

(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
2018年5月3日(03.05.2018)



(10) 国際公開番号

WO 2018/079040 A1

(51) 国際特許分類:

F16F 15/30 (2006.01) *F16F 15/139* (2006.01)
F16F 15/134 (2006.01) *F16H 45/02* (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2017/030384

(22) 国際出願日: 2017年8月24日(24.08.2017)

(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 2016-210787 2016年10月27日(27.10.2016) JP

(71) 出願人: アイシン・エイ・ダブリュ工業株式会社(AISIN AW INDUSTRIES CO., LTD) [JP/JP];
〒9158520 福井県越前市池ノ上町38 Fukui (JP), 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: 吉川 卓也(YOSHIKAWA, Takuya);
〒9158520 福井県越前市池ノ上町38 アイシン・エイ・ダブリュ工業株式会社内 Fukui (JP), 小川 亜樹(OGAWA, Aki);
〒9158520 福井県越前市池ノ上町38 アイシン・エイ・ダブリュ工業株式会社内 Fukui (JP), 大塚 亮輔(OTSUKA, Ryosuke);
〒9158520 福井県越前市池ノ上町38 アイシン・エイ・ダブリュ工業株式会社内 Fukui (JP), 加藤 晃祥(KATO, Akiyoshi);
〒9158520 福井県越前市池ノ上町38 アイシン・エイ・ダブリュ工業株式会社内 Fukui (JP), 大井 陽一(OI, Yoichi);
〒4441192 愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシン

(54) Title: DAMPER DEVICE

(54) 発明の名称: ダンパ装置

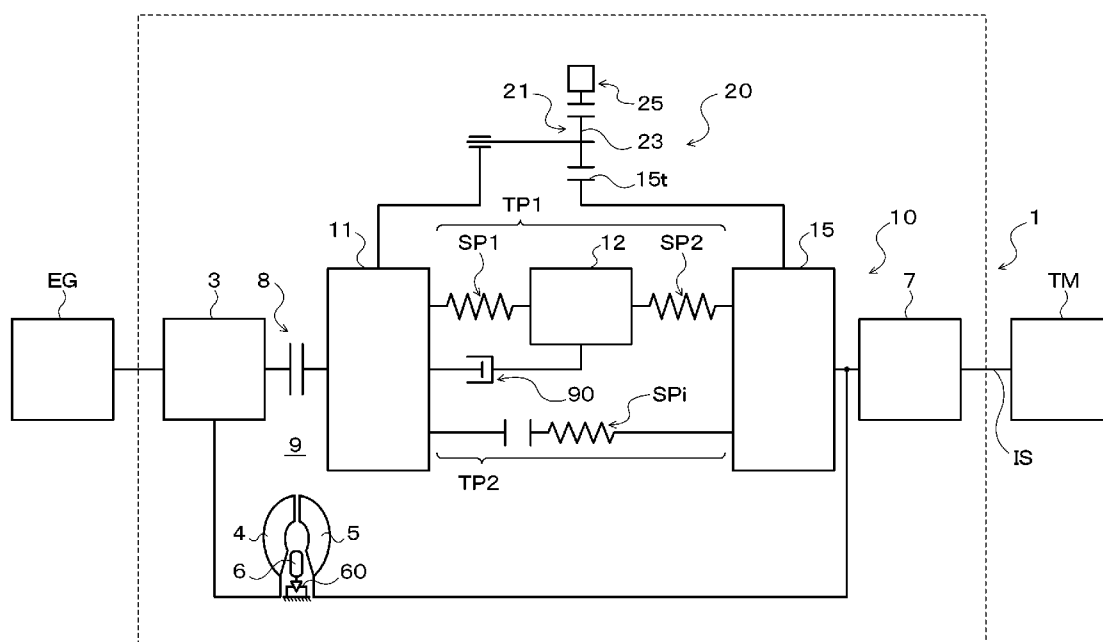


FIG. 1

(57) **Abstract:** This damper device includes: an input element to which the torque from an engine is transmitted; an intermediate element; an output element; a first elastic body which transmits torque between the input element and the intermediate element; a second elastic body which transmits torque between the intermediate element and the output element; a rotational inertia mass damper having a mass body which rotates according to the relative rotation of the input element and the output element, and which is provided, between the input element and the output element, in parallel with



・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).

(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, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO,
DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT,
HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JO, KE, KG, KH,
KN, KP, KR, KW, 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), ユーラシア (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))

a torque transmission path including the first elastic body, the intermediate element, and the second elastic body; and a damping mechanism which damps the resonance of the intermediate element.

(57) 要約: 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、中間要素と、出力要素と、入力要素と中間要素との間でトルクを伝達する第1弾性体と、中間要素と出力要素との間でトルクを伝達する第2弾性体と、入力要素と出力要素との相対回転に応じて回転する質量体を有し、入力要素と出力要素との間に、第1弾性体、中間要素および第2弾性体を含むトルク伝達経路と並列に設けられる回転慣性質量ダンパと、中間要素の共振を減衰する減衰機構とを含む。

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、入力要素と出力要素との間でトルクを伝達する弾性体、および回転慣性質量ダンパを含むダンパ装置に関する。

背景技術

[0002] 従来、この種のダンパ装置として、ドライブ部材(入力要素)と中間部材(中間要素)との間でトルクを伝達する第1スプリングと、中間部材とドリブン部材(出力要素)の間でトルクを伝達する第2スプリングと、中間部材と第1および第2スプリングとを含むトルク伝達経路と並列に設けられると共にドライブ部材とドリブン部材との相対回転に応じて回転する質量体としてのサンギヤを有する回転慣性質量ダンパとを含むものが知られている(例えば、特許文献1)。かかるダンパ装置では、エンジンからドライブ部材に伝達される入力トルクが周期的に振動していると仮定すれば、ドライブ部材から上記トルク伝達経路を介してドリブン部材に伝達される振動の位相と、ドライブ部材から回転慣性質量ダンパを介してドリブン部材に伝達される振動の位相とが 180° ずれることになる。また、このダンパ装置では、中間部材の慣性モーメントと第1および第2スプリングの剛性とに基づいて定まる当該中間部材の減衰比 ζ が値1未満になっている。これにより、中間要素を含むトルク伝達経路では、第1および第2弾性体の撓みが許容されている状態に対して、複数の固有振動数(共振周波数)を設定すると共に、入力要素の回転数が当該複数の固有振動数の何れかに対応した回転数に達した段階で中間要素の共振を発生させることができる。この結果、このダンパ装置では、入力要素からトルク伝達経路を介して出力要素に伝達される振動と、入力要素から回転慣性質量ダンパを介して出力要素に伝達される振動とが理論上互いに打ち消し合うことになる反共振点を2つ設定することが可能となる。従って、2つの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)

の周波数に一致させる（より近づける）ことで、ダンパ装置の振動減衰性能を向上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：国際公開第2016／104783号

発明の概要

[0004] しかしながら、上記従来のダンパ装置では、中間部材の慣性モーメント等の大きさに応じて当該中間部材の減衰比 ζ が小さくなると、中間部材の振動が収束し難くなり、当該中間部材の共振の振幅が大きくなってしまう。そして、中間部材の共振の振幅が大きくなってしまふと、当該共振に対して回転慣性質量ダンパから出力要素に伝達される慣性トルクが不足し、中間部材の共振点や、それに対応した高回転側（高周側）の反共振点付近における振動レベルを十分に低下させることができなくなるおそれがある。

[0005] そこで、本開示の発明は、ダンパ装置の振動減衰性能をより向上させることを主目的とする。

[0006] 本開示のダンパ装置は、エンジンからのトルクが伝達される入力要素、中間要素、出力要素、前記入力要素と前記中間要素との間でトルクを伝達する第1弾性体、および前記中間要素と前記出力要素との間でトルクを伝達する第2弾性体を含むダンパ装置において、前記入力要素と前記出力要素との相対回転に応じて回転する質量体を有し、前記入力要素と前記出力要素との間に、前記第1弾性体、前記中間要素および前記第2弾性体を含むトルク伝達経路と並列に設けられる回転慣性質量ダンパと、前記中間要素の共振を減衰する減衰機構とを備えるものである。

[0007] このダンパ装置では、中間要素を含むトルク伝達経路に対して、第1および第2弾性体の撓みが許容されている状態で複数の固有振動数（共振周波数）を設定すると共に、入力要素の回転数が当該複数の固有振動数の何れかに対応した回転数に達した段階で中間要素の共振を発生させることができる。これにより、このダンパ装置では、入力要素からトルク伝達経路を介して出

力要素に伝達される振動と、入力要素から回転慣性質量ダンパを介して出力要素に伝達される振動とが理論上互いに打ち消し合うことになる反共振点を2つ設定することが可能となる。従って、2つの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、ダンパ装置の振動減衰性能を向上させることができる。更に、このダンパ装置は、中間要素の共振を減衰する減衰機構を含む。これにより、中間部材の共振の振幅が大きくなるのを抑制し、回転慣性質量ダンパから出力要素に伝達される慣性トルクにより、中間部材の共振点や、それに対応した反共振点付近での振動レベルを良好に低下させることが可能となる。この結果、このダンパ装置では、振動減衰性能をより向上させることができる。

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の概略構成図である。
- [図2]図1の発進装置を示す断面図である。
- [図3]本開示のダンパ装置に含まれる減衰機構を示す拡大断面図である。
- [図4]減衰機構の摩擦部材を示す正面図である。
- [図5]減衰機構の付勢部材を示す正面図である。
- [図6]本開示のダンパ装置に含まれる回転慣性質量ダンパを示す要部拡大断面図である。
- [図7]（a）および（b）は、エンジンの回転数と図1等のダンパ装置の出力要素におけるトルク変動 T_{Fluc} との関係等を例示する説明図である。
- [図8]本開示の他のダンパ装置を示す拡大断面図である。
- [図9]本開示の更に他のダンパ装置を示す拡大断面図である。
- [図10]本開示の他のダンパ装置を示す拡大断面図である。
- [図11]本開示の更に他のダンパ装置を含む発進装置の概略構成図である。
- [図12]本開示の他のダンパ装置を含む発進装置の概略構成図である。
- [図13]本開示の更に他のダンパ装置を含む発進装置の概略構成図である。
- [図14]本開示の他のダンパ装置を含む発進装置の概略構成図である。

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、発進装置1を示す断面図である。これらの図面に示す発進装置1は、駆動装置としてのエンジン（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て当該エンジンEGからのトルクが伝達される入力部材としてのフロントカバー3や、フロントカバー3に固定されるポンプインペラ（入力側流体伝動要素）4、ポンプインペラ4と同軸に回転可能なタービンランナ（出力側流体伝動要素）5、ダンパ装置10に連結されると共に自動変速機（AT）あるいは無段変速機（CVT）である変速機TMの入力軸ISに固定される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（軸心）の延在方向を示す。また、「径方向」は、特に明記するものを除いて、基本的に、発進装置1やダンパ装置10、当該ダンパ装置10等の回転要素の径方向、すなわち発進装置1やダンパ装置10の中心軸から当該中心軸と直交する方向（半径方向）に延びる直線の延在方向を示す。更に、「周方向」は、特に明記するものを除いて、基本的に、発進装置1やダンパ装置10、当該ダンパ装置10等の回転要素の周方向、すなわち当該回転要素の回転方向に沿った方向を示す。

[0012] ポンプインペラ4は、図2に示すように、フロントカバー3に密に固定されて作動油が流通する流体室9を画成するポンプシェル40と、ポンプシェル40の内面に配設された複数のポンプブレード41とを有する。タービンランナ5は、図2に示すように、タービンシェル50と、タービンシェル50の内面に配設された複数のタービンブレード51とを有する。タービンシェル50の内周部は、複数のリベットを介してダンパハブ7に固定される。

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

[0013] ロックアップクラッチ８は、油圧式多板クラッチとして構成されており、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。ロックアップクラッチ８は、フロントカバー３に固定されたセンターピース３０により軸方向に移動自在に支持されるロックアップピストン８０と、クラッチドラム８１と、ロックアップピストン８０と対向するようにフロントカバー３の側壁部３３の内面に固定される環状のクラッチハブ８２と、クラッチドラム８１の内周に形成されたスプラインに嵌合される複数の第１摩擦係合プレート（両面に摩擦材を有する摩擦板）８３と、クラッチハブ８２の外周に形成されたスプラインに嵌合される複数の第２摩擦係合プレート８４（セパレータプレート）とを含む。

[0014] 更に、ロックアップクラッチ８は、ロックアップピストン８０を基準としてフロントカバー３とは反対側に位置するように、すなわちロックアップピストン８０よりもダンパ装置１０およびタービンランナ５側に位置するようにフロントカバー３のセンターピース３０に取り付けられる環状のフランジ部材（油室画成部材）８５と、フロントカバー３とロックアップピストン８０との間に配置される複数のリターンスプリング８６とを含む。図示するように、ロックアップピストン８０とフランジ部材８５とは、係合油室８７を

画成し、当該係合油室 87 には、図示しない油圧制御装置から作動油（係合油圧）が供給される。係合油室 87 への係合油圧を高めることで、第 1 および第 2 摩擦係合プレート 83, 84 をフロントカバー 3 側に押圧するようにロックアップピストン 80 を軸方向に移動させ、それによりロックアップクラッチ 8 を係合（完全係合あるいはスリップ係合）させることができる。なお、ロックアップクラッチ 8 は、油圧式単板クラッチとして構成されてもよい。

[0015] ダンパ装置 10 は、図 1 および図 2 に示すように、回転要素として、ドライブ部材（入力要素）11 と、中間部材（中間要素）12 と、ドリブン部材（出力要素）15 とを含む。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 と中間部材 12 との間でトルクを伝達する複数（本実施形態では、例えば 3 個）の第 1 スプリング（第 1 弾性体）SP1 と、それぞれ対応する第 1 スプリング SP1 と直列に作用して中間部材 12 とドリブン部材 15 との間でトルクを伝達する複数（本実施形態では、例えば 3 個）の第 2 スプリング（第 2 弾性体）SP2 と、ドライブ部材 11 とドリブン部材 15 との間でトルクを伝達する複数（本実施形態では、例えば 3 個）の内側スプリング（第 3 弾性体）SPi とを含む。

[0016] すなわち、ダンパ装置 10 は、図 1 に示すように、ドライブ部材 11 とドリブン部材 15 との間に、互いに並列に設けられる第 1 トルク伝達経路 TP1 および第 2 トルク伝達経路 TP2 を有する。第 1 トルク伝達経路 TP1 は、複数の第 1 スプリング SP1、中間部材 12 および複数の第 2 スプリング SP2 により構成され、これらの要素を介してドライブ部材 11 とドリブン部材 15 との間でトルクを伝達する。本実施形態において、第 1 トルク伝達経路 TP1 を構成する第 1 および第 2 スプリング SP1, SP2 として、同一の諸元（ばね定数）を有するコイルスプリングが採用されている。ただし、第 1 および第 2 スプリング SP1, SP2 として、互いに異なるばね定数を有するものが採用されてもよい。

[0017] また、第 2 トルク伝達経路 TP2 は、複数の内側スプリング SPi により

構成され、互いに並列に作用する複数の内側スプリング SP_i を介してドライブ部材 11 とドリブン部材 15 との間でトルクを伝達する。本実施形態において、第 2 トルク伝達経路 TP_2 を構成する複数の内側スプリング SP_i は、ドライブ部材 11 への入力トルクがダンパ装置 10 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 に達してドライブ部材 11 のドリブン部材 15 に対する捩れ角が所定角度 θ_{ref} 以上になってから、第 1 トルク伝達経路 TP_1 を構成する第 1 および第 2 スプリング SP_1 , SP_2 と並列に作用する。これにより、ダンパ装置 10 は、2 段階 (2 ステージ) の減衰特性を有することになる。

[0018] 本実施形態では、第 1 および第 2 スプリング SP_1 , SP_2 並びに内側スプリング SP_i 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料からなる直線型コイルスプリングが採用されている。これにより、アークコイルスプリングを用いた場合に比べて、第 1 および第 2 スプリング SP_1 , SP_2 並びに内側スプリング SP_i を軸心に沿ってより適正に伸縮させることができる。この結果、ドライブ部材 11 (入力要素) とドリブン部材 15 (出力要素) との相対変位が増加していく際に第 2 スプリング SP_2 等からドリブン部材 15 に伝達されるトルクと、ドライブ部材 11 とドリブン部材 15 との相対変位が減少していく際に第 2 スプリング SP_2 等からドリブン部材 15 に伝達されるトルクとの差すなわちヒステリシスを低減化することが可能となる。ただし、第 1 および第 2 スプリング SP_1 , SP_2 並びに内側スプリング SP_i の少なくとも何れかとして、アークコイルスプリングが採用されてもよい。

[0019] 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 のクラッチドラム 81 に連結される環状の第 1 入力プレート部材 111 と、第 1 入力プレート部材 111 と対向するように複数のリベットを介して当該第 1 入力プレート部材 111 に連結される環状の第 2 入力プレート部材 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入力プレート部材111, 112は、クラッチドラム81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。

[0020] 第1入力プレート部材111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（本実施形態では、例えば3個）の外側スプリング収容窓111woと、それぞれ円弧状に延びると共に各外側スプリング収容窓111woの径方向内側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）の内側スプリング収容窓111wiと、各内側スプリング収容窓111wiの外側縁部に沿って延びる複数（本実施形態では、例えば3個）のスプリング支持部111sと、複数（本実施形態では、例えば3個）の図示しない外側スプリング当接部と、複数（本実施形態では、例えば6個）の図示しない内側スプリング当接部とを有する。各内側スプリング収容窓111wiは、内側スプリングSPiの自然長よりも長い周長を有する。また、第1入力プレート部材111の外側スプリング当接部は、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の間に1個ずつ設けられる。更に、第1入力プレート部材111の内側スプリング当接部は、各内側スプリング収容窓111wiの周方向における両側に1個ずつ設けられる。

[0021] 第2入力プレート部材112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（本実施形態では、例えば3個）の外側スプリング収容窓112woと、それぞれ円弧状に延びると共に各外側スプリング収容窓112woの径方向内側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）の内側スプリング収容窓112wiと、各内側スプリング収容窓112wiの外側縁部に沿って延びる複数（本実施形態では、例えば3個）のスプリング支持部112sと、複数（本実施形態では、例えば3個）の図示しない外側スプリング当接部と、複数（本実施形態では、例えば6個）の図示しない内側スプリング当接部とを有する。各内側スプリング収容窓112wiは、内側スプリングSP

i の自然長よりも長い周長を有する。また、第2入力プレート部材112の外側スプリング当接部は、周方向に沿って互いに隣り合う外側スプリング収容窓112woの間に1個ずつ設けられる。更に、第2入力プレート部材112の内側スプリング当接部は、各内側スプリング収容窓112wiの周方向における両側に1個ずつ設けられる。また、本実施形態では、第1および第2入力プレート部材111, 112として、同一の形状を有するものが採用され、これにより、部品の種類の数を削減することが可能となる。

[0022] 中間部材12は、ドライブ部材11の第1入力プレート部材111よりもフロントカバー3側に配置される環状の第1中間プレート部材121と、ドライブ部材11の第2入力プレート部材112よりもタービンランナ5側に配置されると共に複数のリベットを介して第1中間プレート部材121に連結（固定）される環状の第2中間プレート部材122とを含む。図2に示すように、第1および第2中間プレート部材121, 122は、第1および第2入力プレート部材111, 112をダンパ装置10の軸方向における両側から挟み込むように配置される。

[0023] 第1中間プレート部材121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（本実施形態では、例えば3個）のスプリング収容窓121wと、それぞれ対応するスプリング収容窓121wの外側縁部に沿って延びる複数（本実施形態では、例えば3個）のスプリング支持部121sと、複数（本実施形態では、例えば3個）の図示しないスプリング当接部とを有する。第1中間プレート部材121のスプリング当接部は、周方向に沿って互いに隣り合うスプリング収容窓121wの間に1個ずつ設けられる。第2中間プレート部材122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（本実施形態では、例えば3個）のスプリング収容窓122wと、それぞれ対応するスプリング収容窓122wの外側縁部に沿って延びる複数（本実施形態では、例えば3個）のスプリング支持部122sと、複数（本実施形態では、例えば3個）の図示しないスプリング当接部とを有する。第2中間プレート部材12

2のスプリング当接部は、周方向に沿って互いに隣り合うスプリング收容窓122wの間に1個ずつ設けられる。また、本実施形態では、第1および第2中間プレート部材121、122として、同一の形状を有するものが採用され、これにより、部品の種類の数を削減することが可能となる。

[0024] ドリブン部材15は、板状の環状部材として構成されており、第1および第2入力プレート部材111、112の軸方向における間に配置されると共に、複数のリベットを介してダンパハブ7に固定される。ドリブン部材15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（本実施形態では、例えば3個）の外側スプリング收容窓15woと、各外側スプリング收容窓15woの径方向内側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）の内側スプリング收容窓15wiと、複数（本実施形態では、例えば3個）の図示しない外側スプリング当接部と、複数（本実施形態では、例えば6個）の図示しない内側スプリング当接部とを有する。ドリブン部材15の外側スプリング当接部は、周方向に沿って互いに隣り合う外側スプリング收容窓15woの間に1個ずつ設けられる。また、各内側スプリング收容窓15wiは、内側スプリングSPiの自然長に応じた周長を有する。更に、ドリブン部材15の内側スプリング当接部は、各内側スプリング收容窓15wiの周方向における両側に設けられる。

[0025] 第1および第2入力プレート部材111、112の外側スプリング收容窓111wo、112woと、ドリブン部材15の外側スプリング收容窓15woとは、第1および第2スプリングSP1、SP2が互いに対をなす（直列に作用する）ように1個ずつ配置される。また、ダンパ装置10の取付状態において、第1および第2入力プレート部材111、112の各外側スプリング当接部と、ドリブン部材15の各外側スプリング当接部とは、互いに異なる外側スプリング收容窓15wo、111wo、112wo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スプリングSP1、SP2の間に両者の端部と当接する。

[0026] 更に、第1および第2中間プレート部材121, 122のスプリング当接部は、それぞれ共通の外側スプリング収容窓15wo, 111wo, 112woに配置されて互いに対をなす第1および第2スプリングSP1, SP2の間で両者の端部と当接する。また、互いに異なる外側スプリング収容窓15wo, 111wo, 112wo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スプリングSP1, SP2は、第1および第2中間プレート部材121, 122のスプリング収容窓121w, 122wに配置される。更に、互いに対をなさない第1および第2スプリングSP1, SP2は、フロントカバー3側で第1中間プレート部材121のスプリング支持部121sにより径方向外側から支持（ガイド）されると共に、タービンランナ5側で第2中間プレート部材122のスプリング支持部122sにより径方向外側から支持（ガイド）される。

[0027] これにより、第1および第2スプリングSP1, SP2は、ダンパ装置10の周方向に交互に並ぶ。また、各第1スプリングSP1の一端は、第1および第2入力プレート部材111, 112（ドライブ部材11）の対応する外側スプリング当接部と当接し、各第1スプリングSP1の他端は、第1および第2中間プレート部材（中間部材12）の対応するスプリング当接部と当接する。更に、各第2スプリングSP2の一端は、第1および第2中間プレート部材（中間部材12）の対応するスプリング当接部と当接し、各第2スプリングSP2の他端は、ドリブン部材15の対応する外側スプリング当接部と当接する。

[0028] この結果、互いに対をなす第1および第2スプリングSP1, SP2は、ドライブ部材11とドリブン部材15との間で、第1および第2中間プレート部材（中間部材12）の対応するスプリング当接部を介して直列に連結される。従って、ダンパ装置10では、ドライブ部材11とドリブン部材15との間でトルクを伝達する弾性体の剛性、すなわち第1および第2スプリングSP1, SP2の合成ばね定数をより小さくすることができる。なお、本実施形態において、それぞれ複数の第1および第2スプリングSP1, SP

2は、同一円周上に配列され、発進装置1やダンパ装置10の軸心と各第1スプリングSP1の軸心との距離と、発進装置1等の軸心と各第2スプリングSP2の軸心との距離とが等しくなっている。

[0029] また、ドリブン部材15の各内側スプリング収容窓15wiには、内側スプリングSPiが配置される。ダンパ装置10の取付状態において、ドリブン部材15の各内側スプリング当接部は、内側スプリングSPiの対応する端部と当接する。更に、ダンパ装置10の取付状態において、各内側スプリングSPiのフロントカバー3側の側部は、第1入力プレート部材111の対応する内側スプリング収容窓111wiの周方向における中央部に位置すると共に、第1入力プレート部材111のスプリング支持部111sにより径方向外側から支持（ガイド）される。また、ダンパ装置10の取付状態において、各内側スプリングSPiのタービンランナ5側の側部は、第2入力プレート部材112の対応する内側スプリング収容窓112wiの周方向における中央部に位置すると共に、第2入力プレート部材112のスプリング支持部112sにより径方向外側から支持（ガイド）される。

[0030] これにより、各内側スプリングSPiは、図2に示すように、流体室9内の内周側領域に配置され、第1および第2スプリングSP1, SP2により包囲される。この結果、ダンパ装置10ひいては発進装置1の軸長をより短縮化することが可能となる。そして、各内側スプリングSPiの一方の端部は、ドライブ部材11への入力トルク（駆動トルク）あるいは車軸側からドリブン部材15に付与されるトルク（被駆動トルク）が上記トルクT1に達してドライブ部材11のドリブン部材15に対する振れ角が所定角度 θ_{ref} 以上になると、第1および第2入力プレート部材111, 112の対応する内側スプリング収容窓111wi, 112wiの両側に設けられた内側スプリング当接部の一方と当接することになる。

[0031] 更に、ダンパ装置10は、図2および図3に示すように、ドライブ部材11と中間部材12との間で摩擦力を発生させる減衰機構90を含む。本実施形態において、減衰機構90は、ドライブ部材11の第2入力プレート部材

112の内周部（内側スプリング収容窓112wiよりも内周側の部分）と、中間部材12の第2中間プレート部材122の内周部との軸方向における間に配置される環状の摩擦部材91および環状の付勢部材92を含む。摩擦部材91は、例えば樹脂により形成されており、図3および図4に示すように、平板状かつ環状のワッシャ部91aと、ワッシャ部91aの一方の表面から周方向に間隔をおいて軸方向に突出する複数（本実施形態では、例えば120°間隔で3個）の突起91pとを有する。付勢部材92は、本実施形態において、金属により形成された環状の皿ばねであり、図5に示すように、内周縁部から周方向に間隔をおいて径方向外側に延びる複数（突起91pと同数、すなわち本実施形態では、例えば120°間隔で3個）の切欠92nを有する。なお、突起91pや切欠92nは、摩擦部材91または付勢部材92に少なくとも1個ずつ設けられればよい。

[0032] 摩擦部材91の各突起91pは、中間部材12の第2中間プレート部材122の内周部に形成された対応する切欠（または孔）122nに嵌め込まれ、それにより当該摩擦部材91は、第2中間プレート部材122すなわち中間部材12と一体に回転可能となる。更に、付勢部材92は、第2中間プレート部材122の内周部と摩擦部材91のワッシャ部91aの背面との間に、各切欠92nに摩擦部材91の対応する突起91pが遊嵌されると共に所定量だけ押し潰された状態で配置され、中間部材12と一体に回転可能となる。これにより、摩擦部材91は、付勢部材92によって中間部材12の第2中間プレート部材122側からドライブ部材11の第2入力プレート部材112側に付勢され、ワッシャ部91aの突起91pとは反対側の表面が第2入力プレート部材112の内周部に圧接する。従って、ドライブ部材11と中間部材12とが相対回転するのに伴って、ドライブ部材11と中間部材12との間で摩擦力を発生させることが可能となる。

[0033] また、ダンパ装置10は、ドライブ部材11とドリブン部材15との相対回転を規制する図示しないストッパを有する。当該ストッパは、ドライブ部材11への入力トルクがダンパ装置10の最大捩れ角 θ_{max} に対応したト

ルク T 2 に達すると、ドライブ部材 1 1 とドリブン部材 1 5 との相対回転を規制し、これに伴って、第 1 および第 2 スプリング S P 1, S P 2 および内側スプリング S P i のすべての撓みが規制される。

[0034] 更に、ダンパ装置 1 0 は、図 1 および図 2 に示すように、複数の第 1 スプリング S P 1、中間部材 1 2 および複数の第 2 スプリング S P 2 を含む第 1 トルク伝達経路 T P 1 と、複数の内側スプリング S P i を含む第 2 トルク伝達経路 T P 2 との双方に並列に設けられる回転慣性質量ダンパ 2 0 を含む。本実施形態において、回転慣性質量ダンパ 2 0 は、ダンパ装置 1 0 の入力要素であるドライブ部材 1 1 と出力要素であるドリブン部材 1 5 との間に配置されるシングルピニオン式の遊星歯車 2 1 を有する。

[0035] 本実施形態において、遊星歯車 2 1 は、外周に外歯 1 5 t を含んでサンギヤとして機能するドリブン部材 1 5 と、それぞれ外歯 1 5 t に噛合する複数（本実施形態では、例えば 3 個）のピニオンギヤ 2 3 を回転自在に支持してキャリアとして機能する第 1 および第 2 入力プレート部材 1 1 1, 1 1 2 と、各ピニオンギヤ 2 3 に噛合する内歯 2 5 t を有すると共にサンギヤとしてのドリブン部材 1 5（外歯 1 5 t）と同心円上に配置されるリングギヤ 2 5 とにより構成される。従って、サンギヤとしてのドリブン部材 1 5、複数のピニオンギヤ 2 3 およびリングギヤ 2 5 は、流体室 9 内で、ダンパ装置 1 0 の径方向からみて第 1 および第 2 スプリング S P 1, S P 2（並びに内側スプリング S P i）と軸方向に少なくとも部分的に重なり合う。

[0036] 図 2 および図 6 に示すように、外歯 1 5 t は、ドリブン部材 1 5 の外周面に周方向に間隔をおいて（等間隔に）定められた複数の箇所形成される。従って、外歯 1 5 t は、外側スプリング収容窓 1 5 w o および内側スプリング収容窓 1 5 w i、すなわちドライブ部材 1 1 とドリブン部材 1 5 との間でトルクを伝達する第 1 スプリング S P 1、第 2 スプリング S P 2 および内側スプリング S P i よりも径方向外側に位置する。なお、外歯 1 5 t は、ドリブン部材 1 5 の外周の全体に形成されてもよい。

[0037] 遊星歯車 2 1 のキャリアを構成する第 1 入力プレート部材 1 1 1 は、図 2

に示すように、外側スプリング収容窓 1 1 1 w o（外側スプリング当接部）よりも径方向外側に周方向に間隔をおいて（等間隔に）に配設された複数（本実施形態では、例えば 3 個）のピニオンギヤ支持部 1 1 5 を有する。同様に、遊星歯車 2 1 のキャリアを構成する第 2 入力プレート部材 1 1 2 も、図 2 に示すように、外側スプリング収容窓 1 1 2 w o（外側スプリング当接部）よりも径方向外側に周方向に間隔をおいて（等間隔に）に配設された複数（本実施形態では、例えば 3 個）のピニオンギヤ支持部 1 1 6 を有する。

[0038] 第 1 入力プレート部材 1 1 1 の各ピニオンギヤ支持部 1 1 5 は、図 6 に示すように、フロントカバー 3 側に突出するように形成された円弧状の張り出し部 1 1 5 a と、当該張り出し部 1 1 5 a の端部から径方向外側に延出された円弧状のフランジ部 1 1 5 f とを有する。また、第 2 入力プレート部材 1 1 2 の各ピニオンギヤ支持部 1 1 6 は、タービンランナ 5 側に突出するように形成された円弧状の張り出し部 1 1 6 a と、当該張り出し部 1 1 6 a の端部から径方向外側に延出された円弧状のフランジ部 1 1 6 f とを有する。

[0039] 第 1 入力プレート部材 1 1 1 の各ピニオンギヤ支持部 1 1 5（フランジ部 1 1 5 f）は、第 2 入力プレート部材 1 1 2 の対応するピニオンギヤ支持部 1 1 6（フランジ部 1 1 6 f）と軸方向に対向し、互いに対をなすフランジ部 1 1 5 f，1 1 6 f は、それぞれピニオンギヤ 2 3 に挿通されたピニオンシャフト 2 4 の端部を支持する。また、本実施形態において、第 1 入力プレート部材 1 1 1 のピニオンギヤ支持部 1 1 5（フランジ部 1 1 5 f）は、それぞれリベットを介してロックアップクラッチ 8 のクラッチドラム 8 1 に締結される。更に、本実施形態において、中間部材 1 2 を構成する第 1 中間プレート部材 1 2 1 はピニオンギヤ支持部 1 1 5 の張り出し部 1 1 5 a の内周面により調心される。また、中間部材 1 2 を構成する第 2 中間プレート部材 1 2 2 は、ピニオンギヤ支持部 1 1 6 の張り出し部 1 1 6 a の内周面により調心される。

[0040] 遊星歯車 2 1 のピニオンギヤ 2 3 は、図 6 に示すように、外周にギヤ歯（外歯）2 3 t を有する環状のギヤ本体 2 3 0 と、ギヤ本体 2 3 0 の内周面と

ピニオンシャフト24の外周面との間に配置される複数のニードルベアリング231と、ギヤ本体230の両端部に嵌合されてニードルベアリング231の軸方向における移動を規制する一对のスペーサ232とを含む。ピニオンギヤ23のギヤ本体230は、図6に示すように、ギヤ歯23tの歯底よりも当該ピニオンギヤ23の径方向における内周側で当該ギヤ歯23tの軸方向における両側に突出すると共に円柱面状の外周面を有する環状の径方向支持部230sを含む。また、各スペーサ232の外周面は、径方向支持部230sと同径、若しくは当該径方向支持部230sよりも小径に形成されている。

[0041] 複数のピニオンギヤ23は、周方向に間隔をおいて（等間隔に）並ぶようにキャリアとしての第1および第2入力プレート部材111, 112（ピニオンギヤ支持部115, 116）により回転自在に支持される。更に、各スペーサ232の側面と第1および第2入力プレート部材111, 112のピニオンギヤ支持部115, 116（フランジ部115f, 116f）との間には、ワッシャ235が配置される。また、ピニオンギヤ23のギヤ歯23tの両側の側面と、第1および第2入力プレート部材111, 112のピニオンギヤ支持部115, 116（フランジ部115f, 116f）との軸方向における間には、図6に示すように間隙が形成される。

[0042] 遊星歯車21のリングギヤ25は、内周に内歯25tが形成された環状のギヤ本体250と、それぞれ円環状に形成された2枚の側板251と、各側板251をギヤ本体250の軸方向における両側の側面に固定するための複数のリベット252とを含む。ギヤ本体250、2枚の側板251および複数のリベット252は、一体化されて回転慣性質量ダンパ20の慣性質量体（質量体）として機能する。本実施形態において、内歯25tは、ギヤ本体250の内周面の全体にわたって形成される。ただし、内歯25tは、ギヤ本体250の内周面に周方向に間隔をおいて（等間隔に）定められた複数の箇所形成されてもよい。

[0043] 各側板251は、凹円柱面状の内周面を有し、内歯25tに噛合する複数

のピニオンギヤ 23 により軸方向に支持される被支持部として機能する。すなわち、2 枚の側板 251 は、内歯 25t の軸方向における両側で、それぞれ内歯 25t の歯底よりも径方向内側に突出して少なくともピニオンギヤ 23 のギヤ歯 23t の側面と対向するようにギヤ本体 250 の対応する側面に固定される。本実施形態において、各側板 251 の内周面は、図 6 に示すように、内歯 25t の歯先よりも僅かに径方向内側に位置する。

[0044] 各ピニオンギヤ 23 と内歯 25t とが噛合した際、各側板 251 の内周面は、ピニオンギヤ 23（ギヤ本体 230）の対応する径方向支持部 230s により径方向に支持される。これにより、複数のピニオンギヤ 23 の径方向支持部 230s によりリングギヤ 25 をサンギヤとしてのドリブン部材 15 の軸心に対して精度よく調心して当該リングギヤ 25 をスムーズに回転（揺動）させることが可能となる。また、各ピニオンギヤ 23 と内歯 25t とが噛合した際、各側板 251 の内面は、ピニオンギヤ 23 のギヤ歯 23t の側面およびギヤ歯 23t の歯底から径方向支持部 230s までの部分の側面と対向する。これにより、リングギヤ 25 の軸方向における移動は、少なくともピニオンギヤ 23 のギヤ歯 23t の側面により規制されることになる。更に、リングギヤ 25 の各側板 251 の外面と、第 1 および第 2 入力プレート部材 111, 112 のピニオンギヤ支持部 115, 116（フランジ部 115f, 116f）との軸方向における間には、図 6 に示すように間隙が形成される。

[0045] 上述のように構成される発進装置 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、図 1 からわかるように、エンジン EG からフロントカバー 3 に伝達されたトルク（動力）は、ポンプインペラ 4、タービンランナ 5、およびダンパハブ 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 を介してドライブ部材 11 に伝達されたトルクは、入力トルクが上記トルク T1 未満であってドライブ部材 11 のド

リブン部材 15 に対する振れ角が所定角度 θ_{ref} 未満である間、複数の第 1 スプリング S P 1、中間部材 12 および複数の第 2 スプリング S P 2 を含む第 1 トルク伝達経路 T P 1 と、回転慣性質量ダンパ 20 とを介してドリブン部材 15 およびダンパハブ 7 に伝達される。また、入力トルクが上記トルク T 1 以上になると、ドライブ部材 11 に伝達されたトルクは、上記第 1 トルク伝達経路 T P 1 と、複数の内側スプリング S P i を含む第 2 トルク伝達経路 T P 2 と、回転慣性質量ダンパ 20 とを介してドリブン部材 15 およびダンパハブ 7 に伝達される。

[0046] ロックアップの実行時（ロックアップクラッチ 8 の係合時）にドライブ部材 11 がドリブン部材 15 に対して回転すると（振れると）、第 1 および第 2 スプリング S P 1、S P 2 が撓むと共に、ドライブ部材 11 とドリブン部材 15 との相対回転に応じて質量体としてのリングギヤ 25 が軸心周りに回転（揺動）する。このようにドライブ部材 11 がドリブン部材 15 に対して回転（揺動）する際には、遊星歯車 21 の入力要素であるキャリアとしてのドライブ部材 11 すなわち第 1 および第 2 入力プレート部材 111、112 の回転速度がサンギヤとしてのドリブン部材 15 の回転速度よりも高くなる。従って、この際、リングギヤ 25 は、遊星歯車 21 の作用により増速され、ドライブ部材 11 よりも高い回転速度で回転する。これにより、回転慣性質量ダンパ 20 の質量体であるリングギヤ 25 から、ピニオンギヤ 23 を介して慣性トルクをダンパ装置 10 の出力要素であるドリブン部材 15 に付与し、当該ドリブン部材 15 の振動を減衰させることが可能となる。なお、回転慣性質量ダンパ 20 は、ドライブ部材 11 とドリブン部材 15 との間で主に慣性トルクを伝達し、平均トルクを伝達することはない。

[0047] 次に、図 7 を参照しながら、ダンパ装置 10 における振動の減衰原理について詳細に説明する。

[0048] 上述のように、ダンパ装置 10 では、ドライブ部材 11 に伝達される入力トルクが上記トルク T 1 に達するまで、第 1 トルク伝達経路 T P 1 に含まれる第 1 および第 2 スプリング S P 1、S P 2 と回転慣性質量ダンパ 20 とが

並列に作用する。このように、第1および第2スプリングSP1, SP2と回転慣性質量ダンパ20とが並列に作用する際、中間部材12と第1および第2スプリングSP1, SP2とを含む第1トルク伝達経路TP1からドリブン部材15に伝達されるトルクは、中間部材12とドリブン部材15との間の第2スプリングSP2の変位（撓み量すなわち捩れ角）に依存（比例）したものとなる。これに対して、回転慣性質量ダンパ20からドリブン部材15に伝達されるトルクは、ドライブ部材11とドリブン部材15との角加速度の差、すなわちドライブ部材11とドリブン部材15との間の第1および第2スプリングSP1, SP2の変位の2回微分値に依存（比例）したものとなる。これにより、ダンパ装置10のドライブ部材11に伝達される入力トルクTが、 $T = T_0 \sin \omega t$ といったように周期的に振動していると仮定すれば（ただし、“ 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る。）、ドライブ部材11から第1トルク伝達経路TP1を介してドリブン部材15に伝達される振動の位相と、ドライブ部材11から回転慣性質量ダンパ20を介してドリブン部材15に伝達される振動の位相とは、 180° ずれることになる。

[0049] 更に、中間部材12を有するダンパ装置10では、第1および第2スプリングSP1, SP2の撓みが許容され、かつ内側スプリングSPiが撓んでいない状態に対して、2つの固有振動数（共振周波数）を設定することができる。すなわち、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状態でエンジンEGからドライブ部材11へのトルクの伝達が始まると仮定した場合、第1トルク伝達経路TP1では、第1および第2スプリングSP1, SP2の撓みが許容され、かつ内側スプリングSPiが撓んでいない際に、ドライブ部材11とドリブン部材15とが互いに逆位相で振動することによる共振あるいはドライブ部材11と図示しないドライブシャフトとの間で発生する主に変速機の共振（第1共振、図7（b）における共振点R1参照）が発生する。

[0050] また、第1トルク伝達経路TP1の中間部材12は、環状に形成されてお

り、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際、中間部材 1 2 に作用する慣性力が当該中間部材 1 2 の振動を妨げる抵抗力（主に回転する中間部材 1 2 に作用する遠心力に起因した摩擦力）よりも大きくなる。従って、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振動する中間部材 1 2 の減衰比 ζ は、値 1 未満になる。なお、一自由度系における中間部材 1 2 の減衰比 ζ は、 $\zeta = C / (2 \cdot \sqrt{J_2 \cdot (k_1 + k_2)})$ と表すことができる。ただし、“ J_2 ”は、中間部材 1 2 の慣性モーメントであり、“ k_1 ”は、ドライブ部材 1 1 と中間部材 1 2 との間で並列に作用する複数の第 1 スプリング S P 1 の合成ばね定数であり、“ k_2 ”は、中間部材 1 2 とドリブン部材 1 5 の間で並列に作用する複数の第 2 スプリング S P 2 の合成ばね定数であり、“ C ”は、中間部材 1 2 の振動を妨げる当該中間部材 1 2 の単位速度あたりの減衰力（抵抗力）である。すなわち、中間部材 1 2 の減衰比 ζ は、少なくとも中間部材 1 2 の慣性モーメント J_2 と第 1 および第 2 スプリング S P 1, S P 2 の剛性 k_1, k_2 とに基づいて定まる。

[0051] 更に、上記減衰力 C は、次のようにして求めることができる。すなわち、上記減衰力 C による損失エネルギー S_c は、中間部材 1 2 の変位 x を $x = A \cdot \sin(\omega_{12} \cdot t)$ とすれば（ただし、“ A ”は、振幅であり、“ ω_{12} ”は、中間部材 1 2 の振動周波数である。）、 $S_c = \pi \cdot C \cdot A^2 \cdot \omega_{12}$ と表すことができる。また、中間部材 1 2 の 1 サイクルの振動における上述のヒステリシス H による損失エネルギー S_h は、中間部材 1 2 の変位 x を $x = A \cdot \sin(\omega_{12} \cdot t)$ とすれば、 $S_h = 2 \cdot H \cdot A$ と表すことができる。そして、減衰力 C による損失エネルギー S_c とヒステリシス H による損失エネルギー S_h とが等しいと仮定すれば、上記減衰力 C は、 $C = (2 \cdot H) / (\pi \cdot A \cdot \omega_{12})$ と表すことができる。

[0052] また、一自由度系における中間部材 1 2 の固有振動数 f_{12} は、 $f_{12} = 1 / (2 \pi \cdot \sqrt{(k_1 + k_2) / J_2})$ と表され、中間部材 1 2 を環状に形成することで慣性モーメント J_2 が比較的大きくなることから、当該中間部材 1 2 の固有振動数 f_{12} は比較的小さくなる。これにより、第 1 トルク伝達経路 T P 1 では、

図 7 に示すように、第 1 および第 2 スプリング S P 1, S P 2 の撓みが許容され、かつ内側スプリング S P i が撓んでいない際に、エンジン E G の回転数 N_e (ドライブ部材 1 1 の回転数) が共振点 R 1 の振動数 (および後述の反共振点 A 1 の振動数) に対応した回転数よりもある程度高まった段階で、中間部材 1 2 がドライブ部材 1 1 およびドリブン部材 1 5 の双方と逆位相で振動することによる当該中間部材 1 2 の共振 (第 2 共振、図 7 (b) における共振点 R 2 参照) が発生する。

[0053] 更に、第 1 トルク伝達経路 T P 1 (第 2 スプリング S P 2) からドリブン部材 1 5 に伝達される振動の振幅は、図 7 (b) において一点鎖線で示すように、エンジン E G の回転数 (ドライブ部材 1 1 の回転数) が、比較的小さい中間部材 1 2 の固有振動数に対応した回転数に達する前に減少から増加に転じることになる。これに対して、回転慣性質量ダンパ 2 0 からドリブン部材 1 5 に伝達される振動の振幅は、図 7 (b) において二点鎖線で示すように、エンジン E G の回転数 (ドライブ部材 1 1 の回転数) が増加するにつれて徐々に増加していく。これにより、ダンパ装置 1 0 では、中間部材 1 2 の存在により第 1 トルク伝達経路 T P 1 を介して伝達されるトルクに 2 つのピークすなわち共振 (R 1, R 2) が発生することに起因して、図 7 (a) において実線で示すように、ドリブン部材 1 5 の振動振幅 Θ_3 が理論上ゼロになる反共振点 A 1, A 2 を合計 2 つ設定することができる。従って、2 つの反共振点 A 1, A 2 の振動数をダンパ装置 1 0 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、当該ダンパ装置 1 0 の振動減衰性能を向上させることができる。

[0054] ここで、ロックアップの実行によりエンジン E G からドライブ部材 1 1 にトルクが伝達される状態にあり、かつ内側スプリング S P i が撓んでいない本実施形態のダンパ装置 1 0 を含む振動系については、次式 (1) のような運動方程式を構築することができる。ただし、式 (1) において、“ J_1 ” は、ドライブ部材 1 1 の慣性モーメントであり、“ J_2 ” は、上述のように中間部材 1 2 の慣性モーメントであり、“ J_3 ” は、ドリブン部材 1 5 の慣性モー

メントであり、“ J_i ”は、回転慣性質量ダンパ20の質量体であるリングギヤ25の慣性モーメントである。更に、“ θ_1 ”は、ドライブ部材11の振れ角であり、“ θ_2 ”は、中間部材12の振れ角であり、“ θ_3 ”は、ドリブン部材15の振れ角である。また、“ λ ”は、回転慣性質量ダンパ20を構成する遊星歯車21のギヤ比（外歯15t（サンギヤ）のピッチ円直径／リングギヤ25の内歯25tのピッチ円直径）、すなわちドリブン部材15の回転速度に対する質量体としてのリングギヤ25の回転速度の比である。

[0055] [数1]

$$\begin{bmatrix} J_1 + J_i \cdot (1 + \lambda)^2 & 0 & -J_i \cdot \lambda \cdot (1 + \lambda) \\ 0 & J_2 & 0 \\ -J_i \cdot \lambda \cdot (1 + \lambda) & 0 & J_3 + J_i \cdot \lambda^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_2 \\ \ddot{\theta}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 \\ 0 & -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \\ \theta_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \cdots (1)$$

[0056] 更に、ドライブ部材11への入力トルクTが上述のように周期的に振動していると仮定すると共に、ドライブ部材11の振れ角 θ_1 、中間部材12の振れ角 θ_2 、およびドリブン部材15の振れ角 θ_3 が $[\theta_1, \theta_2, \theta_3]^T = [\Theta_1, \Theta_2, \Theta_3]^T \sin \omega t$ といったように周期的に応答（振動）すると仮定すれば、次式（2）の恒等式を得ることができる。ただし、“ Θ_1 ”は、エンジンEGからのトルクの伝達に伴って生じるドライブ部材11の振動の振幅（振動振幅、すなわち最大振れ角）であり、“ Θ_2 ”は、ドライブ部材11にエンジンEGからのトルクが伝達されるのに伴って生じる中間部材12の振動の振幅（振動振幅）であり、“ Θ_3 ”は、ドライブ部材11にエンジンEGからのトルクが伝達されるのに伴って生じるドリブン部材15の振動の振幅（振動振幅）である。

[0057] [数2]

$$\begin{bmatrix} T \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_1 - \omega^2 \{ J_1 + J_i \cdot (1 + \lambda)^2 \} & -k_1 & \omega^2 \cdot J_i \cdot \lambda \cdot (1 + \lambda) \\ -k_1 & k_1 + k_2 - \omega^2 \cdot J_2 & -k_2 \\ \omega^2 \cdot J_i \cdot \lambda \cdot (1 + \lambda) & -k_2 & k_2 - \omega^2 (J_3 + J_i \cdot \lambda^2) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Theta_1 \\ \Theta_2 \\ \Theta_3 \end{bmatrix} \cdots (2)$$

[0058] 式（2）において、ドリブン部材15の振動振幅 Θ_3 がゼロである場合、ダンパ装置10によりエンジンEGからの振動が理論上完全に減衰されてドリ

ブン部材 15 よりも後段側の変速機 T M やドライブシャフト等には理論上振動が伝達されないことになる。従って、式 (2) 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 (3) に示す条件式を得ることができる。式 (3) は、入力トルク T の周期的な変動における角振動数の二乗値 ω^2 についての 2 次方程式である。当該角振動数の二乗値 ω^2 が式 (5) の 2 つの実数解の何れか（または重解）である場合、第 1 トルク伝達経路 T P 1 からドリブン部材 15 に伝達されるエンジン E G からの振動と、回転慣性質量ダンパ 20 からドリブン部材 15 に伝達される振動とが互いに打ち消し合い、ドリブン部材 15 の振動振幅 Θ_3 が理論上ゼロになる。この点からも、ダンパ装置 10 では、ドリブン部材 15 の振動振幅 Θ_3 が理論上ゼロになる反共振点を合計 2 つ設定し得ることが理解されよう。

[0059] [数3]

$$J_2 \cdot J_i \cdot \lambda(1+\lambda) \cdot (\omega^2)^2 - J_i \cdot \lambda(1+\lambda) \cdot (k_1 + k_2) \cdot \omega^2 + k_1 \cdot k_2 = 0 \quad \cdots (3)$$

[0060] 上記式 (3) の 2 つの解 ω_1 および ω_2 は、2 次方程式の解の公式から得ることが可能であり、 $\omega_1 < \omega_2$ が成立する。また、低回転側（低周波側）の反共振点 A 1 の振動数（以下、「最小振動数」という） f_{a1} は、次式 (4) に示すように表され、高回転側（高周波側）の反共振点 A 2 の振動数 f_{a2} ($f_{a2} > f_{a1}$) は、次式 (5) に示すように表される。更に、最小振動数 f_{a1} に対応したエンジン E G の回転数 N_{ea1} は、“n” をエンジン E G の気筒数とすれば、 $N_{ea1} = (120 / n) \cdot f_{a1}$ と表される。

[0061] [数4]

$$f_{a1} = \frac{\omega_1}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{(k_1 + k_2) - \sqrt{(k_1 + k_2)^2 - 4 \cdot \frac{J_2}{J_i} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot \frac{1}{\lambda(1+\lambda)}}}{2 \cdot J_2}} \quad \cdots (4)$$

$$f_{a2} = \frac{\omega_2}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{(k_1 + k_2) + \sqrt{(k_1 + k_2)^2 - 4 \cdot \frac{J_2}{J_i} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot \frac{1}{\lambda(1+\lambda)}}}{2 \cdot J_2}} \quad \cdots (5)$$

[0062] 本実施形態では、エンジン E G の始動後に最初に当該エンジン E G とダン

パ装置 10 とを連結する際の回転数であるロックアップクラッチ 8 のロックアップ回転数 N_{up} （複数のロックアップ回転数の中で最も低いもの）や振動数 f_{a_1} 、 f_{a_2} に基づいて、複数の第 1 スプリング $SP1$ の合成ばね定数 k_1 、複数の第 2 スプリング $SP2$ の合成ばね定数 k_2 、中間部材 12 の慣性モーメント J_2 、および回転慣性質量ダンパ 20 の質量体であるリングギヤ 25 の慣性モーメント J_i が選択・設定される。これにより、ダンパ装置 10 の振動減衰性能をより向上させることが可能となる。また、ロックアップクラッチ 8 のロックアップ回転数 N_{up} は、低回転側の反共振点 $A1$ の振動数（最小振動数 f_{a_1} ）に対応した回転数 N_{ea_1} を中心とする所定の回転数範囲（例えば、 $N_{ea_1} - 500 \text{ rpm} \leq N_{\text{up}} \leq N_{ea_1} + 500 \text{ rpm}$ ）内に設定されるとよい。すなわち、ロックアップ回転数 N_{up} は、図 7 に示すように、低回転側の反共振点 $A1$ の振動数に対応したエンジン EG の回転数 N_{ea_1} よりも低く設定されてもよく、回転数 N_{ea_1} と一致していてもよく、回転数 N_{ea_1} 付近の値（例えば、 $N_{ea_1} - 100 \text{ rpm} \leq N_{\text{up}} \leq N_{ea_1} + 100 \text{ rpm}$ ）に設定されてもよい。更に、本実施形態において、ロックアップ回転数 N_{up} は、図 7 に示すように、共振点 $R1$ での共振の振動数に対応した回転数よりも高く、かつ中間部材 12 の固有振動数 f_{12} に対応した回転数よりも低くなり、共振点 $R1$ での共振（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。

[0063] ところで、例えば最小振動数 f_{a_1} をより小さくするために中間部材 12 の慣性モーメント J_2 を大きくしたような場合には、中間部材 12 の減衰比 ζ が小さくなることで当該中間部材 12 の振動が収束し難くなり、図 7（b）において破線で示すように第 1 トルク伝達経路 $TP1$ に含まれる中間部材 12 の共振（ $R2$ ）の振幅が大きくなってしまふ。そして、中間部材 12 の共振の振幅が大きくなってしまふと、当該共振に対して回転慣性質量ダンパ 20 からドリブン部材 15 に伝達される慣性トルクが不足することで、図 7（a）において破線で示すように、中間部材の共振点 $R2$ や、それに対応した高

回転側（高周側）の反共振点 A 2 付近における振動レベルを十分に低下させることができなくなるおそれがある。

[0064] このため、ダンパ装置 10 には、中間部材 12 の共振 (R 2) を減衰するために、上述のように、ドライブ部材 11 と中間部材 12 との間で摩擦力を発生させる減衰機構 90 が設けられている。これにより、図 7 (a) において実線で示すように、中間部材 12 の共振の振幅が大きくなるのを抑制し、回転慣性質量ダンパ 20 からドリブン部材 15 に伝達される慣性トルクにより、中間部材の共振点 R 2 や高回転側の反共振点 A 2 付近での振動レベルを良好に低下させることができる (図 7 (a) における実線参照)。この結果、ダンパ装置 10 では、摩擦部材 91 (ワッシャ部 91 a) の動摩擦係数や付勢部材 (皿ばね) 92 の剛性を適宜選択することで、振動減衰性能をより向上させることが可能となる。

[0065] また、上記減衰比 ζ が値 1 未満となり、中間部材 12 の固有振動数 f_{12} に対応した回転数がロックアップ回転数 N_{lu} よりも高くなるダンパ装置 10 では、ドライブ部材 11 の回転数が低回転側（低周波側）の反共振点 A 1 の振動数 f_{a1} に対応した回転数 N_{ea1} よりも高まった段階で中間部材 12 の共振が発生する。従って、かかるダンパ装置 10 に中間部材 12 の共振を減衰する減衰機構 90 を設けることで、中間部材 12 の共振点 R 2 や高回転側（高周側）の反共振点 A 2 付近における振動レベルをより良好に低減化することが可能となる。更に、上記実施形態のように、ドライブ部材 11 と中間部材 12 の間で摩擦力を発生させる減衰機構 90 を採用することで、ドライブ部材 11 と中間部材 12 との間で摩擦力が発生することによってドライブ部材 11 から第 1 トルク伝達経路 TP 1 を介してドリブン部材 15 に伝達される振動の位相がズレてしまうのを抑制しつつ、中間部材 12 の共振を良好に減衰することが可能となる。

[0066] なお、ダンパ装置 10 の減衰機構 90 において、摩擦部材 91 および付勢部材 92 は中間部材 12 と一体に回転するようにドライブ部材 11 の第 2 入力プレート部材 112 と中間部材 12 の第 2 中間プレート部材 122 との間

に配置されるが、これに限られるものではない。すなわち、摩擦部材 9 1 および付勢部材 9 2 は、ドライブ部材 1 1 と一体に回転するように当該ドライブ部材 1 1 の第 2 入力プレート部材 1 1 2 と中間部材 1 2 の第 2 中間プレート部材 1 2 2 との間に配置されてもよい。また、ダンパ装置 1 0 において、ドライブ部材 1 1 に遊星歯車 2 1 のサンギヤを連結（一体化）すると共に、ドリブン部材 1 5 を遊星歯車 2 1 のキャリヤとして構成してもよい。

[0067] 図 8 は、本開示の他のダンパ装置 1 0 B を示す拡大断面図である。なお、ダンパ装置 1 0 B の構成要素のうち、上述のダンパ装置 1 0 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。図 8 に示すダンパ装置 1 0 B は、中間部材 1 2 B とドリブン部材 1 5 B との間で摩擦力を発生させて当該中間部材 1 2 B の共振を減衰する減衰機構 9 5 を含むものである。ダンパ装置 1 0 B では、図示するように、ドライブ部材 1 1 B の第 1 入力プレート部材 1 1 1 B から、上記内側スプリング収容窓 1 1 1 w i に相当する部分よりも径方向内側に位置する部分が省略されている。そして、減衰機構 9 5 の摩擦部材 9 6 および付勢部材 9 7 は、中間部材 1 2 B の第 1 中間プレート部材 1 2 1 B の内周部と、ドリブン部材 1 5 B の内周部との軸方向における間に配置される。

[0068] 摩擦部材 9 6 も、例えば樹脂により形成されており、図 8 に示すように、平板状かつ環状のワッシャ部 9 6 a と、ワッシャ部 9 6 a の一方の表面から周方向に間隔をおいて軸方向に突出する複数（例えば 1 2 0 ° 間隔で 3 個）の突起 9 6 p とを有する。また、付勢部材 9 7 も、金属により形成された環状の皿ばねであり、内周縁部から周方向に間隔をおいて径方向外側に延びる複数（突起 9 6 p と同数、例えば 1 2 0 ° 間隔で 3 個）の切欠（図示省略）を有する。

[0069] 摩擦部材 9 6 の各突起 9 6 p は、中間部材 1 2 B の第 1 中間プレート部材 1 2 1 B の内周部に形成された対応する切欠（または孔）1 2 1 n に嵌め込まれ、それにより当該摩擦部材 9 6 は、第 1 中間プレート部材 1 2 1 B すなわち中間部材 1 2 B と一体に回転可能となる。更に、付勢部材 9 7 は、第 1

中間プレート部材 1 2 1 B の内周部と摩擦部材 9 6 のワッシャ部 9 6 a の背面との間に、各切欠に摩擦部材 9 6 の対応する突起 9 6 p が遊嵌されると共に所定量だけ押し潰された状態で配置され、中間部材 1 2 B と一体に回転可能となる。これにより、摩擦部材 9 6 は、付勢部材 9 7 によって中間部材 1 2 B の第 1 中間プレート部材 1 2 1 B 側からドリブン部材 1 5 B 側に付勢され、ワッシャ部 9 6 a の突起 9 6 p とは反対側の表面がドリブン部材 1 5 B の内周部に圧接する。かかる減衰機構 9 5 によっても、中間部材 1 2 B とドリブン部材 1 5 B が相対回転するのに伴って両者の間で摩擦力を発生させて中間部材 1 2 B の共振を適正に減衰することが可能となる。なお、ダンパ装置 1 0 B の減衰機構 9 5 において、摩擦部材 9 6 および付勢部材 9 7 は、ドリブン部材 1 5 B と一体に回転するように中間部材 1 2 B の第 1 中間プレート部材 1 2 1 B とドリブン部材 1 5 B との間に配置されてもよい。

[0070] 図 9 は、本開示の更に他のダンパ装置 1 0 C を示す拡大断面図である。なお、ダンパ装置 1 0 C の構成要素のうち、上述のダンパ装置 1 0, 1 0 B 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。図 9 に示すダンパ装置 1 0 C は、ドライブ部材 1 1 C の第 2 入力プレート部材 1 1 2 と中間部材 1 2 C の第 2 中間プレート部材 1 2 2 との間で摩擦力を発生させて当該中間部材 1 2 C の共振を減衰する減衰機構（第 1 減衰機構）9 0 と、中間部材 1 2 C の第 1 中間プレート部材 1 2 1 C とドリブン部材 1 5 C との間で摩擦力を発生させて中間部材 1 2 C の共振を減衰する減衰機構（第 2 減衰機構）9 5 との双方を含むものである。ダンパ装置 1 0 C において、ドライブ部材 1 1 C の第 1 入力プレート部材 1 1 1 C は、上述のドライブ部材 1 1 B の第 1 入力プレート部材 1 1 1 B と同様のものである。

[0071] かかるダンパ装置 1 0 C において、摩擦部材（第 1 摩擦部材）9 1 は、付勢部材（第 1 付勢部材）9 2 によって中間部材 1 2 C の第 2 中間プレート部材 1 2 2 側からドライブ部材 1 1 C の第 2 入力プレート部材 1 1 2 側に付勢され、ワッシャ部 9 1 a の突起 9 1 p とは反対側の表面が第 2 入力プレート部材 1 1 2 の内周部に圧接する。また、摩擦部材（第 2 摩擦部材）9 6 は、

付勢部材（第2付勢部材）97によって中間部材12Cの第1中間プレート部材121C側からドリブン部材15C側に付勢され、ワッシャ部96aの突起96pとは反対側の表面がドリブン部材15Cの内周部に圧接する。これにより、ドライブ部材11C、中間部材12Cおよびドリブン部材15Cが相対回転するのに伴って、ドライブ部材11Cと中間部材12Cとの間および中間部材12Cとドリブン部材15Cとの間の双方で摩擦力を発生させて中間部材12Cの共振を適正に減衰することが可能となる。なお、ダンパ装置10Cの減衰機構90において、摩擦部材91および付勢部材92は、ドライブ部材11Cと一体に回転するように当該ドライブ部材11Cの第2入力プレート部材112と中間部材12Cの第2中間プレート部材122との間に配置されてもよい。また、ダンパ装置10Cの減衰機構95において、摩擦部材96および付勢部材97は、ドリブン部材15Cと一体に回転するように中間部材12Cの第1中間プレート部材121Cとドリブン部材15Cとの間に配置されてもよい。

[0072] 図10は、本開示の他のダンパ装置10Dを示す拡大断面図である。なお、ダンパ装置10Dの構成要素のうち、上述のダンパ装置10、10B、10C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。図10に示すダンパ装置10Dは、中間部材12Dとドリブン部材15Dとの間でドライブ部材11Dの回転数に応じて摩擦力を変化させながら当該中間部材12Dの共振を減衰する減衰機構95Dを含むものである。ダンパ装置10Dにおいて、ドライブ部材11Dの第1入力プレート部材111Dは、上述のドライブ部材11Bの第1入力プレート部材111Bと同様のものである。そして、減衰機構95Dの摩擦部材96Dおよび付勢部材97Dは、中間部材12Dの第1中間プレート部材121Dの内周部と、ドリブン部材15Dの内周部との軸方向における間に配置される。

[0073] 摩擦部材96Dも、例えば樹脂により形成されており、平板状かつ環状のワッシャ部96aと、ワッシャ部96aの一方の表面から周方向に間隔をおいて軸方向に突出する複数（例えば120°間隔で3個）の突起96pとを

有する。また、付勢部材 97D は、金属により形成された環状の皿ばねであって、図 8 に示す付勢部材 97 よりも小さい内径を有する。更に、付勢部材 97D は、内周部から周方向に間隔をおいて外周部とは反対側に軸方向に延出された複数（例えば 90° 間隔で 4 個）の延出部 97e と、当該延出部 97e よりも径方向外側に周方向に間隔をおいて配設された複数（突起 96p と同数、例えば 120° 間隔で 3 個）の開口 97h とを有する。また、付勢部材 97D の各延出部 97e の径方向外側の面には、図示するように、質量体 98 が固定されている。

[0074] ダンパ装置 10D において、摩擦部材 96D の各突起 96p は、中間部材 12D の第 1 中間プレート部材 121D の内周部に形成された対応する切欠（または孔）121n に嵌め込まれ、それにより当該摩擦部材 96D は、第 1 中間プレート部材 121D すなわち中間部材 12D と一体に回転可能となる。付勢部材 97D は、第 1 中間プレート部材 121D の内周部と摩擦部材 96D のワッシャ部 96a の背面との間に、各開口 97h に摩擦部材 96D の対応する突起 96p が遊嵌された状態で配置され、中間部材 12D と一体に回転可能となる。また、ダンパ装置 10D の取付状態において、付勢部材 97D は、その外周部が摩擦部材 96D のワッシャ部 96a の背面に当接すると共に、各延出部 97e よりも径方向外側の部分（開口 97h 付近）が第 1 中間プレート部材 121D の内周部と当接することで、僅かに押し潰される。更に、付勢部材 97D の内周部および各延出部 97e と各質量体 98 とは、第 1 中間プレート部材 121D の内周縁部よりも径方向内側（中心側）に位置し、当該付勢部材 97D の第 1 中間プレート部材 121D との接触部（支点）よりも摩擦部材 96D のワッシャ部 96a からダンパ装置 10D の軸方向に離間する。

[0075] このように構成される減衰機構 95D では、ドライブ部材 11D にトルクが伝達されて当該ドライブ部材 11D の回転数が高まるにつれて、各質量体 98（および延出部 97e）が遠心力により径方向外側に移動すると共に摩擦部材 96D のワッシャ部 96a に接近していく（図 10 における実線矢印

参照)。これにより、ドライブ部材 11D の回転数が高まるにつれて、摩擦部材 96D は、付勢部材 97D によって中間部材 12D の第 1 中間プレート部材 121D 側からドリブン部材 15D に強く向けて付勢され、ワッシャ部 96a の突起 96p とは反対側の表面は、ドライブ部材 11D の回転数が高まるにつれて、ドリブン部材 15D の内周部に強く圧接させられる。すなわち、減衰機構 95D によれば、中間部材 12D とドリブン部材 15D との摩擦力をドライブ部材 11D の回転数が高まるにつれて大きくすることができる。この結果、ドライブ部材 11D の回転数が低い時に発生する摩擦力を低下させることができるので、摩擦力の発生に伴ってドライブ部材 11D からドリブン部材 15D に伝達される振動の位相がズレてしまうのを良好に抑制しつつ、中間部材 12D の共振を極めて良好に減衰することが可能となる。

[0076] なお、減衰機構 95D は、ドライブ部材 11D と中間部材 12D との間で摩擦力を発生させるように構成されてもよい。また、ダンパ装置 10D には、更に、ドライブ部材 11D と中間部材 12D との間で摩擦力を変化させながら当該中間部材 12D の共振を減衰する減衰機構が追設されてもよい。

[0077] 図 11 は、本開示の更に他のダンパ装置 10X を含む発進装置 1X を示す概略構成図である。なお、発進装置 1X やダンパ装置 10X の構成要素のうち、上述の発進装置 1 やダンパ装置 10 等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。

[0078] 図 11 に示すダンパ装置 10X は、回転要素として、ドライブ部材（入力要素）11X と、中間部材（中間要素）12X と、ドリブン部材（出力要素）15X とを含む。更に、ダンパ装置 10X 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 11X と中間部材 12X との間でトルクを伝達する複数の第 1 スプリング（第 1 弾性体）SP1 と、それぞれ対応する第 1 スプリング SP1 と直列に作用して中間部材 12X とドリブン部材 15X との間でトルクを伝達する複数の第 2 スプリング（第 2 弾性体）SP2 とを含む。複数の第 1 スプリング（第 1 弾性体）SP1、中間部材 12X、複数の第 2 スプリング（第 2 弾性体）SP2 は、ドライブ部材 11X とドリブ

ン部材 15 X との間でトルク伝達経路 T P を構成する。

[0079] 更に、ダンパ装置 10 X は、上記回転慣性質量ダンパ 20 と同様にシングルピニオン式の遊星歯車 21 により構成された回転慣性質量ダンパ 20 X を含む。回転慣性質量ダンパ 20 X は、ドライブ部材 11 X とドリブン部材 15 X との間にトルク伝達経路 T P と並列に設けられる。回転慣性質量ダンパ 20 X において、ドライブ部材 11 X は、複数のピニオンギヤ 23 を回転自在に支持して遊星歯車 21 のキャリアとして機能し、ドリブン部材 15 X は、外歯 15 t を有し、遊星歯車 21 のサンギヤとして機能する。

[0080] また、ダンパ装置 10 X は、ドライブ部材 11 X と中間部材 12 X との相対回転、すなわち第 1 スプリング S P 1 の撓みを規制する第 1 ストップ S T 1 と、中間部材 12 X とドリブン部材 15 X との相対回転、すなわち第 2 スプリング S P 2 の撓みを規制する第 2 ストップ S T 2 とを含む。第 1 および第 2 ストップ S T 1, S T 2 の一方は、ドライブ部材 11 X への入力トルクがダンパ装置 10 X の最大振れ角 θ_{max} に対応したトルク T 2 よりも小さい予め定められたトルク T 1 に達してドライブ部材 11 X のドリブン部材 15 X に対する振れ角が所定角度 θ_{ref} 以上になると、ドライブ部材 11 X と中間部材 12 X との相対回転、または中間部材 12 X とドリブン部材 15 X との相対回転を規制する。また、第 1 および第 2 ストップ S T 1, S T 2 の他方は、ドライブ部材 11 X への入力トルクがトルク T 2 に達すると、中間部材 12 X とドリブン部材 15 X との相対回転、またはドライブ部材 11 X と中間部材 12 X との相対回転を規制する。

[0081] これにより、第 1 および第 2 ストップ S T 1, S T 2 の一方が作動するまで、第 1 および第 2 スプリング S P 1, S P 2 の撓みが許容され、第 1 および第 2 ストップ S T 1, S T 2 の一方が作動すると、第 1 および第 2 スプリング S P 1, S P 2 の一方の撓みが規制される。そして、第 1 および第 2 ストップ S T 1, S T 2 の双方が作動すると、第 1 および第 2 スプリング S P 1, S P 2 の双方の撓みが規制される。従って、ダンパ装置 10 X も、2 段階（2 ステージ）の減衰特性を有することになる。なお、第 1 または第 2 ス

トッパST1, ST2は、ドライブ部材11Xとドリブン部材15Xとの相対回転を規制するように構成されてもよい。

[0082] このような構成を有するダンパ装置10Xに対して、図11に示すように、ドライブ部材11Xと中間部材12Xとの間で摩擦力を発生させて当該中間部材12Xの共振を減衰する減衰機構90を設けることで、上述のダンパ装置10等と同様の作用効果を得ることが可能となる。また、ダンパ装置10Xには、図中二点鎖線で示すように、中間部材12Xとドリブン部材15Xとの間で摩擦力を発生させて当該中間部材12Xの共振を減衰する減衰機構95が設けられてもよく、減衰機構90および95の双方が設けられてもよい。更に、ダンパ装置10Xには、ドライブ部材11Xと中間部材12Xとの間で摩擦力を変化させながら当該中間部材12Xの共振を減衰する減衰機構と、中間部材12Xとドリブン部材15Xとの間で摩擦力を変化させながら当該中間部材12Xの共振を減衰する減衰機構との少なくとも何れか一方が設けられてもよい。

[0083] なお、ダンパ装置10Xでは、第1および第2スプリングSP1, SP2の何れか一方が他方の径方向外側で周方向に間隔をおいて並ぶように配設されてもよい。すなわち、例えば複数の第1スプリングSP1が流体室9内の外周側領域に周方向に間隔をおいて並ぶように配設されてもよく、例えば複数の第2スプリングSP2が複数の第1スプリングSP1の径方向内側で周方向に間隔をおいて並ぶように配設されてもよい。この場合、第1および第2スプリングSP1, SP2は、径方向からみて少なくとも部分的に重なるように配置されてもよい。また、ダンパ装置10Xにおいて、ドライブ部材11Xに遊星歯車21のサンギヤを連結（一体化）すると共に、ドリブン部材15Xを遊星歯車21のキャリアとして構成してもよい。

[0084] 図12は、本開示の他のダンパ装置10Yを含む発進装置1Yを示す概略構成図である。なお、発進装置1Yやダンパ装置10Yの構成要素のうち、上述の発進装置1やダンパ装置10等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。

[0085] 図12に示すダンパ装置10Yは、回転要素として、ドライブ部材（入力要素）11Yと、第1中間部材（第1中間要素）13と、第2中間部材（第2中間要素）14と、ドリブン部材（出力要素）15Yとを含む。また、ダンパ装置10Y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11Yと第1中間部材13との間でトルクを伝達する複数の第1スプリング（第1弾性体）SP1'と、第1中間部材13と第2中間部材14との間でトルクを伝達する複数の第2スプリング（第2弾性体）SP2'と、第2中間部材14とドリブン部材15Yとの間でトルクを伝達する複数の第3スプリング（第3弾性体）SP3とを含む。複数の第1スプリング（第1弾性体）SP1'、第1中間部材13、複数の第2スプリング（第2弾性体）SP2'、第2中間部材14、複数の第3スプリングSP3は、ドライブ部材11Yとドリブン部材15Yとの間でトルク伝達経路TPを構成する。更に、ダンパ装置10Yは、上記回転慣性質量ダンパ20と同様にシングルピニオン式の遊星歯車21により構成された回転慣性質量ダンパ20Yを含む。回転慣性質量ダンパ20Yは、ドライブ部材11Yとドリブン部材15Yとの間にトルク伝達経路TPと並列に設けられる。

[0086] このような第1および第2中間部材13、14を有するダンパ装置10Yでは、第1～第3スプリングSP1'、SP2'およびSP3のすべての撓みが許容されている際に、トルク伝達経路TPにおいて3つの共振が発生する。すなわち、トルク伝達経路TPでは、第1～第3スプリングSP1'～SP3の撓みが許容されている際に、ドライブ部材11Yとドリブン部材15Yとが互いに逆位相で振動することによるダンパ装置10Y全体の共振が発生する。また、トルク伝達経路TPでは、第1～第3スプリングSP1'～SP3の撓みが許容されている際に、第1および第2中間部材13、14がドライブ部材11Yおよびドリブン部材15Yの双方と逆位相で振動することによる共振が発生する。更に、トルク伝達経路TPでは、第1～第3スプリングSP1'～SP3の撓みが許容されている際に、第1中間部材13がドライブ部材11Yとは逆位相で振動し、第2中間部材14が第1中間部材13とは同位相で振動する。

材 1 3 とは逆位相で振動し、かつドリブン部材 1 5 Y が第 2 中間部材 1 4 とは逆位相で振動することによる共振が発生する。従って、ダンパ装置 1 0 Y では、トルク伝達経路 T P からドリブン部材 1 5 Y に伝達される振動と、回転慣性質量ダンパ 2 0 Y からドリブン部材 1 5 Y に伝達される振動とが理論上互いに打ち消し合うことになる反共振点を合計 3 つ設定することが可能となる。

[0087] そして、ダンパ装置 1 0 Y に対して、図 1 2 に示すように、例えばドライブ部材 1 1 Y と第 1 中間部材 1 3 との間で摩擦力を発生させて当該第 1 中間部材 1 3 の共振を減衰する減衰機構 9 0 を設けることで、上述のダンパ装置 1 0 等と同様の作用効果を得ることが可能となる。また、ダンパ装置 1 0 Y には、図中二点鎖線で示すように、第 1 中間部材 1 3 とドリブン部材 1 5 Y との間で摩擦力を発生させて当該第 1 中間部材 1 3 の共振を減衰する減衰機構 9 5 が設けられてもよく、減衰機構 9 0 および 9 5 の双方が設けられてもよい。更に、ダンパ装置 1 0 Y には、第 1 および第 2 中間部材 1 3, 1 4 の間で摩擦力を発生させる減衰機構が設けられてもよい。また、ダンパ装置 1 0 Y には、ドライブ部材 1 1 Y と第 1 中間部材 1 3 との間で摩擦力を変化させながら当該第 1 中間部材 1 3 の共振を減衰する減衰機構と、第 1 中間部材 1 3 とドリブン部材 1 5 Y との間で摩擦力を変化させながら当該第 1 中間部材 1 3 の共振を減衰する減衰機構との少なくとも何れか一方が設けられてもよい。更に、ダンパ装置 1 0 Y には、第 2 中間要素の共振を減衰する減衰機構が設けられてもよい。

[0088] なお、ダンパ装置 1 0 Y は、3 つ以上の中間部材をトルク伝達経路 T P に含むように構成されてもよい。また、ダンパ装置 1 0 Y において、ドライブ部材 1 1 Y に遊星歯車 2 1 のサンギヤを連結（一体化）すると共に、ドリブン部材 1 5 Y を遊星歯車 2 1 のキャリアとして構成してもよい。更に、ダンパ装置 1 0 Y において、例えば第 1 中間部材 1 3 に遊星歯車 2 1 のサンギヤを連結（一体化）してもよく、例えば第 1 中間部材 1 3 を遊星歯車 2 1 のキャリアとして構成してもよい。

[0089] 図13は、本開示の更に他のダンパ装置10Zを含む発進装置1Zを示す概略構成図である。なお、発進装置1Zやダンパ装置10Zの構成要素のうち、上述の発進装置1やダンパ装置10等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。

[0090] 図13に示すダンパ装置10Zは、回転要素として、ドライブ部材（入力要素）11Zと、第1中間部材（第1中間要素）13と、第2中間部材（第2中間要素）14と、ドリブン部材（出力要素）15Zとを含む。また、ダンパ装置10Z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13Zとの間でトルクを伝達する複数の第1スプリング（第1弾性体）SP1'と、第1中間部材13Zと第2中間部材14Zとの間でトルクを伝達する複数の第2スプリング（第2弾性体）SP2'と、第2中間部材14Zとドリブン部材15Zとの間でトルクを伝達する複数の第3スプリング（第3弾性体）SP3とを含む。複数の第1スプリング（第1弾性体）SP1'、第1中間部材13Z、複数の第2スプリング（第2弾性体）SP2'、第2中間部材14Z、複数の第3スプリングSP3は、ドライブ部材11Zとドリブン部材15Zとの間でトルク伝達経路TPを構成する。

[0091] 更に、ダンパ装置10Zは、上記回転慣性質量ダンパ20と同様にシングルピニオン式の遊星歯車21により構成された回転慣性質量ダンパ20Zを含む。回転慣性質量ダンパ20Zは、ドライブ部材11Zと第2中間部材14Zとの間に、トルク伝達経路TPの第1スプリングSP1'、第1中間部材13Zおよび第2スプリングSP2'と並列に設けられる。回転慣性質量ダンパ20Zにおいて、ドライブ部材11Zは、複数のピニオンギヤ23を回転自在に支持して遊星歯車21のキャリアとして機能し、第2中間部材14Zは、外歯14tを有し、遊星歯車21のサンギヤとして機能する。また、質量体としてのリングギヤ25は、ドライブ部材11Zと第2中間部材14Zとの相対回転に応じて軸心周りに回転（揺動）する。

[0092] かかるダンパ装置10Zは、実質的に、図11に示すダンパ装置10Xに

において、並列に作用する複数の第3スプリングSP3をドリブン部材15Xと変速機TMの入力軸ISとの間に配置したものに相当する。そして、ダンパ装置10Zにおいて、回転慣性質量ダンパ20Zは、第1および第2スプリングSP1'、SP2'と第1中間部材13Zと並列に設けられる。従って、ダンパ装置10Zにおいても、少なくとも第1および第2スプリングSP1'、SP2'の撓みが許容された状態のドライブ部材11Zから第2中間部材14Zまでのトルク伝達経路に対して2つ（複数）の固有振動数を設定すると共に、第1共振よりも高回転側（高周波側）で、第1中間部材13Zの共振（第2共振）を発生させることができる。この結果、ダンパ装置10Zにおいても、ドリブン部材15Zの振動振幅が理論上ゼロになる反共振点を合計2つ設定することが可能となる。

[0093] このような構成を有するダンパ装置10Zに対して、図13に示すように、例えばドライブ部材11Zと第1中間部材13Zとの間で摩擦力を発生させて当該第1中間部材13Zの共振を減衰する減衰機構90を設けることで、上述のダンパ装置10等と同様の作用効果を得ることが可能となる。また、ダンパ装置10Zには、図中二点鎖線で示すように、第1中間部材13Zと第2中間部材14Zとの間で摩擦力を発生させて当該第1中間部材13Zの共振を減衰する減衰機構95が設けられてもよく、減衰機構90および95の双方が設けられてもよい。更に、ダンパ装置10Zには、ドライブ部材11Zと第1中間部材13Zとの間で摩擦力を変化させながら当該第1中間部材13Zの共振を減衰する減衰機構と、第1中間部材13Zと第2中間部材14Zとの間で摩擦力を変化させながら当該第1中間部材13Zの共振を減衰する減衰機構との少なくとも何れか一方が設けられてもよい。

[0094] また、ダンパ装置10Zは、特に後輪駆動用の変速機TMと組み合わせて用いられると好適である。すなわち、入力軸ISの端部（発進装置1Z側の端部）から変速機TMの図示しない出力軸の端部（車輪側の端部）までの長さが長くなる後輪駆動用の変速機TMでは、ダンパ装置10Zのドリブン部材15Zに連結される入力軸ISや出力軸（更には変速機TMの図示しない

中間軸)の剛性が低下することから、これらの軸部材の慣性モーメントから定まる固有振動数(共振周波数)が回転慣性質量ダンパ20Z全体の慣性モーメントの影響により小さくなってしまふ(低周波化してしまふ)。このため、本来、ドライブ部材11(エンジンEG)の回転数が高い状態で発生する共振が低回転域で発生して顕在化してしまふおそれがある。これに対して、回転慣性質量ダンパ20Zをダンパ装置10Zのドライブ部材11Zと第2中間部材14Zとに連結することで、回転慣性質量ダンパ20Zと、ドリブン部材15Zに連結される変速機TMの入力軸ISとの間に第3スプリングSP3を介在させ、両者を実質的に切り離すことができる。これにより、2つの反共振点の設定を可能としつつ、ドリブン部材15Zに連結される軸部材等の慣性モーメントから定まる固有振動数に対する回転慣性質量ダンパ20Z全体の慣性モーメントの影響を極めて良好に低減化することが可能となる。

[0095] ただし、ダンパ装置10Zは、前輪駆動車両用の変速機TMと組み合わされてもよいことはいうまでもない。ダンパ装置10Zと前輪駆動車両用の変速機TMと組み合わせた場合においても、ドリブン部材15Zに連結される軸部材等の慣性モーメントから定まる固有振動数に対する回転慣性質量ダンパ20Z全体の慣性モーメントの影響を極めて良好に低減化すると共に、更なる低剛性化によりダンパ装置10Zの振動減衰性能を向上させることが可能となる。また、ダンパ装置10Zは、第1中間部材13Zと第2中間部材14Zとの間に更なる中間部材およびスプリング(弾性体)を含んでもよい。更に、ダンパ装置10Zにおいて、ドライブ部材11Zに遊星歯車21のサンギヤを連結(一体化)すると共に、ドリブン部材15Zを遊星歯車21のキャリアとして構成してもよい。

[0096] 図14は、本開示の更に他のダンパ装置10Vを含む発進装置1Vを示す概略構成図である。なお、発進装置1Vやダンパ装置10Vの構成要素のうち、上述の発進装置1やダンパ装置10等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。

[0097] 図14に示すダンパ装置10Vは、図1等に示すダンパ装置10において、ドライブ部材11とドリブン部材15との相対回転に応じて回転する質量体としてのリングギヤ25を有する回転慣性質量ダンパ20を、ドライブ部材11Vと中間部材12Vとの相対回転に応じて回転する質量体としてのリングギヤ25を有する回転慣性質量ダンパ20Vで置き換えたものに相当する。すなわち、ダンパ装置10Vでは、回転慣性質量ダンパ20Vがドライブ部材11Vと中間部材12Vとの間に第1スプリングSP1と並列に設けられる。また、回転慣性質量ダンパ20Vにおいて、ドライブ部材11Vは、複数のピニオンギヤ23を回転自在に支持して遊星歯車21のキャリアとして機能し、中間部材12Vは、外歯12tを有し、遊星歯車21のサンギヤとして機能する。

[0098] かかるダンパ装置10Vでは、ドライブ部材11Vから第1スプリングSP1を介して中間部材12Vに伝達される振動と、ドライブ部材11Vから回転慣性質量ダンパ20Vを介して中間部材12Vに伝達される振動とが理論上互いに打ち消し合うことになる反共振点を1つ設定することが可能となる。また、ダンパ装置10Vにおいても、第1および第2スプリングSP1、SP2は、ドライブ部材11Vとドリブン部材15Vとの間で直列に作用することから、第1および第2スプリングSP1、SP2の合成ばね定数をより小さくすることができる。

[0099] 更に、ダンパ装置10Vには、図14に示すように、例えば中間部材12Vとドリブン部材15Vとの間で摩擦力を発生させて当該中間部材12Vの共振を減衰する減衰機構95が設けられる。これにより、中間部材12Vに回転慣性質量ダンパ20Vが連結されることで、当該中間部材12Vの慣性モーメントが実質的に増加して減衰比 ζ が小さくなったとしても、減衰機構95により中間部材12Vの共振を減衰して当該共振の振幅が大きくなるのを抑制することができる。この結果、ダンパ装置10Vにおいても、回転慣性質量ダンパ20Vから中間部材12V（ドリブン部材15V）に伝達される慣性トルクにより、中間部材12Vの共振点付近における振動レベルを良

好に低下させることができる。また、中間部材 1 2 V とドリブン部材 1 5 V との間で摩擦力を発生させて当該中間部材 1 2 V の共振を減衰することで、ドライブ部材 1 1 V と中間部材 1 2 V との間の回転慣性質量ダンパ 2 0 V の動作に対する当該摩擦力の影響を低下させることができる。

[0100] ただし、ダンパ装置 1 0 V には、図中二点鎖線で示すように、ドライブ部材 1 1 V と中間部材 1 2 V との間で摩擦力を発生させて中間部材 1 2 V の共振を減衰する減衰機構 9 0 が設けられてもよく、減衰機構 9 0 および 9 5 の双方が設けられてもよい。また、ダンパ装置 1 0 V には、ドライブ部材 1 1 V と中間部材 1 2 V との間で摩擦力を変化させながら当該中間部材 1 2 V の共振を減衰する減衰機構と、中間部材 1 2 V とドリブン部材 1 5 V との間で摩擦力を変化させながら当該中間部材 1 2 V の共振を減衰する減衰機構との少なくとも何れか一方が設けられてもよい。更に、ダンパ装置 1 0 V において、ドライブ部材 1 1 V に遊星歯車 2 1 のサンギヤを連結（一体化）すると共に、中間部材 1 2 V を遊星歯車 2 1 のキャリアとして構成してもよい。

[0101] 以上説明したように、本開示のダンパ装置は、エンジン（E G）からのトルクが伝達される入力要素（1 1， 1 1 B， 1 1 C， 1 1 D， 1 1 X， 1 1 Y）、中間要素（1 2， 1 2 B， 1 2 C， 1 2 D， 1 2 X， 1 3， 1 4）、出力要素（1 5， 1 5 B， 1 5 C， 1 5 D， 1 5 X， 1 5 Y）、前記入力要素と前記中間要素との間でトルクを伝達する第 1 弾性体（S P 1， S P 1'）、および前記中間要素と前記出力要素との間でトルクを伝達する第 2 弾性体（S P 2， S P 2'， S P 3）を含むダンパ装置（1 0， 1 0 B， 1 0 C， 1 0 D， 1 0 X， 1 0 Y）において、前記入力要素と前記出力要素との相対回転に応じて回転する質量体（2 5）を有し、前記入力要素と前記出力要素との間に、前記第 1 弾性体、前記中間要素および前記第 2 弾性体を含むトルク伝達経路（T P 1， T P）と並列に設けられる回転慣性質量ダンパ（2 0， 2 0 X， 2 0 Y）と、前記中間要素の共振を減衰する減衰機構（9 0， 9 5， 9 5 D）とを備えるものである。

[0102] このダンパ装置では、中間要素を含むトルク伝達経路に対して、第 1 およ

び第2弾性体の撓みが許容されている状態で複数の固有振動数（共振周波数）を設定すると共に、入力要素の回転数が当該複数の固有振動数の何れかに対応した回転数に達した段階で中間要素の共振を発生させることができる。これにより、このダンパ装置では、入力要素からトルク伝達経路を介して出力要素に伝達される振動と、入力要素から回転慣性質量ダンパを介して出力要素に伝達される振動とが理論上互いに打ち消し合うことになる反共振点を2つ設定することが可能となる。従って、2つの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、ダンパ装置の振動減衰性能を向上させることができる。更に、このダンパ装置は、中間要素の共振を減衰する減衰機構を含む。これにより、中間部材の共振の振幅が大きくなるのを抑制し、回転慣性質量ダンパから出力要素に伝達される慣性トルクにより、中間部材の共振点（それに対応した反共振点）付近での振動レベルを良好に低下させることが可能となる。この結果、ダンパ装置の振動減衰性能をより向上させることができる。

[0103] また、前記減衰機構（90, 95, 95D）は、前記入力要素（11, 11B, 11C, 11D, 11X, 11Y）および前記出力要素（15, 15B, 15C, 15D, 15X, 15Y）の少なくとも何れか一方と、前記中間要素（12, 12B, 12C, 12D, 12X, 13）との間で摩擦力を発生させるものであってもよい。これにより、中間要素の共振をより適正に減衰することが可能となる。

[0104] 更に、前記減衰機構（90, 95D）は、前記入力要素（11, 11B, 11C, 11D, 11X, 11Y）と前記中間要素（12, 12B, 12C, 12D, 12X, 13）との間で摩擦力を発生させるものであってもよい。これにより、入力要素と中間要素との間で摩擦力が発生することによって入力要素からトルク伝達経路を介して出力要素に伝達される振動の位相がズレてしまうのを抑制しつつ、中間要素の共振を良好に減衰することが可能となる。

[0105] また、前記減衰機構（90, 95D）は、前記入力要素（11, 11B,

1 1 C, 1 1 D, 1 1 X, 1 1 Y) および前記中間要素 (1 2, 1 2 B, 1 2 C, 1 2 D, 1 2 X, 1 3) の一方と一体に回転する摩擦部材 (9 1, 9 6 D) と、前記摩擦部材を前記入力要素および前記中間要素の前記一方側から他方側に付勢する付勢部材 (9 2, 9 7 D) とを含むものであってもよい。

[0106] 更に、前記減衰機構 (9 5, 9 5 D) は、前記中間要素 (1 2, 1 2 B, 1 2 C, 1 2 D, 1 2 X, 1 3) および前記出力要素 (1 5, 1 5 B, 1 5 C, 1 5 D, 1 5 X, 1 5 Y) の一方と一体に回転する摩擦部材 (9 6, 9 6 D) と、前記摩擦部材を前記中間要素および前記出力要素の前記一方側から他方側に付勢する付勢部材 (9 7, 9 7 D) とを含むものであってもよい。

[0107] また、前記減衰機構は、前記入力要素および前記中間要素の一方と一体に回転する第 1 摩擦部材 (9 1, 9 6 D) と、前記第 1 摩擦部材を前記入力要素および前記中間要素の前記一方側から他方側に付勢する第 1 付勢部材 (9 2, 9 7 D) と、前記中間要素および前記出力要素の一方と一体に回転する第 2 摩擦部材 (9 6, 9 6 D) と、前記第 2 摩擦部材を前記中間要素および前記出力要素の前記一方側から他方側に付勢する第 2 付勢部材 (9 7, 9 7 D) とを含むものであってもよい。

[0108] 更に、前記減衰機構 (9 5 D) は、前記摩擦力を前記入力要素 (1 1, 1 1 B, 1 1 C, 1 1 D, 1 1 X, 1 1 Y) の回転数に応じて変化させるものであってもよく、前記入力要素 (1 1, 1 1 B, 1 1 C, 1 1 D, 1 1 X, 1 1 Y) の回転数が高まるにつれて前記摩擦力を大きくするものであってもよい。これにより、入力要素の回転数が低い時に発生する摩擦力を低下させることができるので、摩擦力の発生に伴って入力要素からトルク伝達経路を介して出力要素に伝達される振動の位相がズレてしまうのを良好に抑制しつつ、中間要素の共振を極めて良好に減衰することが可能となる。

[0109] また、前記中間要素の慣性モーメント (J_2) と前記第 1 および第 2 弾性体の剛性 (k_1, k_2) とに基づいて定まる該中間要素の減衰比 (ζ) が値 1 未満

であり、前記中間要素の固有振動数 (f_{12}) に対応した回転数は、前記入力要素から前記トルク伝達経路を介して前記出力要素にトルクが伝達される回転数域の最小回転数 (N_{lup}) よりも高くてもよい。かかるダンパ装置では、入力要素の回転数が低回転側（低周波側）の反共振点の振動数に対応した回転数よりも高まった段階で中間要素の共振が発生する。従って、かかるダンパ装置に中間要素の共振を減衰する減衰機構を設けることで、高回転側（高周側）の反共振点付近における振動レベルをより良好に低減化することが可能となる。

[0110] 更に、前記出力要素（15, 15B, 15C, 15D, 15X, 15Y）は、変速機（TM）の入力軸（IS）に作用的に連結されてもよい。

[0111] 本開示の他のダンパ装置は、エンジン（EG）からのトルクが伝達される入力要素（11Z）、第1中間要素（13Z）、第2中間要素（14Z）、出力要素（15Z）、前記入力要素（11Z）と前記第1中間要素（13Z）との間でトルクを伝達する第1弾性体（SP1'）、前記第1および第2中間要素（13Z, 14Z）の間でトルクを伝達する第2弾性体（SP2'）および前記第2中間要素（14Z）と前記出力要素（15Z）との間でトルクを伝達する第3弾性体（SP3）を含むダンパ装置（10Z）において、

前記入力要素（11Z）と前記第2中間要素（14Z）との相対回転に応じて回転する質量体（25）を有し、前記第1弾性体（SP1'）、前記第1中間要素（13Z）、および前記第2弾性体（SP2'）と並列に設けられる回転慣性質量ダンパ（20Z）と、前記第1中間要素（13Z）の共振を減衰する減衰機構（90, 95）とを備えるものである。

[0112] かかるダンパ装置のように、回転慣性質量ダンパをダンパ装置の入力要素と第2中間要素とに連結することで、回転慣性質量ダンパと出力要素に連結される部材との間に第3弾性体を介在させ、両者を実質的に切り離すことができる。これにより、2つの反共振点の設定を可能としつつ、出力要素に連結される部材の慣性モーメントから定まる固有振動数に対する回転慣性質量

ダンパ全体の慣性モーメントの影響を極めて良好に低減化することができる。この結果、ダンパ装置の出力要素に連結される部材の剛性が低く、当該部材の慣性モーメントから定まる固有振動数（共振周波数）が回転慣性質量ダンパ全体の慣性モーメントの影響により小さくなったとしても、本来、入力要素の回転数が高い状態で発生する共振が低回転域で発生して顕在化してしまうのを良好に抑制することが可能となる。更に、かかるダンパ装置に第1中間要素の共振を減衰する減衰機構を設けることで、第1中間部材の共振の振幅が大きくなるのを抑制し、回転慣性質量ダンパから出力要素に伝達される慣性トルクにより、第1中間部材の共振点（それに対応した反共振点）付近での振動レベルを良好に低下させることが可能となる。この結果、ダンパ装置の振動減衰性能をより向上させることができる。

[0113] 本開示の更に他のダンパ装置は、エンジン（E G）からのトルクが伝達される入力要素（11V）、中間要素（12V）、出力要素（15V）、前記入力要素（11V）と前記中間要素（12V）との間でトルクを伝達する第1弾性体（SP1）、および前記中間要素（12V）と前記出力要素（15V）との間でトルクを伝達する第2弾性体（SP2）を含むダンパ装置（10V）において、前記入力要素（11V）と前記中間要素（12V）との相対回転に応じて回転する質量体（25）を有し、前記入力要素（11V）と前記中間要素（12V）との間に、前記第1弾性体（SP1）と並列に設けられる回転慣性質量ダンパ（20V）と、前記中間要素（12V）の共振を減衰する減衰機構（90）とを備えるものである。

[0114] かかるダンパ装置では、中間部材に回転慣性質量ダンパが連結されることで当該中間部材の慣性モーメントが実質的に増加して減衰比εが小さくなったとしても、減衰機構により中間部材の共振を減衰して当該共振の振幅が大きくなるのを抑制することができる。この結果、このダンパ装置においても、回転慣性質量ダンパから中間部材（ドリブン部材）に伝達される慣性トルクにより、中間部材の共振点付近における振動レベルを良好に低下させることが可能となる。この結果、ダンパ装置の振動減衰性能をより向上させるこ

とができる。

[0115] 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、上記発明を実施するための形態は、あくまで発明の概要の欄に記載された発明の具体的な一形態に過ぎず、発明の概要の欄に記載された発明の要素を限定するものではない。

産業上の利用可能性

[0116] 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、中間要素、出力要素、前記入力要素と前記中間要素との間でトルクを伝達する第1弾性体、および前記中間要素と前記出力要素との間でトルクを伝達する第2弾性体を含むダンパ装置において、
- 前記入力要素と前記出力要素との相対回転に応じて回転する質量体を有し、前記入力要素と前記出力要素との間に、前記第1弾性体、前記中間要素および前記第2弾性体を含むトルク伝達経路と並列に設けられる回転慣性質量ダンパと、
- 前記中間要素の共振を減衰する減衰機構とを備えるダンパ装置。
- [請求項2] 請求項1に記載のダンパ装置において、
- 前記減衰機構は、前記入力要素および前記出力要素の少なくとも何れか一方と、前記中間要素との間で摩擦力を発生させるダンパ装置。
- [請求項3] 請求項1に記載のダンパ装置において、前記減衰機構は、前記入力要素と前記中間要素との間で摩擦力を発生させるダンパ装置。
- [請求項4] 請求項3に記載のダンパ装置において、
- 前記減衰機構は、前記入力要素および前記中間要素の一方と一体に回転する摩擦部材と、前記摩擦部材を前記入力要素および前記中間要素の前記一方側から他方側に付勢する付勢部材とを含むダンパ装置。
- [請求項5] 請求項2に記載のダンパ装置において、
- 前記減衰機構は、前記中間要素および前記出力要素の一方と一体に回転する摩擦部材と、前記摩擦部材を前記中間要素および前記出力要素の前記一方側から他方側に付勢する付勢部材とを含むダンパ装置。
- [請求項6] 請求項2に記載のダンパ装置において、
- 前記減衰機構は、前記入力要素および前記中間要素の一方と一体に回転する第1摩擦部材と、前記第1摩擦部材を前記入力要素および前記中間要素の前記一方側から他方側に付勢する第1付勢部材と、前記中間要素および前記出力要素の一方と一体に回転する第2摩擦部材と

、前記第2摩擦部材を前記中間要素および前記出力要素の前記一方側から他方側に付勢する第2付勢部材とを含むダンパ装置。

[請求項7] 請求項2から6の何れか一項に記載のダンパ装置において、前記減衰機構は、前記摩擦力を前記入力要素の回転数に応じて変化させるダンパ装置。

[請求項8] 請求項7に記載のダンパ装置において、前記減衰機構は、前記入力要素の回転数が高まるにつれて前記摩擦力を大きくするダンパ装置。

[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、
前記中間要素の慣性モーメントと前記第1および第2弾性体の剛性とに基づいて定まる該中間要素の減衰比が値1未満であり、前記中間要素の固有振動数に対応した回転数は、前記入力要素から前記トルク伝達経路を介して前記出力要素にトルクが伝達される回転数域の最小回転数よりも高いダンパ装置。

[請求項10] 請求項1から9の何れか一項に記載のダンパ装置において、前記出力要素は、変速機の入力軸に作用的に連結されるダンパ装置。

[請求項11] エンジンからのトルクが伝達される入力要素、第1中間要素、第2中間要素、出力要素、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、前記第1および第2中間要素の間でトルクを伝達する第2弾性体および前記第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3弾性体を含むダンパ装置において、

前記入力要素と前記第2中間要素との相対回転に応じて回転する質量体を有し、前記第1弾性体、前記第1中間要素、および前記第2弾性体と並列に設けられる回転慣性質量ダンパと、

前記第1中間要素の共振を減衰する減衰機構とを備えるダンパ装置。

[請求項12] エンジンからのトルクが伝達される入力要素、中間要素、出力要素、前記入力要素と前記中間要素との間でトルクを伝達する第1弾性体、および前記中間要素と前記出力要素との間でトルクを伝達する第2

弾性体を含むダンパ装置において、

前記入力要素と前記中間要素との相対回転に応じて回転する質量体を有し、前記入力要素と前記中間要素との間に、前記第 1 弾性体と並列に設けられる回転慣性質量ダンパと、

前記中間要素の共振を減衰する減衰機構とを備えるダンパ装置。

[図1]

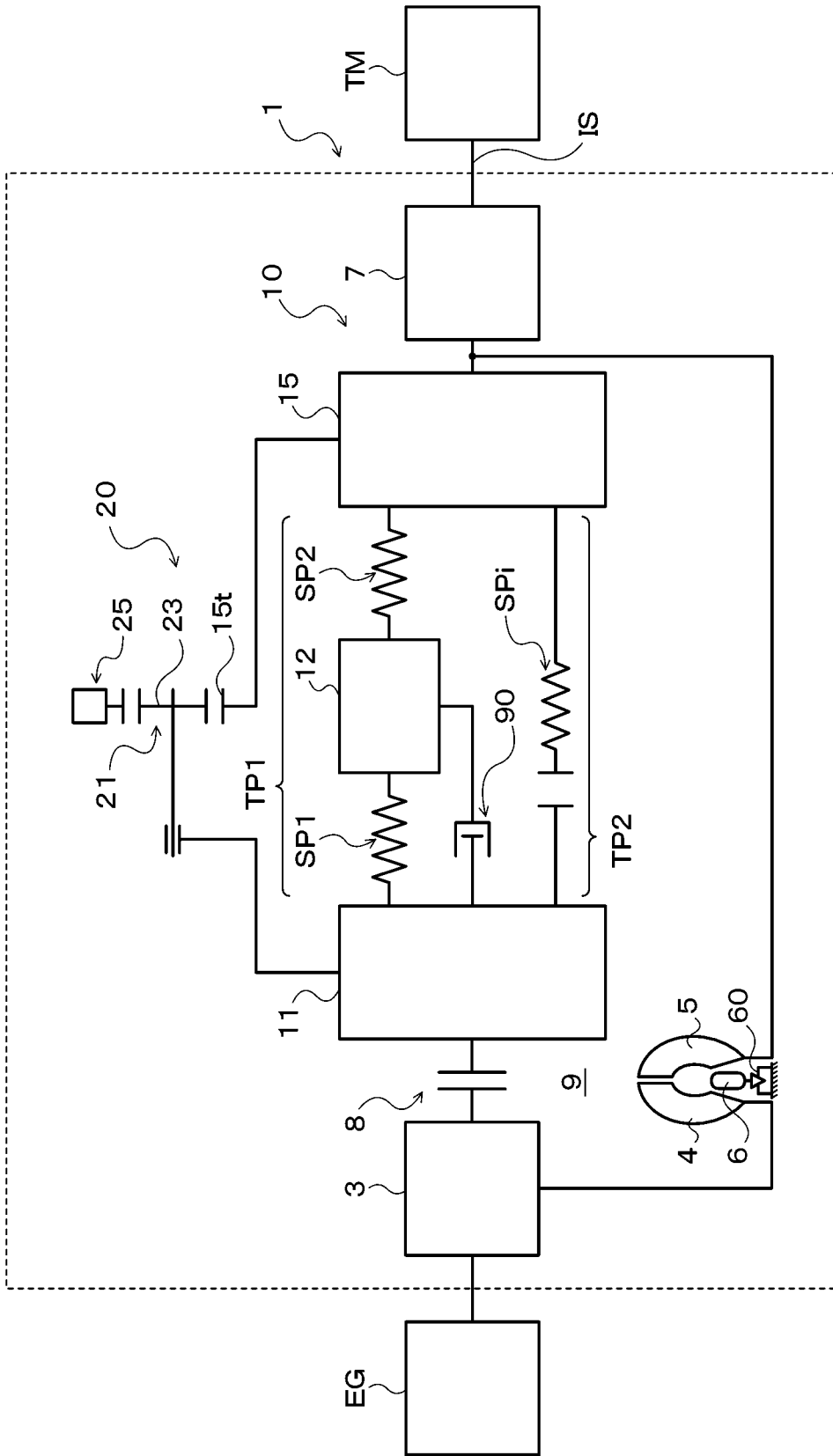


FIG. 1

[図2]

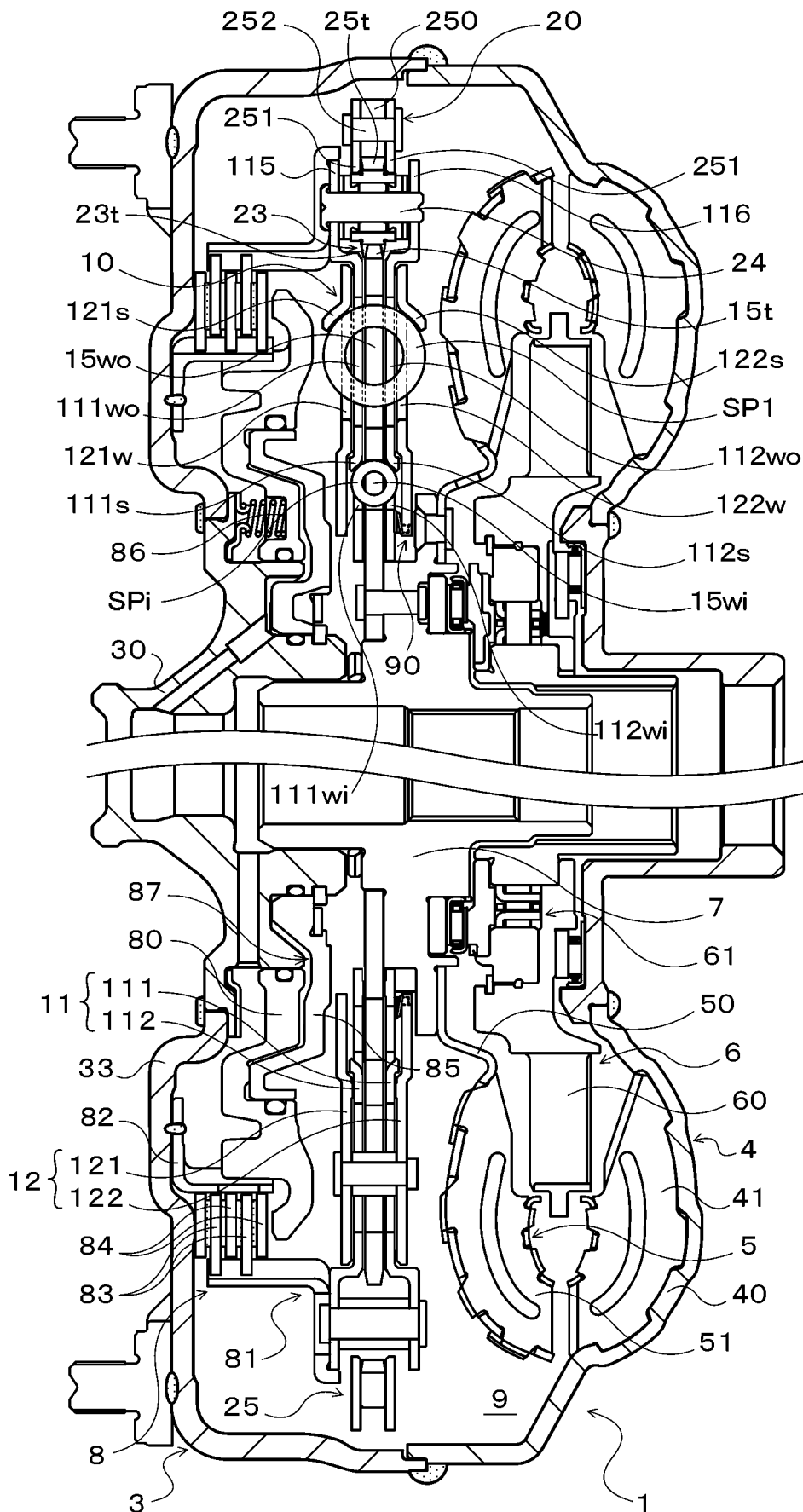


FIG. 2

[図3]

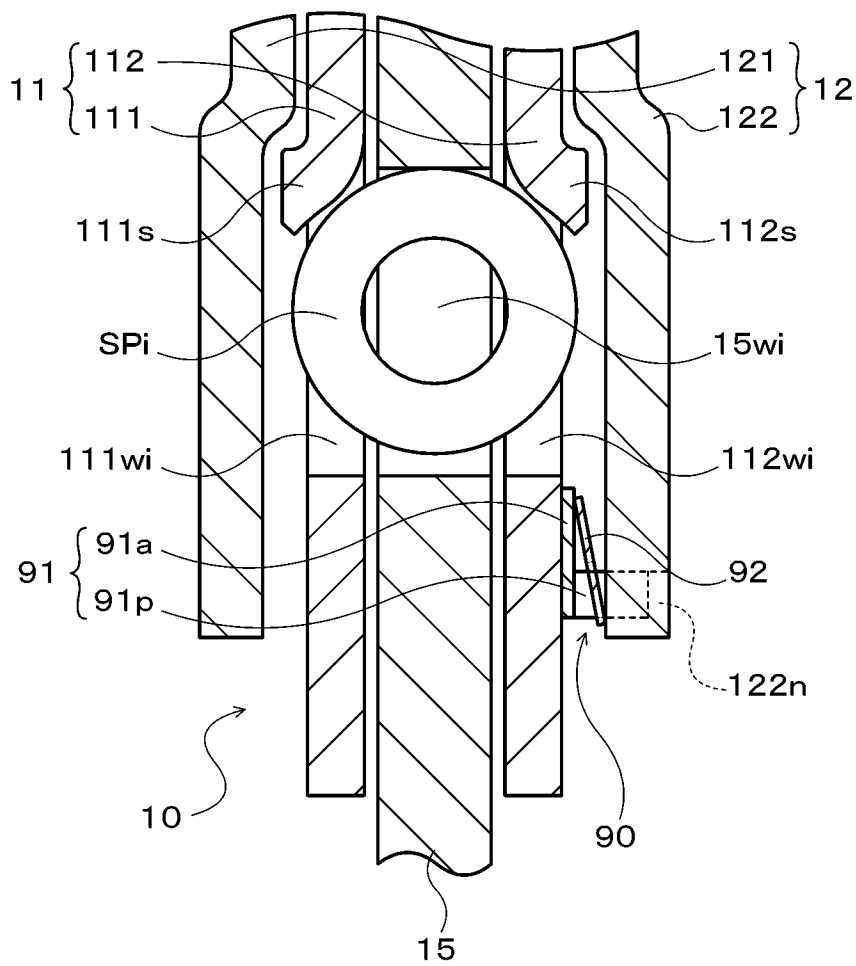


FIG. 3

[図4]

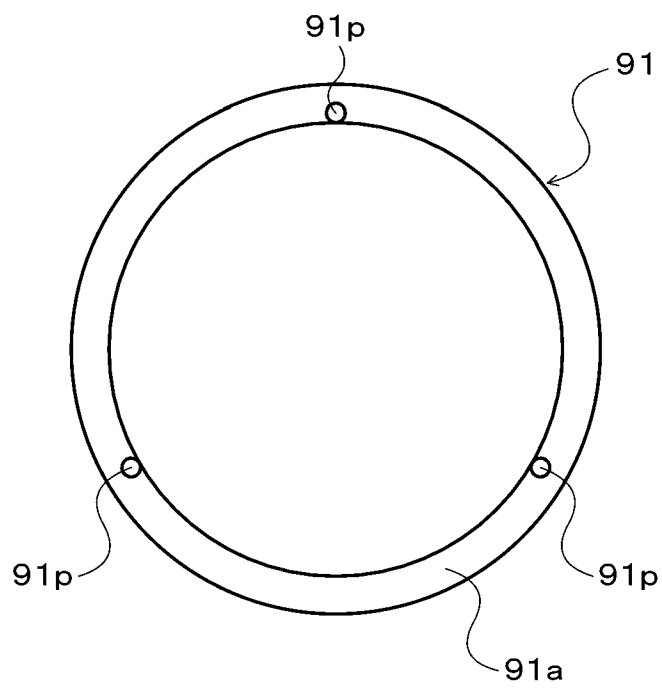


FIG. 4

[図5]

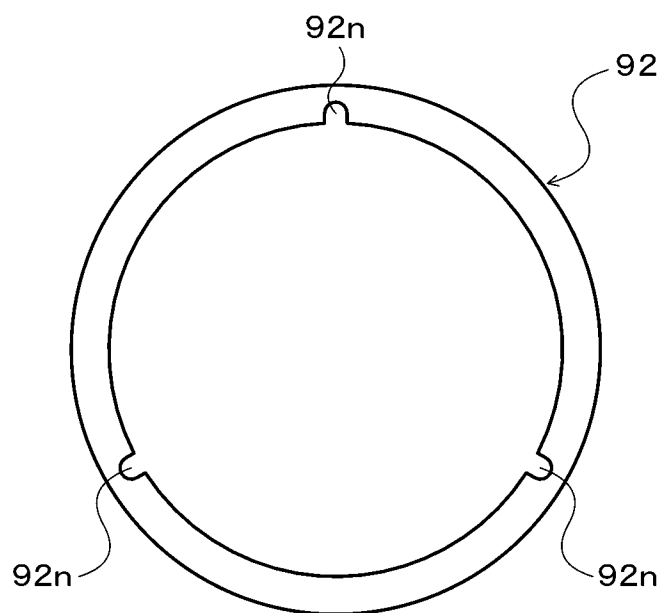


FIG. 5

FIG. 6

[図7]

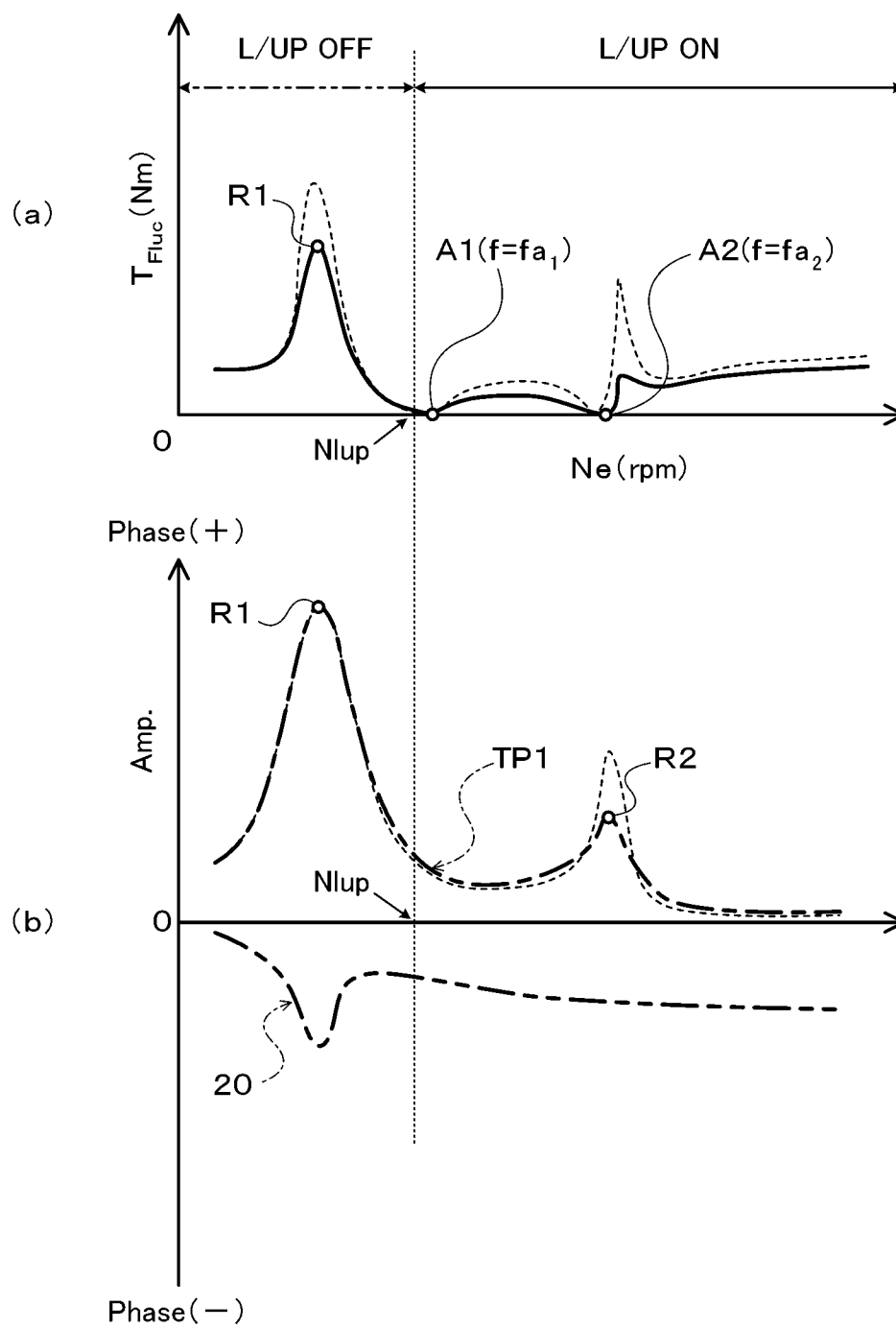


FIG. 7

[図8]

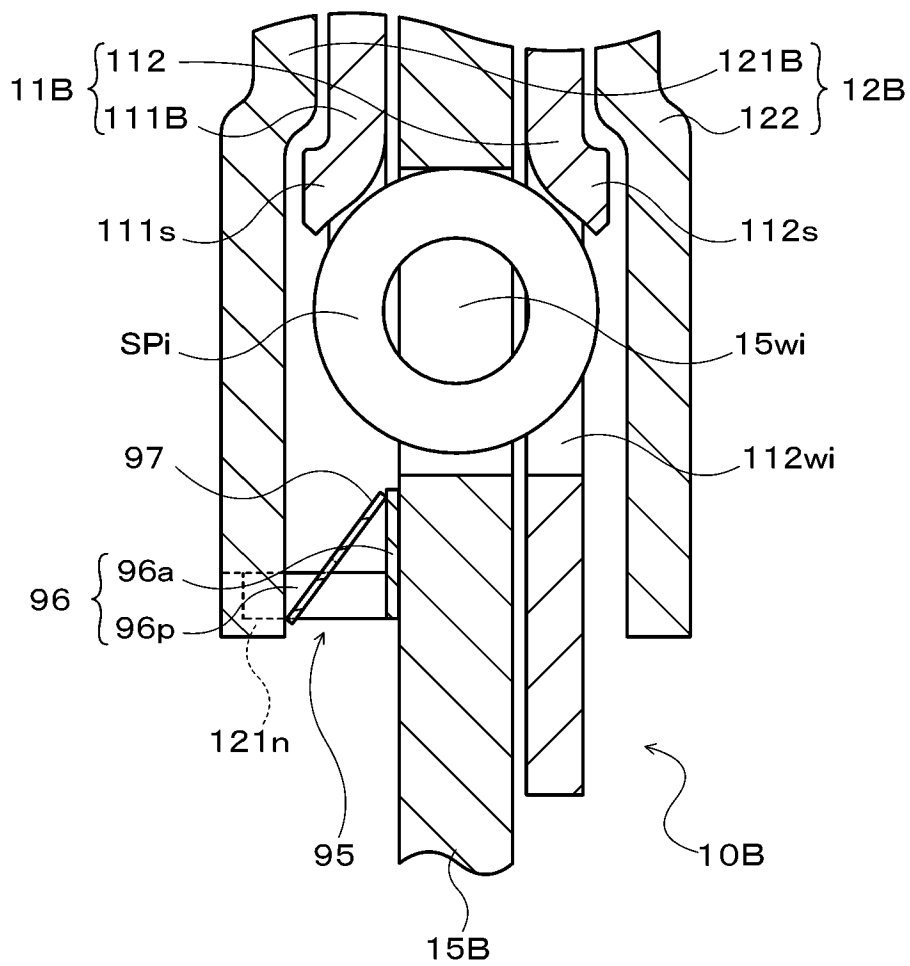


FIG. 8

[図9]

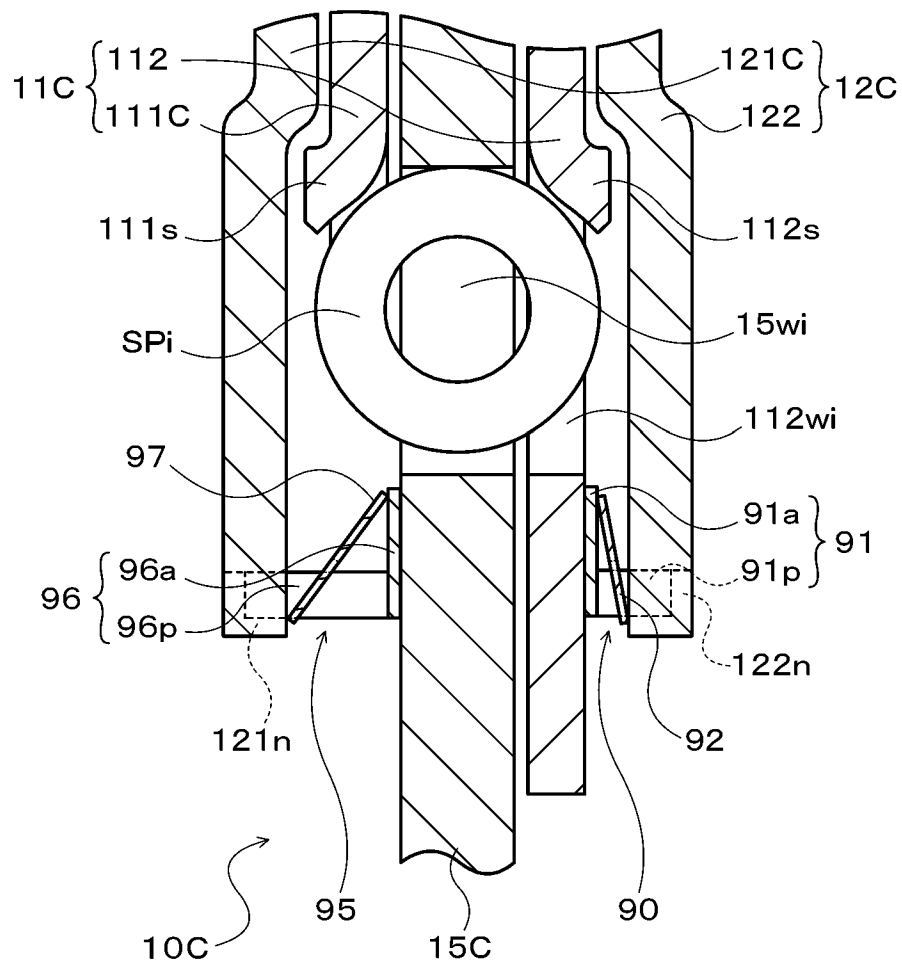


FIG. 9

[illegible]

FIG. 10

[図11]

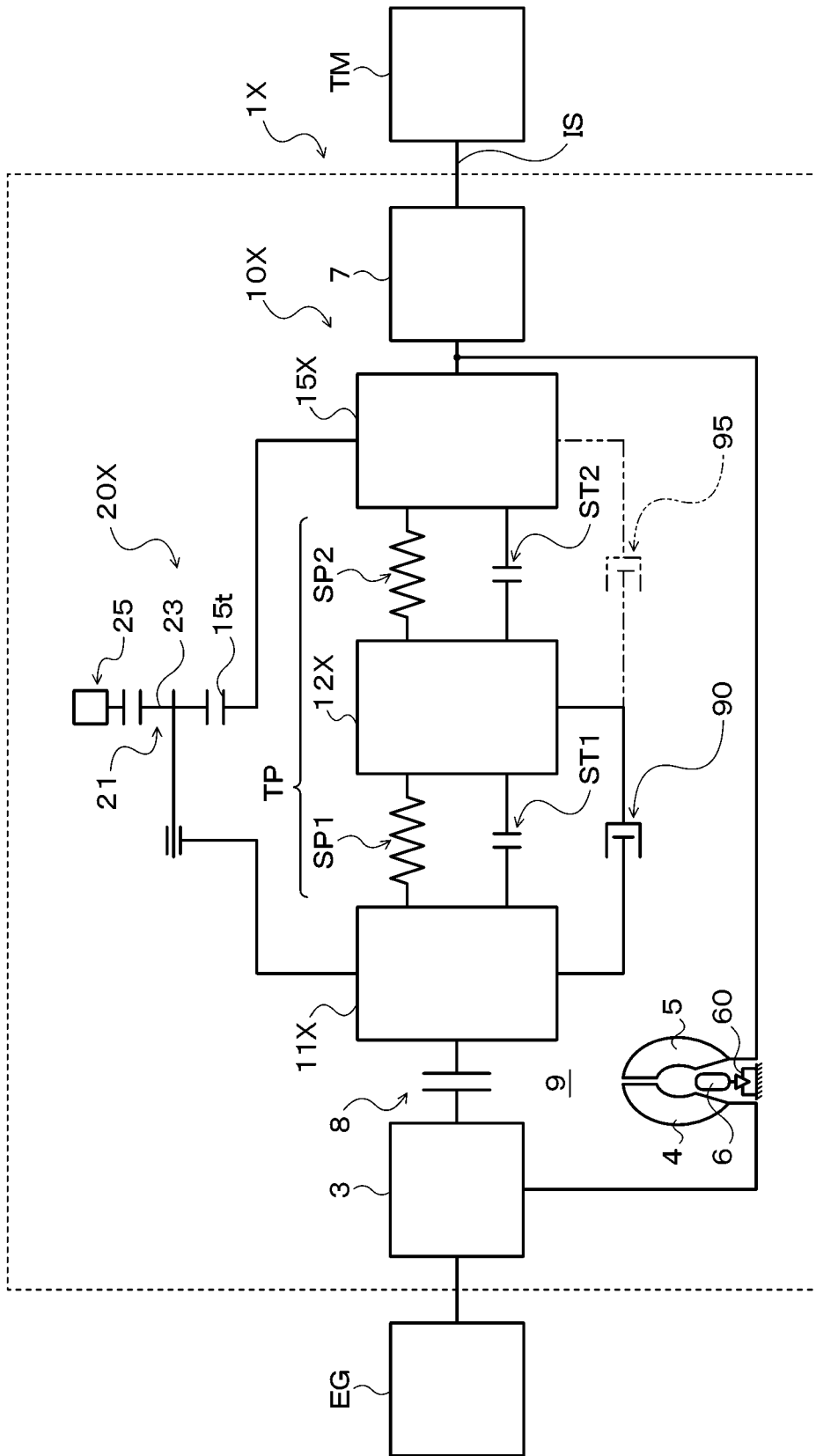


FIG. 11

FIG. 12

[図13]

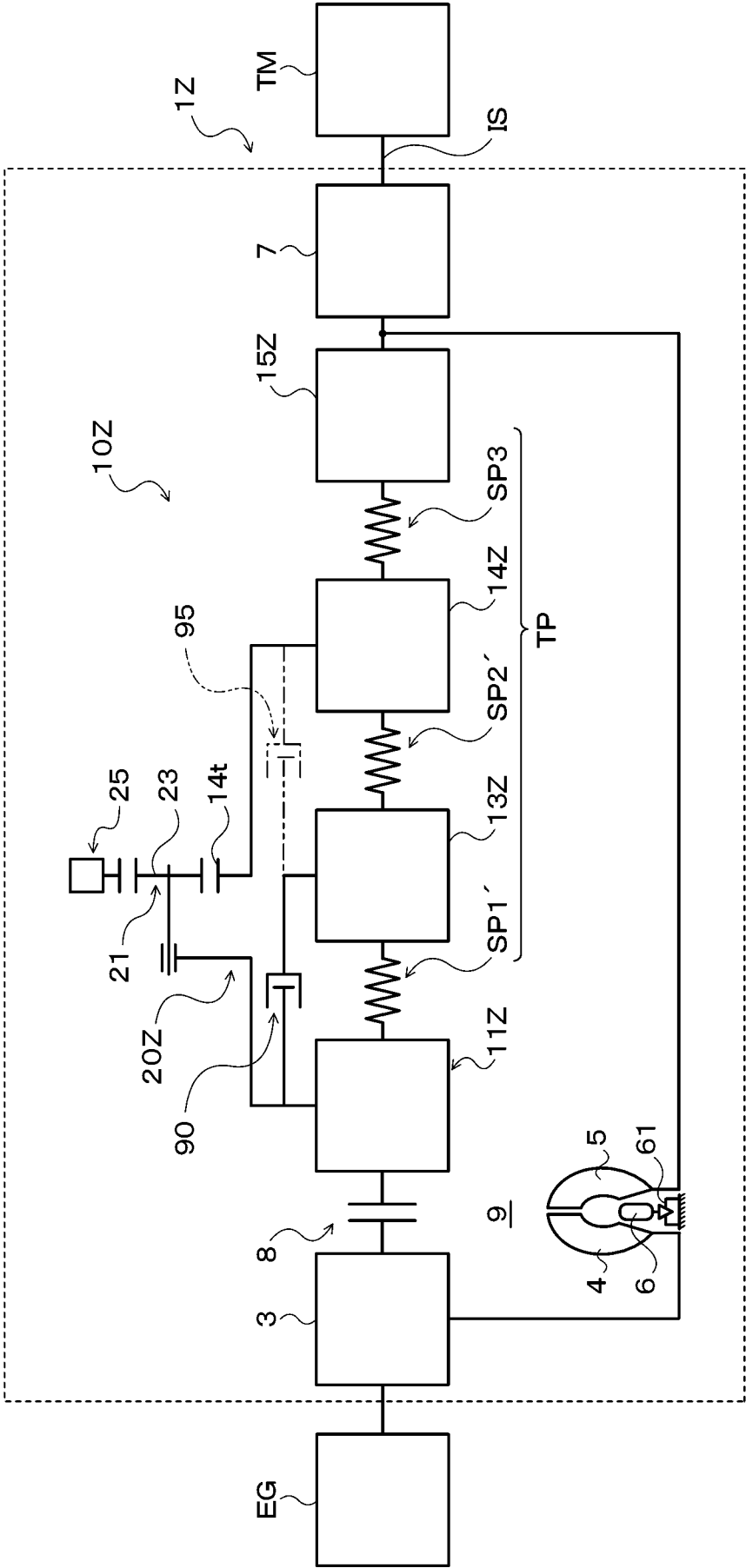


FIG. 13

[図14]

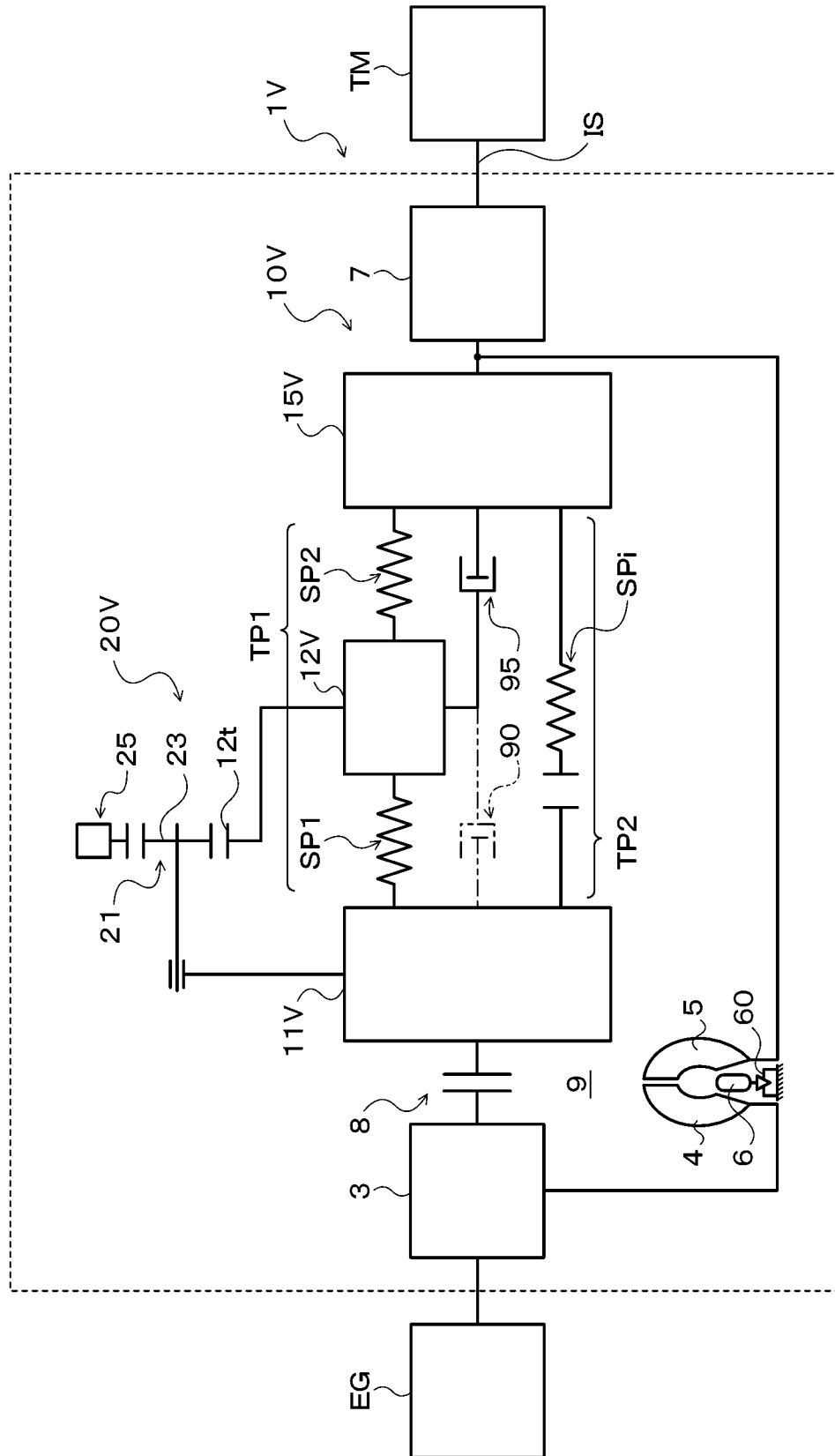


FIG. 14

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2017/030384

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16F15/30(2006.01)i, F16F15/134(2006.01)i, F16F15/139(2006.01)i,
F16H45/02(2006.01)n

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)

F16F15/30, F16F15/134, F16F15/139, F16H45/02

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	1996-2017
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2017	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2017

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.
Y	WO 2016/104783 A1 (Aisin AW Industries Co., Ltd.), 30 June 2016 (30.06.2016), claims; paragraphs [0010] to [0128]; fig. 1 to 4, 8 to 10 & US 2017/0261065 A paragraphs [0021] to [0133]; fig. 1 to 4, 8 to 10	1-12
Y	JP 10-339355 A (Exedy Corp.), 22 December 1998 (22.12.1998), paragraphs [0015] to [0038]; fig. 1 to 9 & DE 19825289 A1 & FR 2764354 A1	1-12

☒ 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
09 November 2017 (09.11.17)

Date of mailing of the international search report
21 November 2017 (21.11.17)

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/JP2017/030384

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 2000-81064 A (Exedy Corp.), 21 March 2000 (21.03.2000), paragraphs [0015] to [0017]; fig. 6 (Family: none)	1-12
Y	JP 5-280589 A (Aisin Seiki Co., Ltd.), 26 October 1993 (26.10.1993), paragraphs [0018] to [0019]; fig. 5 to 6 & US 5484338 A column 5, lines 19 to 50; fig. 5 to 6 & DE 4310351 A1	6-10

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F16F15/30(2006.01)i, F16F15/134(2006.01)i, F16F15/139(2006.01)i, F16H45/02(2006.01)n

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. F16F15/30, F16F15/134, F16F15/139, F16H45/02

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	1971-2017年
日本国実用新案登録公報	1996-2017年
日本国登録実用新案公報	1994-2017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
Y	WO 2016/104783 A1 (アイシン・エイ・ダブリュ工業株式会社) 2016.06.30, [特許請求の範囲][0010]-[0128], [図1]-[図4][図8]-[図10] & US 2017/0261065 A [0021]-[0133], Figs. 1-4, 8-10	1-12
Y	JP 10-339355 A (株式会社エクセディ) 1998.12.22, [0015]-[0038], [図1]-[図9] & DE 19825289 A1 & FR 2764354 A1	1-12
Y	JP 2000-81064 A (株式会社エクセディ) 2000.03.21, [0015]-[0017], [図6] (ファミリーなし)	1-12

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

09.11.2017

国際調査報告の発送日

21.11.2017

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)

村山 禎恒

3W

9330

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
Y	JP 5-280589 A (アイシン精機株式会社) 1993. 10. 26, [0018]-[0019], [図 5]-[図 6] & US 5484338 A 第 5 欄第 19-50 行, Figs. 5-6 & DE 4310351 A1	6 - 1 0