弾性体から出力要素に伝達される振動の一方により他方の少なくとも一部を打ち消すことが可能となる。

[0201] また、前記入力要素（11, 11V, 11W, 11X, 11Y, 11Z）に伝達されるトルク（T）が予め定められた閾値（T1）以上になるまで、前記第1から第5弾性体（SP11, SP1, SP12, SP2, SP21, SP3, SP22, SP4, SP_m）の撓みが許容されてもよい。これにより、入力要素に伝達されるトルクが比較的小さく、当該入力要素の回転数が低いときのダンパ装置の振動減衰性能を良好に向上させることが可能となる。

[0202] 更に、前記出力要素（16, 16V, 16W, 16X, 16Y, 16Z）は、変速機（TM）の入力軸（IS）に作用的（直接的または間接的に）連

結されてもよく、前記入力要素（11, 11V, 11W, 11X, 11Y, 11Z）は、内燃機関（EG）の出力軸に作用的（直接的または間接的に）連結されてもよい。

[0203] そして、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、上記実施形態は、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

[0204] 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。

請求の範囲

- [請求項1] エンジンからのトルクが伝達される入力要素と、出力要素とを有するダンパ装置において、
- 第1中間要素と、
- 第2中間要素と、
- 前記入力要素と前記第1中間要素との間でトルクを伝達する第1弾性体と、
- 前記第1中間要素と前記出力要素との間でトルクを伝達する第2弾性体と、
- 前記入力要素と前記第2中間要素との間でトルクを伝達する第3弾性体と、
- 前記第2中間要素と前記出力要素との間でトルクを伝達する第4弾性体と、
- 前記第1中間要素と前記第2中間要素との間でトルクを伝達する第5弾性体とを備え、
- 前記第1から第5弾性体のすべてを介して前記入力要素から前記出力要素にトルクが伝達される際の前記第2中間要素の固有振動数は、前記第1から第5弾性体のすべてを介して前記入力要素から前記出力要素にトルクが伝達される際の前記第1中間要素の固有振動数よりも大きく、
- 前記第3および第4弾性体の少なくとも何れか一方は、前記第1および第2弾性体の径方向外側に配置されるダンパ装置。
- [請求項2] 請求項1に記載のダンパ装置において、
- 前記第3および第4弾性体の少なくとも何れか一方の軸心は、前記第1および第2弾性体の軸心よりも径方向外側に位置するダンパ装置。
- [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3弾性体の剛性と前記第4弾性体の剛性との大きい方は、前

記第 1 弾性体の剛性と前記第 2 弾性体の剛性との大きい方よりも大きく、前記第 3 および第 4 弾性体のうちの剛性の大きい一方は、前記第 1 および第 2 弾性体の径方向外側に配置されるダンパ装置。

[請求項 4] 請求項 1 から 3 の何れか一方に記載のダンパ装置において、
前記第 3 および第 4 弾性体の剛性は、前記第 1 および第 2 弾性体の剛性よりも大きく、前記第 3 および第 4 弾性体は、前記第 1 および第 2 弾性体の径方向外側に配置されるダンパ装置。

[請求項 5] 請求項 1 から 4 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 4 弾性体の剛性 k_{11} , k_{12} , k_{21} および k_{22} は、 $k_{11} < k_{12} < k_{22} \leq k_{21}$ を満たすように選択されるダンパ装置。

[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 5 弾性体の剛性を “ k_m ” としたときに、前記第 1 から第 5 弾性体の剛性 k_{11} , k_{12} , k_{21} , k_{22} および k_m は、 $k_{11} < k_m < k_{12} < k_{22} \leq k_{21}$ を満たすように選択されるダンパ装置。

[請求項 7] 請求項 1 から 6 の何れか一項に記載のダンパ装置において、前記第 3 および第 4 弾性体は、周方向に沿って並ぶように配置されるダンパ装置。

[請求項 8] 請求項 1 から 6 の何れか一項に記載のダンパ装置において、
前記第 3 弾性体は、前記第 4 弾性体の径方向外側に配置され、前記第 1 および第 2 弾性体は、前記第 3 および第 4 弾性体から軸方向に離間するように配置されるダンパ装置。

[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 および第 2 弾性体は、周方向に沿って並ぶように配置されるダンパ装置。

[請求項 10] 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 5 弾性体は、前記第 3 および第 4 弾性体と周方向に沿って並ぶように配置されるダンパ装置。

[請求項 11] 請求項 8 に記載のダンパ装置において、

前記第5弾性体は、前記第3および第4弾性体と、前記第1および第2弾性体との径方向における間に配置されるダンパ装置。

[請求項12] 請求項8に記載のダンパ装置において、

前記第5弾性体は、前記第1および第2弾性体と、前記第3および第4弾性体との前記軸方向における間に配置されるダンパ装置。

[請求項13] 請求項8に記載のダンパ装置において、前記第5弾性体は、前記第1および第2弾性体の径方向外側に配置されるダンパ装置。

[請求項14] 請求項1から13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弾性体の周方向の端部と当接する当接部と、前記第3弾性体の周方向の端部と当接する当接部とを有し、

前記出力要素は、前記第2弾性体の周方向の端部と当接する当接部と、前記第4弾性体の周方向の端部と当接する当接部とを有し、

前記第1中間要素は、前記第1弾性体の周方向の端部と当接する当接部と、前記第2弾性体の周方向の端部と当接する当接部と、前記第5弾性体の周方向の一端部に当接する当接部と、該第5弾性体の周方向の他端部に当接する当接部とを有し、

前記第2中間要素は、前記第3弾性体の周方向の端部と当接する当接部と、前記第4弾性体の周方向の端部と当接する当接部と、前記第5弾性体の周方向の一端部に当接する当接部と、該第5弾性体の周方向の他端部に当接する当接部とを有するダンパ装置。

[請求項15] 請求項1から14の何れか一項に記載のダンパ装置において、

前記第1中間要素の慣性モーメントは、前記第2中間要素の慣性モーメントよりも大きいダンパ装置。

[請求項16] 請求項1から15の何れか一項に記載のダンパ装置において、

前記第1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、

前記入力要素には、ロックアップクラッチを介して前記エンジンが

らのトルクが伝達され、

前記ロックアップクラッチのロックアップ回転数は、前記第 1 から第 5 弾性体のすべてを介して前記入力要素から前記出力要素にトルクが伝達される際の前記第 1 中間要素の固有振動数に対応した回転数よりも高く、前記第 2 中間要素の固有振動数に対応した回転数よりも低いダンパ装置。

[請求項18] 請求項 1 から 1 7 の何れか一項に記載のダンパ装置において、
前記入力要素に伝達される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 5 弾性体の撓みが許容されるダンパ装置。

[請求項19] 請求項 1 から 1 8 の何れか一項に記載のダンパ装置において、前記出力要素は、変速機の入力軸に作用的に連結されるダンパ装置。

[図1]

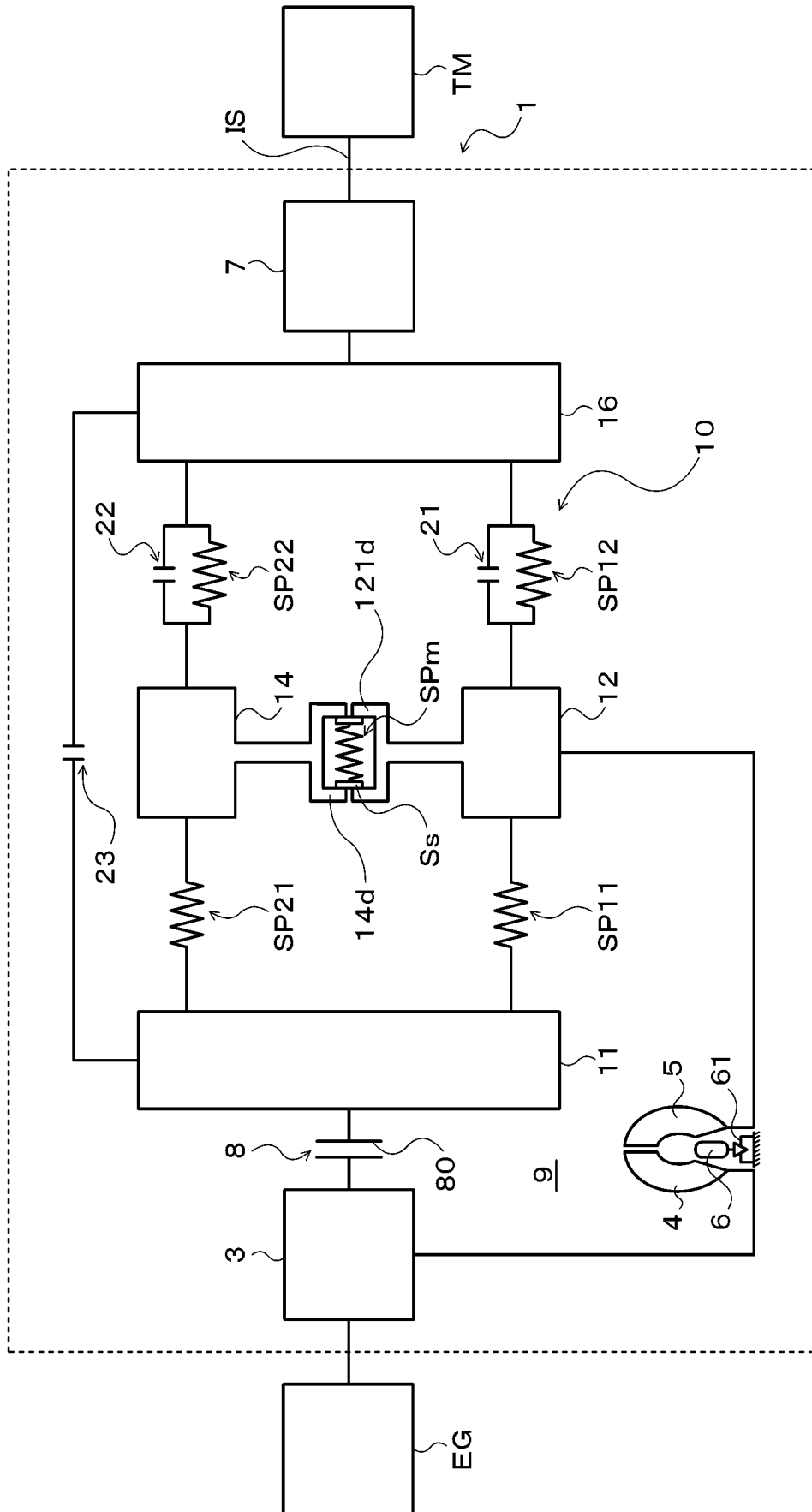


FIG. 1

[図2]

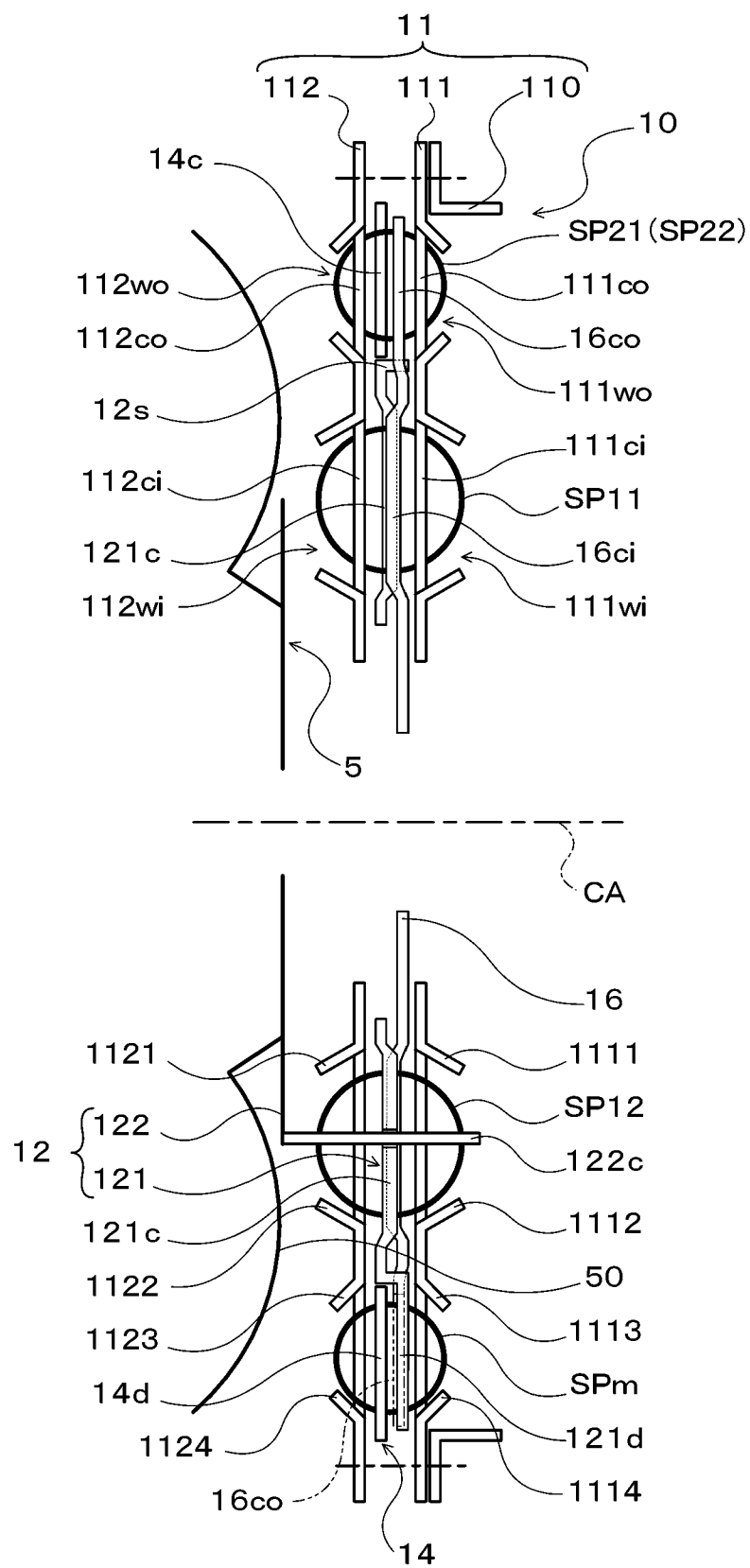


FIG. 2

[図3]

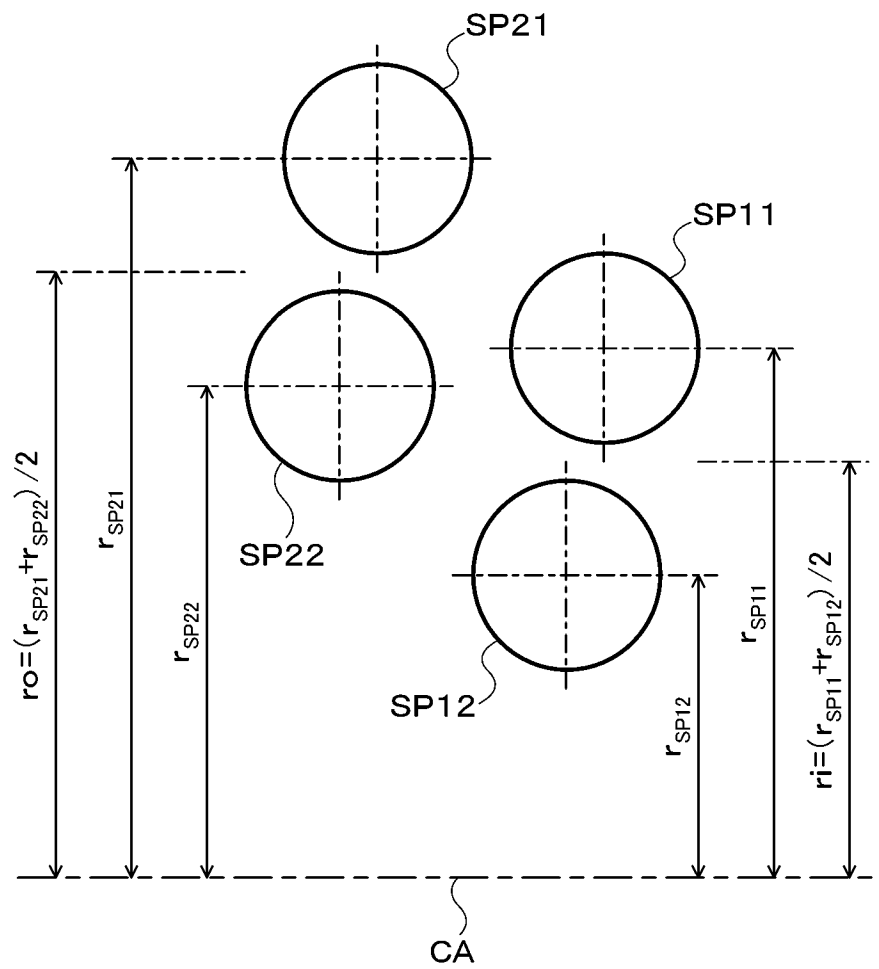


FIG. 3

[図4]

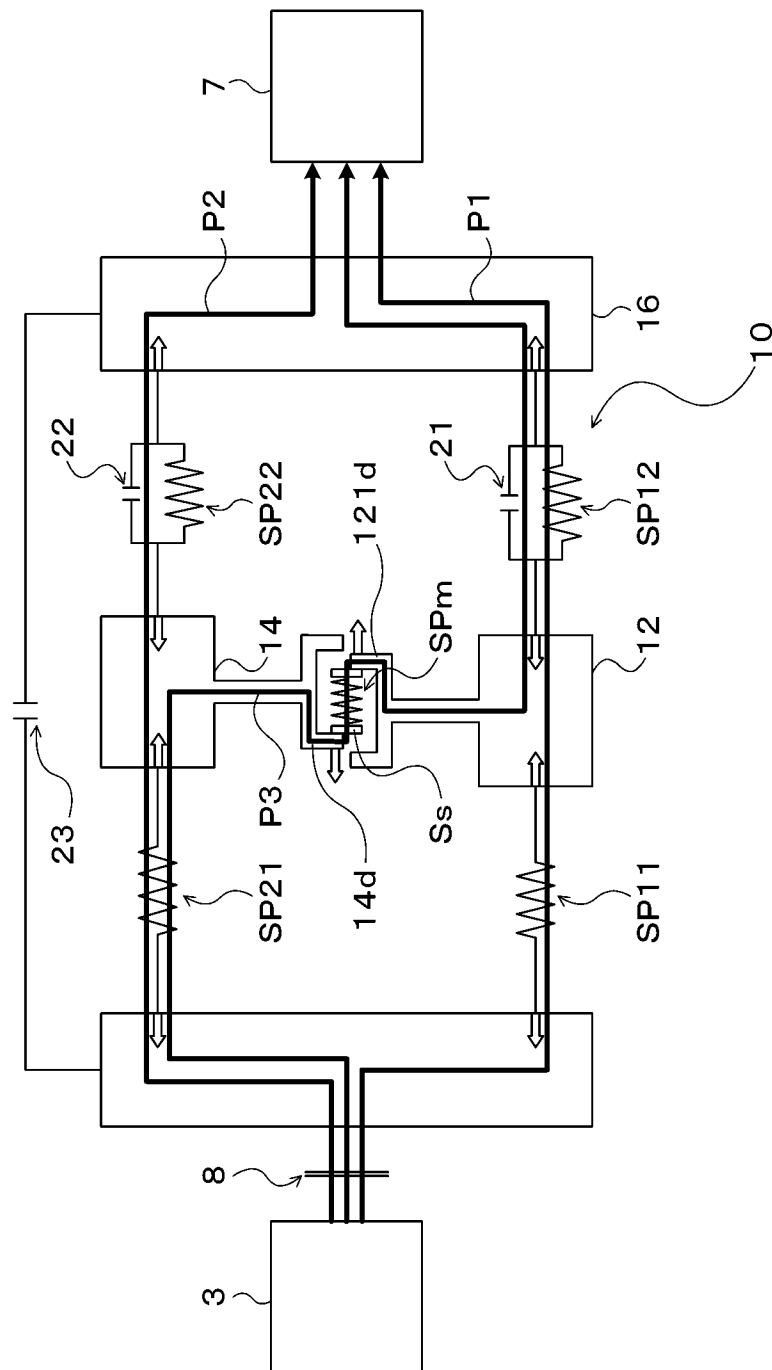


FIG. 4

[図5]

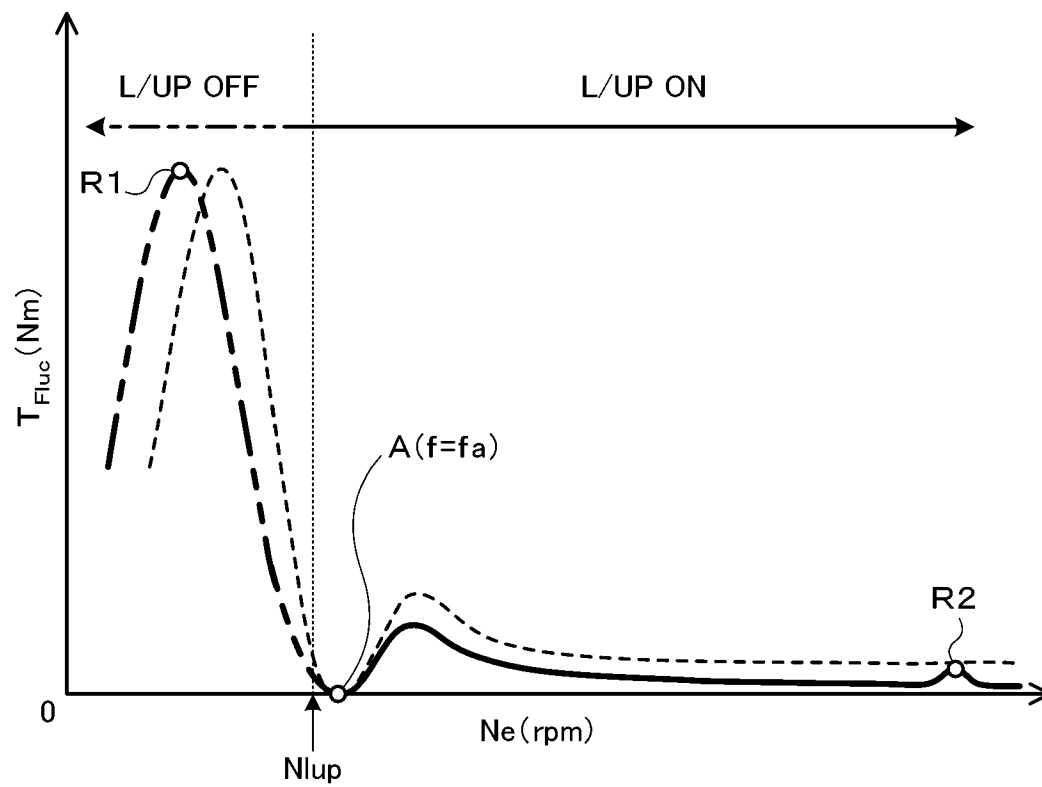


FIG. 5

[図6]

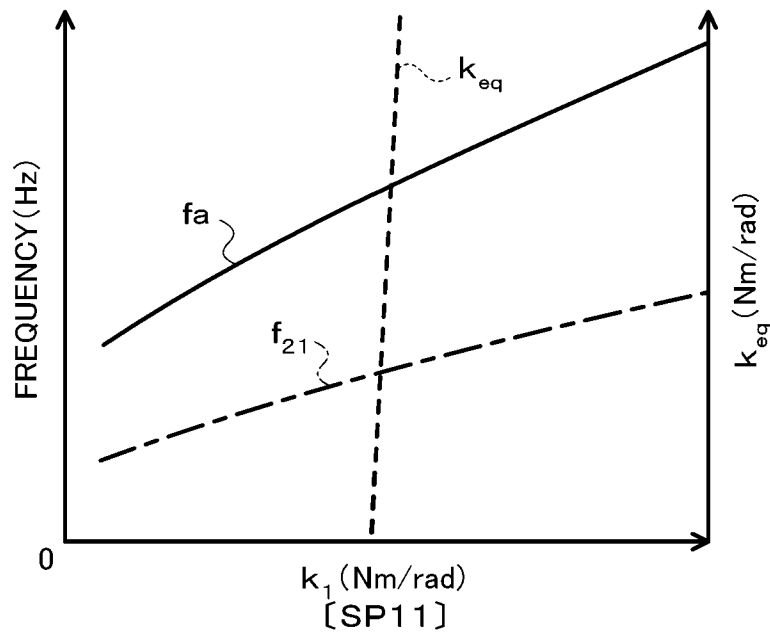


FIG. 6

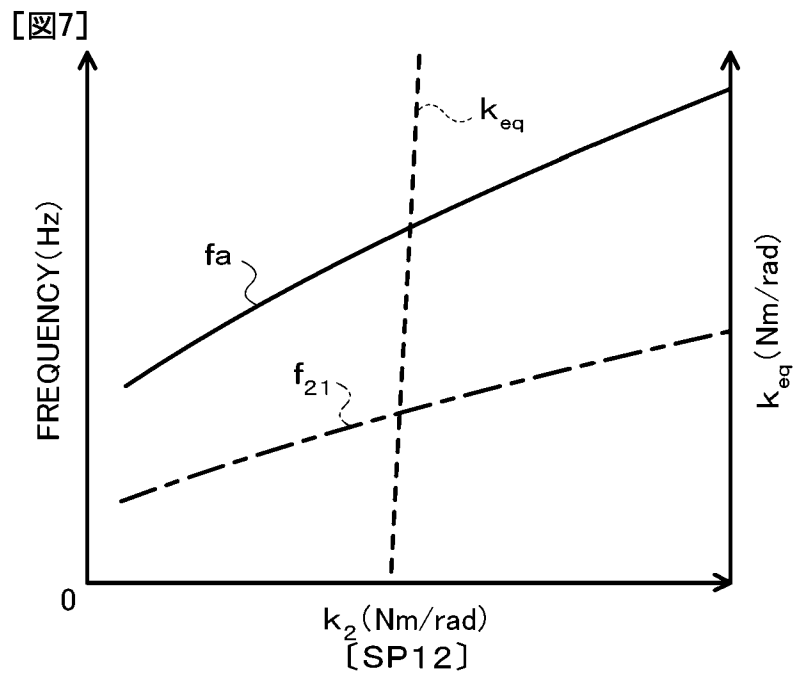


FIG. 7

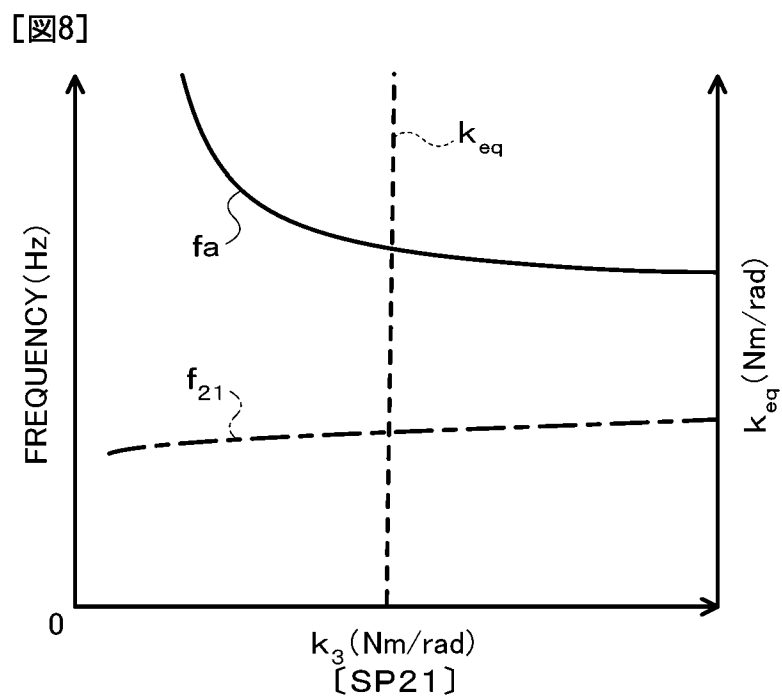


FIG. 8

[図9]

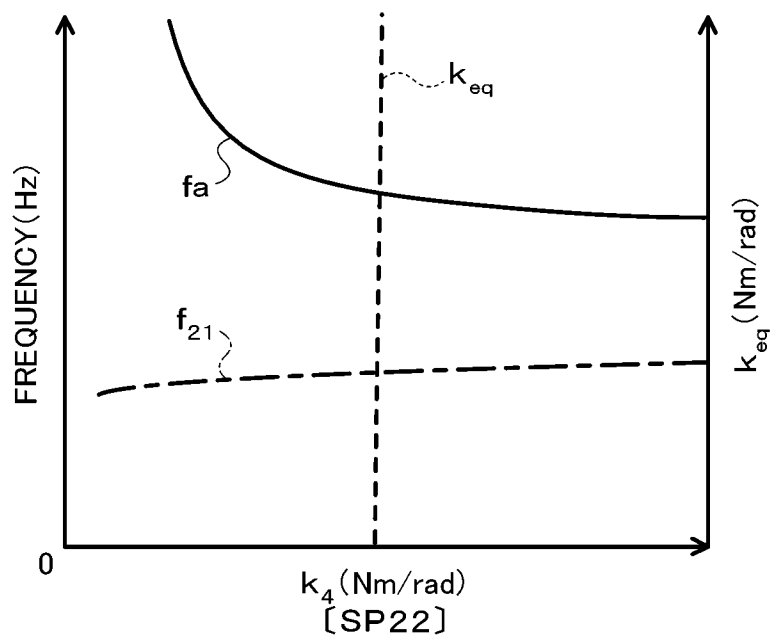


FIG. 9

[図10]

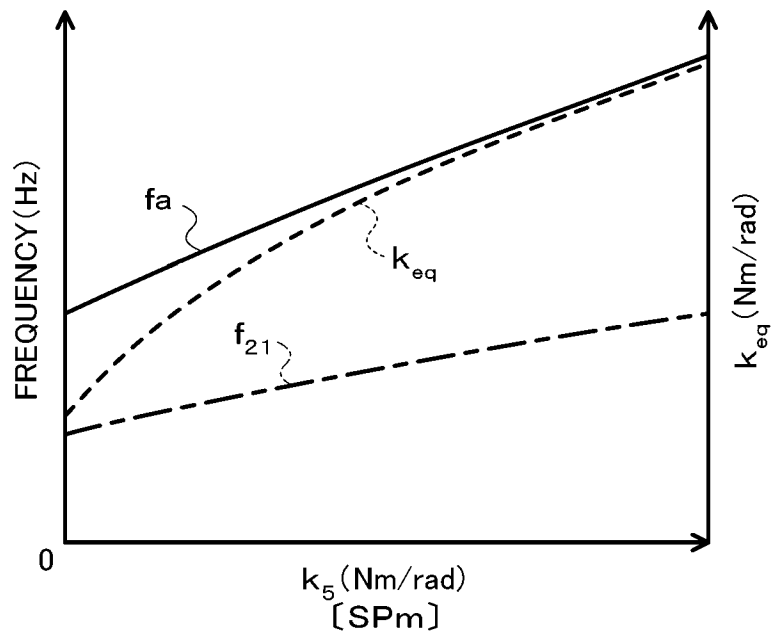


FIG. 10

[図11]

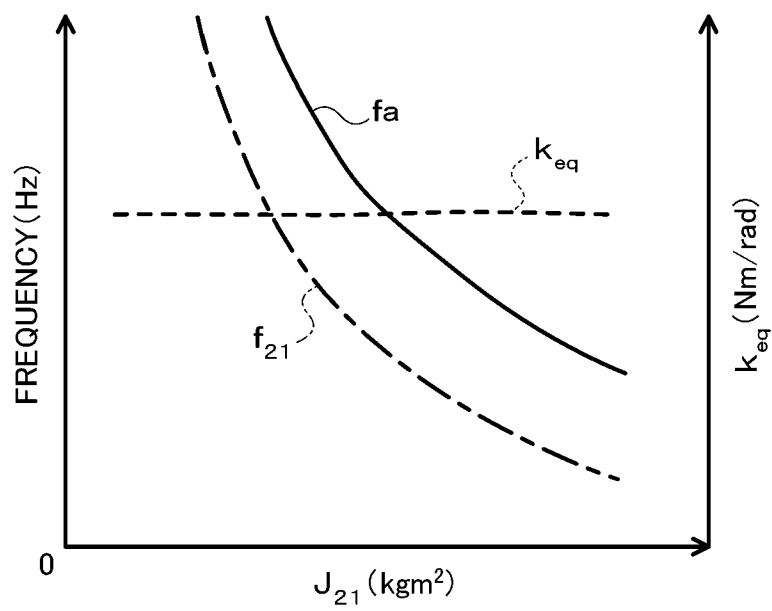


FIG. 11

[図12]

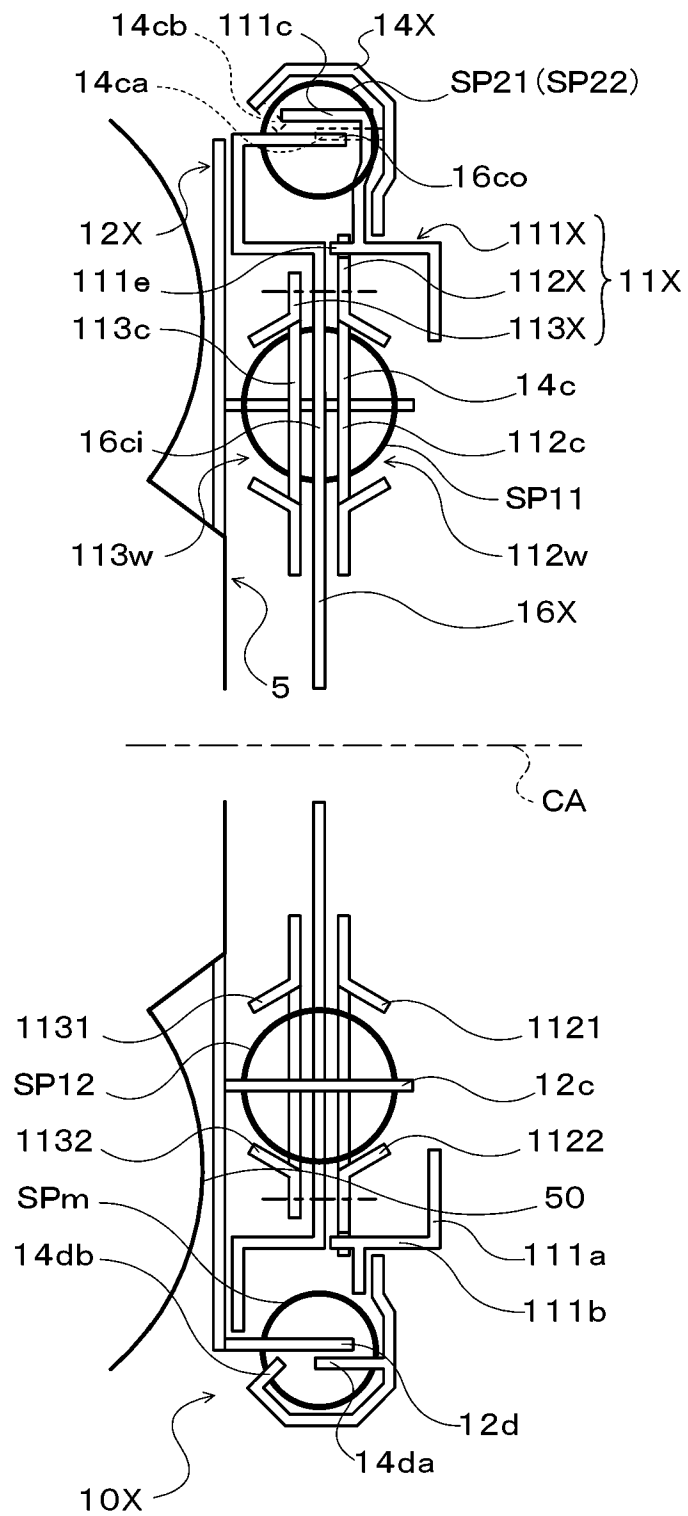


FIG. 12

[図13]

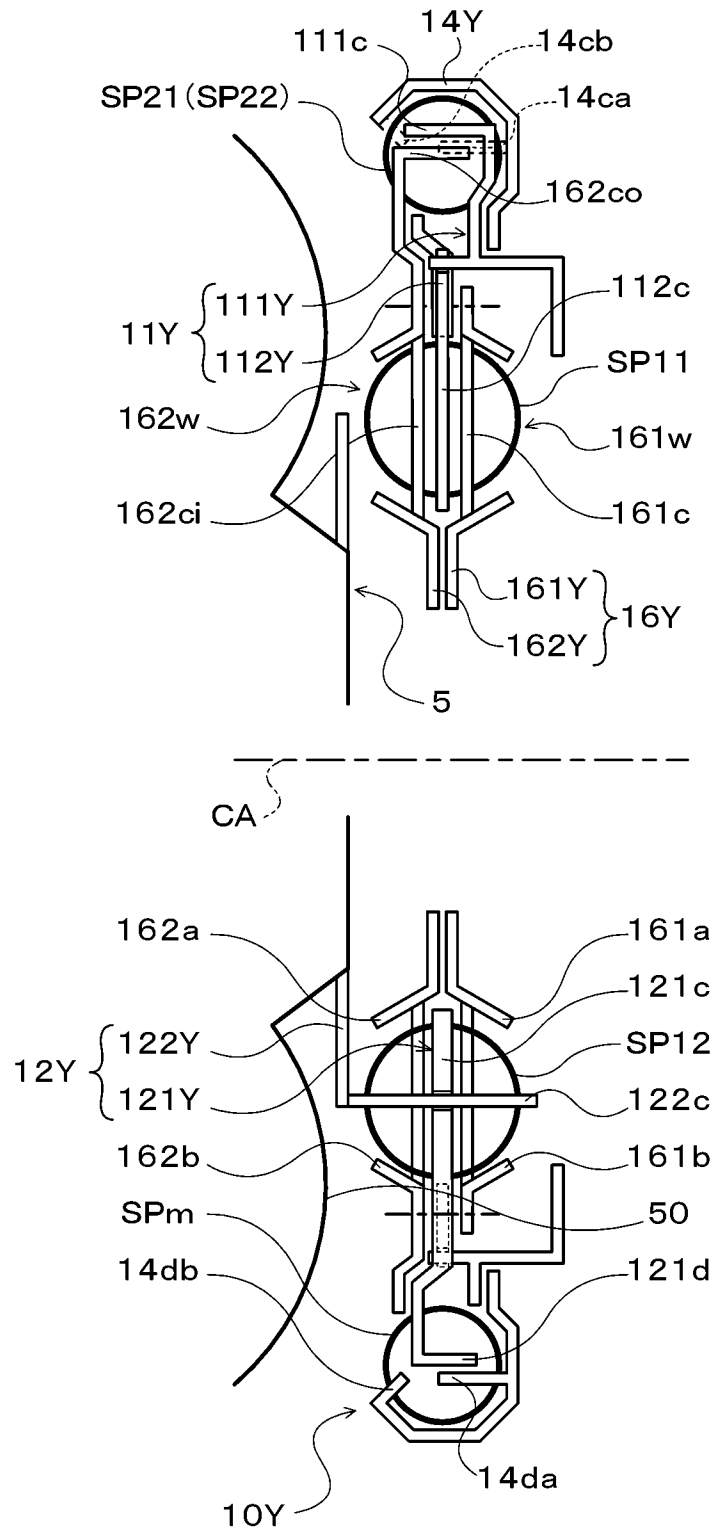


FIG. 13

[図14]

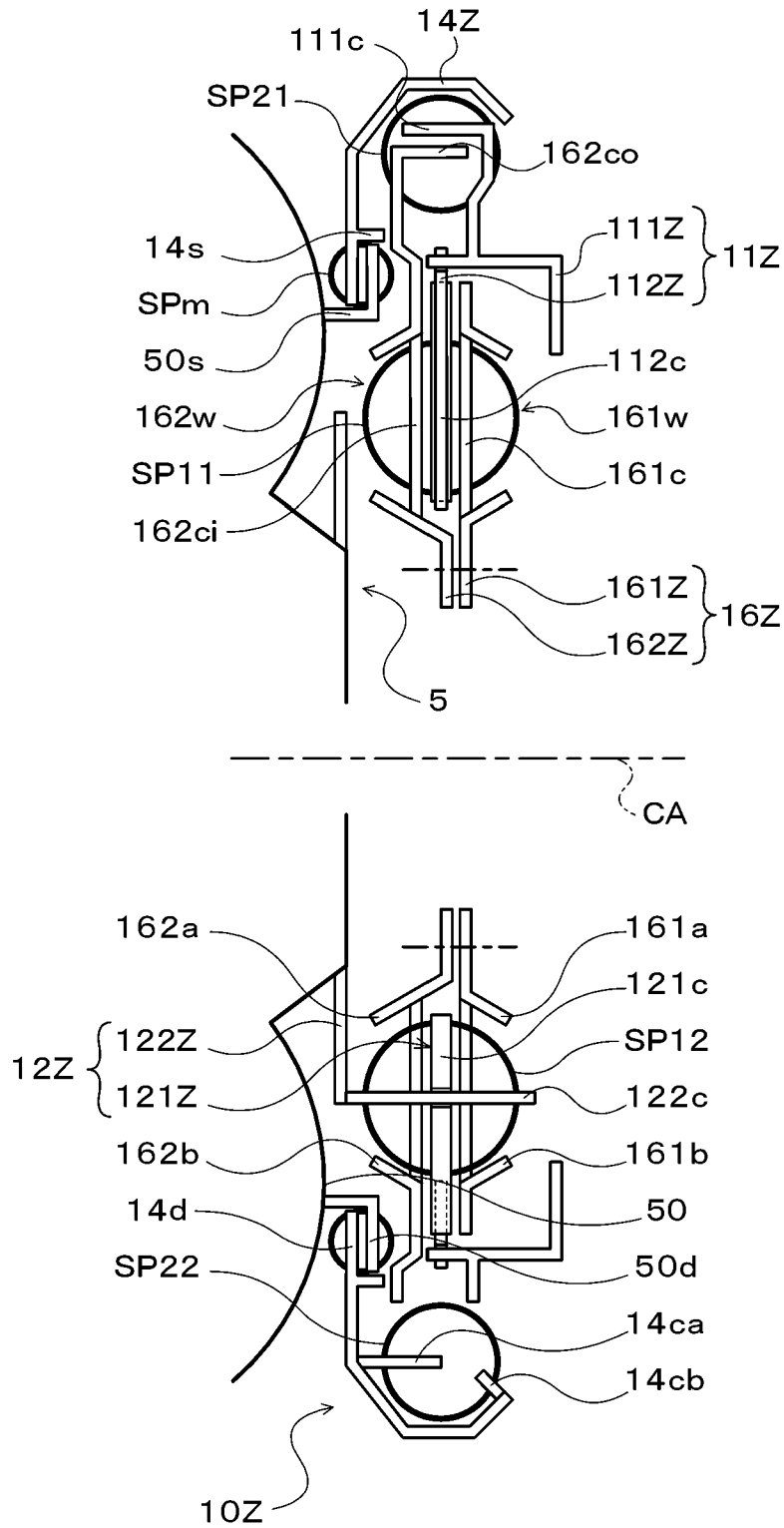


FIG. 14

[図15]

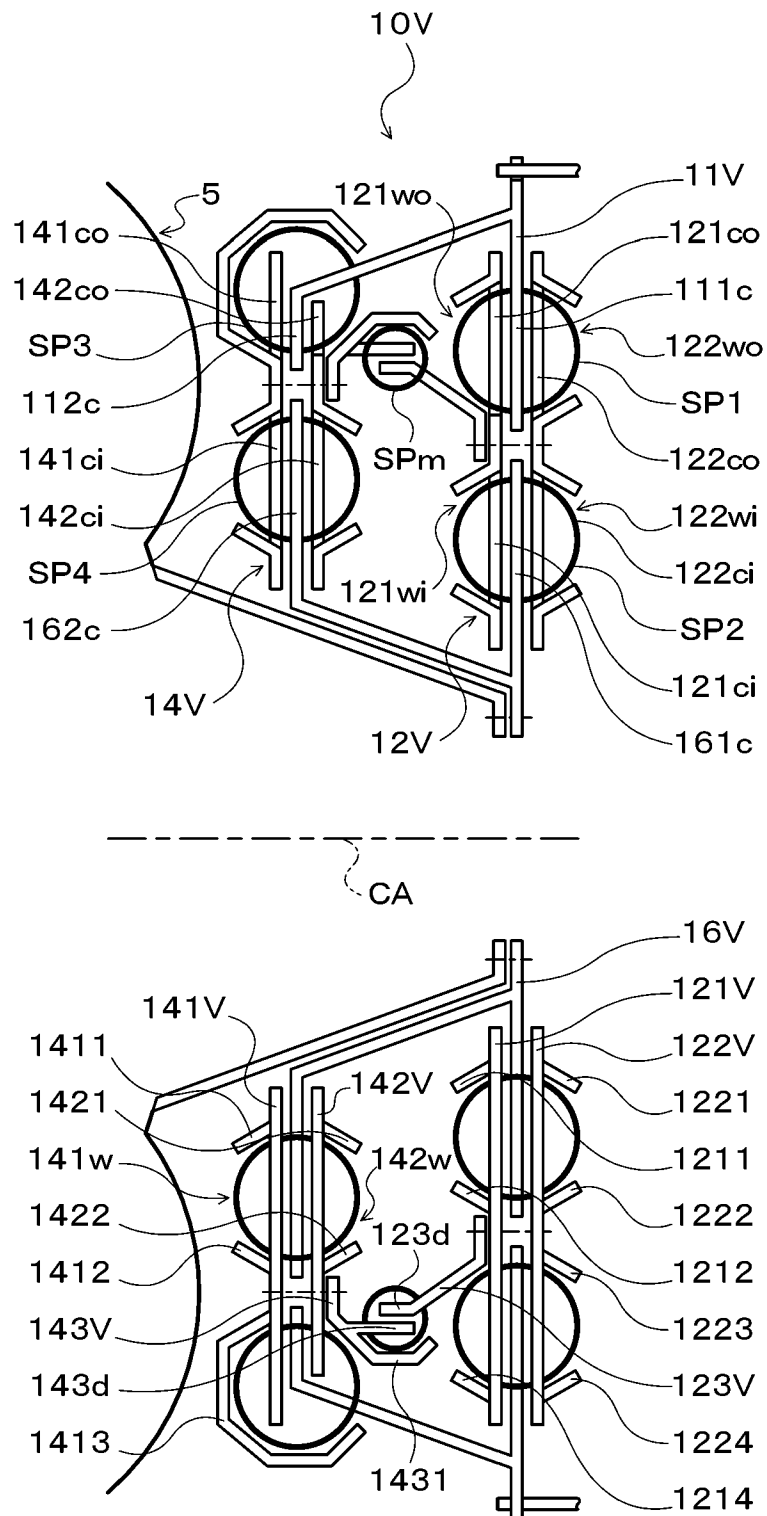


FIG. 15

[図16]

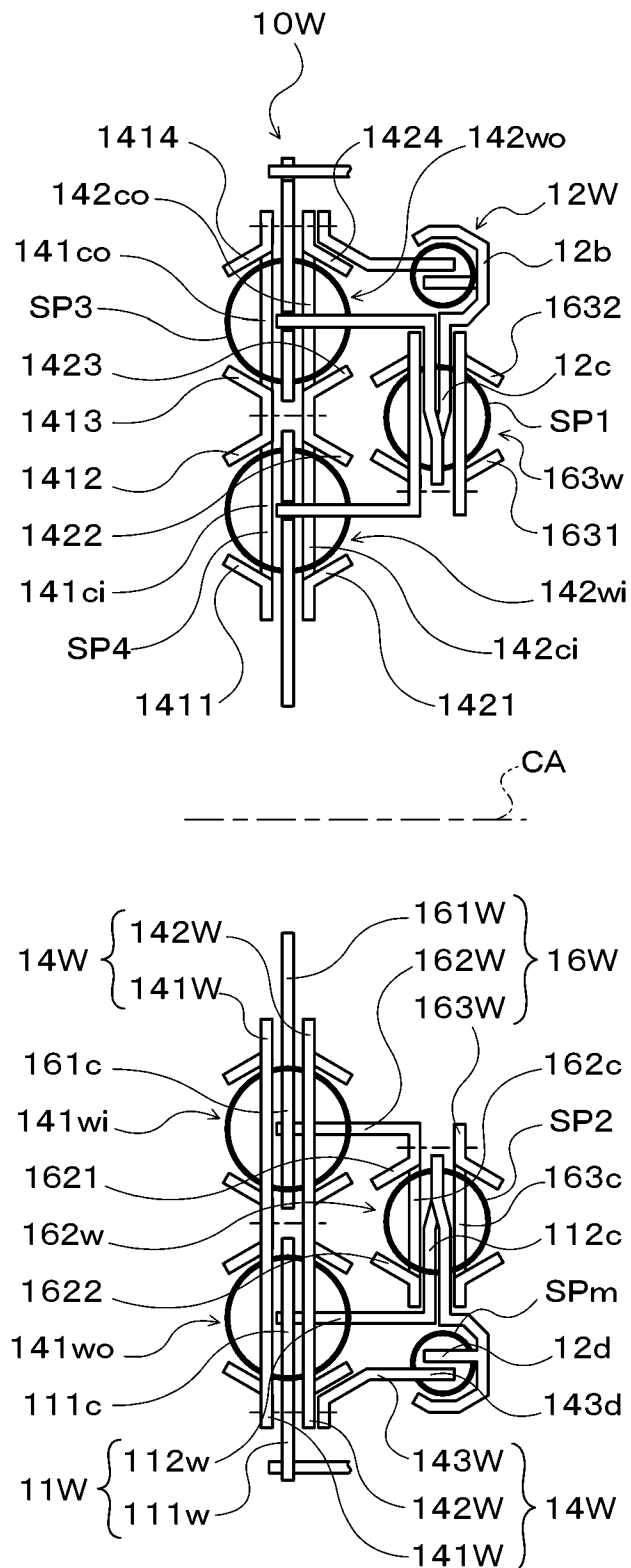


FIG. 16

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2016/067038

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16H45/02(2006.01)i, F16F15/134(2006.01)i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F16H45/02, F16F15/134

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2016
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2016	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2016

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2012-506006 A (Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG), 08 March 2012 (08.03.2012), paragraphs [0017] to [0021]; fig. 3 to 4 & US 2010/0096788 A1 paragraphs [0027] to [0031]; fig. 3 to 4 & WO 2010/043301 A1	1-19
A	DE 102009013965 A1 (DAIMLER AG), 23 September 2010 (23.09.2010), paragraphs [0029] to [0037]; fig. 1 to 3 (Family: none)	1-19

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
 "E" earlier application or patent but published on or after the international filing date
 "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
 "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
 "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
 "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
 "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
 "&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
26 July 2016 (26.07.16)

Date of mailing of the international search report
09 August 2016 (09.08.16)

Name and mailing address of the ISA/
Japan Patent Office
3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,
Tokyo 100-8915, Japan

Authorized officer

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2016/067038

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2010-230155 A (Aisin AW Industries Co., Ltd.), 14 October 2010 (14.10.2010), paragraphs [0027] to [0035]; fig. 2 to 4 (Family: none)	1-19

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC））

Int.Cl. F16H45/02(2006.01)i, F16F15/134(2006.01)i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（IPC））

Int.Cl. F16H45/02, F16F15/134

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2016年
日本国実用新案登録公報	1996-2016年
日本国登録実用新案公報	1994-2016年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 2012-506006 A（シェフラー テクノロジーズ ゲゼルシャフト ミット ベシュレンクテル ハフツング ウント コンパニー コ マンディートゲゼルシャフト）2012.03.08, 段落[0017]-[0021], 図 3-4 & US 2010/0096788 A1, 段落[0027]-[0031], 図 3-4 & WO 2010/043301 A1	1-19
A	DE 102009013965 A1 (DAIMLER AG) 2010.09.23, 段落[0029]-[0037], 図 1-3（ファミリーなし）	1-19

C欄の続きにも文献が列挙されている。

パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの

「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）

「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

26.07.2016

国際調査報告の発送日

09.08.2016

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（ISA/J P）

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官（権限のある職員）

岩田 健一

3W

6107

電話番号 03-3581-1101 内線 3367

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 2010-230155 A (アイシン・エイ・ダブリュ工業株式会社) 2010.10.14, 段落[0027]-[0035], 図 2-4 (ファミリーなし)	1-19