

(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
2017年9月21日(21.09.2017)



(10) 国際公開番号
WO 2017/159775 A1

- (51) 国際特許分類:
F16H 45/02 (2006.01) *F16F 15/22* (2006.01)
F16F 15/134 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2017/010632
- (22) 国際出願日: 2017年3月16日(16.03.2017)
- (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 2016-052685 2016年3月16日(16.03.2016) 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: 伊藤 一能(ITO, Kazuyoshi); 〒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, Ma-
saki); 〒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 Ai-
chi (JP).

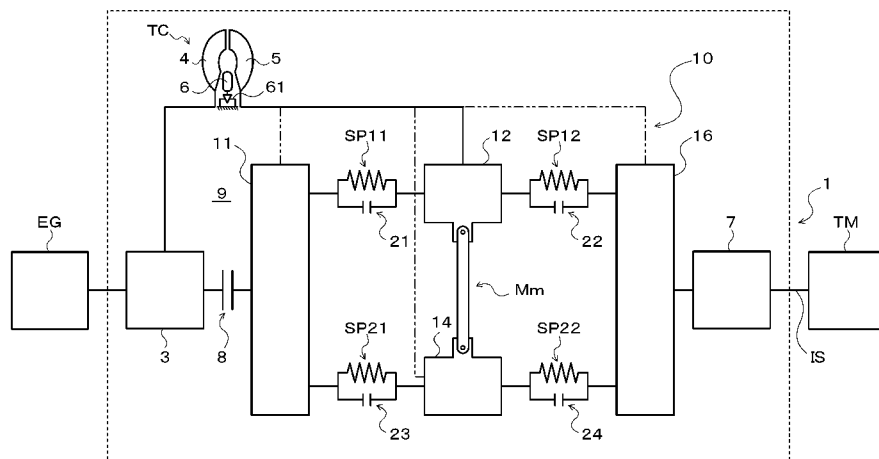
- (74) 代理人: 特許業務法人アイテック国際特許事務
所 (ITEC INTERNATIONAL PATENT FIRM); 〒
1410031 東京都品川区西五反田 2-19-3
五反田第一生命ビルディング Tokyo (JP).
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保
護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA,
BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN,
CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG,
ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL,
IN, IR, IS, JP, 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

[続葉有]

(54) Title: DAMPER DEVICE

(54) 発明の名称: ダンパ装置

FIG. 1



(57) Abstract: The present invention includes: a first spring SP11 that transfers torque between a drive member 11 and a first intermediate member 12; a second spring SP12 that transfers torque between the first intermediate member 12 and a driven member 16; a third spring SP21 that transfers torque between the drive member 11 and a second intermediate member 14; a fourth spring SP22 that transfers torque between the second intermediate member 14 and the driven member 16; and an intermediate transfer member Mm that transfers torque between the first intermediate member 12 and the second intermediate member 14, and has a variable stiffness that tends to increase as the rotational speed of a damper device 10 increases.

(57) 要約: 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 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 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 3 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 4 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と共にダンパ装置 10 の回転数が増えるほど大きくなる傾向の可変剛性を有する中間伝達部材 Mm と、を備える。

WO 2017/159775 A1



ロツパ (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と、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、或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度ずらすことにより、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] 上述のダンパ装置では、ダンパ装置（エンジン）の回転数（振動周波数）の増加に従って、振動経路Bの固有振動数に対応する回転数よりも大きくなると、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が互いに逆位相になって、出力ハブにおける振動は小さくなっていく。そして、ダンパ装置の回転数が或る回転数のときに出力ハブにおける振動が十分に小さくなり（極小となり）、さらに、ダンパ装置の回転数が増加すると、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が互いに逆位相でも、両者の振動の振幅の差が大きくなっていき、出力ハブにおける振動が大きくなっていく。このため、良好な振動減衰性能を発揮できるダンパ装置の回転数領域が比較的狭くなっている。

[0005] 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、良好な振動減衰性能を発揮できるダンパ装置の回転数領域を拡大することを主目的とする。

[0006] 本開示の第1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伝達部材と、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伝達部材と、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伝達部材と、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伝達部材と、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伝達部材と、を備え、前記第1、第2、第3、第4、第5伝達部材のうちの少なくとも1つは、前記ダンパ装置の回転数が大きいほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有するものである。

[0007] この本開示の第1のダンパ装置では、装置全体で2つの固有振動数を設定することができる。これにより、ダンパ装置の回転数の増加に従って、2つ

の固有振動数のうち小さい側の固有振動数で共振が発生すると、第2伝達部材から出力要素に伝達される振動と第4伝達部材から出力要素に伝達される振動とのうちの一方が他方の少なくとも一部を打ち消すようになり、出力要素における振動が小さくなっていく。そして、ダンパ装置の回転数が或る回転数のときに、出力要素における振動が十分に小さくなる。また、このダンパ装置では、第1、第2、第3、第4、第5伝達部材のうちの少なくとも1つは、ダンパ装置の回転数が大きいほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有する。これにより、ダンパ装置の回転数が或る回転数を超えて増加するときに、出力要素における振動が十分に小さくなる状態を継続させる（追従させる）ことができる。この結果、良好な振動減衰性能を発揮できるダンパ装置の回転数領域を拡大することができる。

[0008] 本開示の第2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、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伝達部材、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伝達部材を有する第1トルク伝達経路と、第2中間要素、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伝達部材、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伝達部材を有し、前記第1トルク伝達経路と並列に設けられる第2トルク伝達経路と、を備え、前記第1、第2、第3、第4伝達部材のうちの少なくとも1つは、前記ダンパ装置の回転数が大きいほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有するものである。

[0009] この本開示の第2のダンパ装置では、上述の第1のダンパ装置と同様に、装置全体で2つの固有振動数を設定することができる。これにより、ダンパ装置の回転数の増加に従って、2つの固有振動数のうち小さい側の固有振動数で共振が発生すると、第2伝達部材から出力要素に伝達される振動と第4伝達部材から出力要素に伝達される振動とのうちの一方が他方の少なくとも一部を打ち消すようになり、出力要素における振動が小さくなっていく。そして、ダンパ装置の回転数が或る回転数のときに、出力要素における振動が

十分に小さくなる。また、このダンパ装置では、第1, 第2, 第3, 第4伝達部材のうちの少なくとも1つは、ダンパ装置の回転数が大きいほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有する。これにより、ダンパ装置の回転数が或る回転数を超えて増加するときに、出力要素における振動が十分に小さくなる状態を継続させる（追従させる）ことができる。この結果、良好な振動減衰性能を発揮できるダンパ装置の回転数領域を拡大することができる。

[0010] 本開示の第3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、中間要素、前記入力要素と前記中間要素との間でトルクを伝達する第1伝達部材、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伝達部材を有する第1トルク伝達経路と、前記入力要素と前記出力要素との間でトルクを伝達する第3伝達部材を有し、前記第1トルク伝達経路と並列に設けられる第2トルク伝達経路と、を備え、前記第1, 第2, 第3伝達部材のうちの少なくとも1つは、前記ダンパ装置の回転数が大きいほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有するものである。

[0011] この本開示の第3のダンパ装置では、ダンパ装置の回転数の増加に従って、装置全体の固有振動数で共振が発生すると、第2伝達部材から出力要素に伝達される振動と第3伝達部材から出力要素に伝達される振動とのうちの一方が他方の少なくとも一部を打ち消すようになり、出力要素における振動が小さくなっていく。そして、ダンパ装置の回転数が或る回転数のときに、出力要素における振動が十分に小さくなる。また、このダンパ装置では、第1, 第2, 第3伝達部材のうちの少なくとも1つは、ダンパ装置の回転数が大きいほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有する。これにより、ダンパ装置の回転数が或る回転数を超えて増加するときに、出力要素における振動が十分に小さくなる状態を継続させる（追従させる）ことができる。この結果、良好な振動減衰性能を発揮できるダンパ装置の回転数領域を拡大することができる。

[0012] 本開示の第4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、中間要素、前記入力要素と前記中間要素との間でトルクを伝達する第1伝達部材、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伝達部材を有するトルク伝達経路と、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、を備え、前記第1、第2伝達部材のうちの少なくとも1つは、前記ダンパ装置の回転数が高いほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有するものである。

[0013] この本開示の第4のダンパ装置では、トルク伝達経路を経由して入力要素から出力要素に伝達される振動の位相と回転慣性質量ダンパを経由して入力要素から出力要素に伝達される振動の位相とが互いに逆位相になる。そして、ダンパ装置の回転数の増加に従って、トルク伝達経路（中間要素）の固有振動数で共振が発生すると、出力要素における振動が小さくなっていき、ダンパ装置の回転数が或る回転数のときに、出力要素における振動が十分に小さくなる。また、このダンパ装置では、第1、第2伝達部材のうちの少なくとも1つは、ダンパ装置の回転数が高いほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有する。これにより、ダンパ装置の回転数が或る回転数を超えて増加するときに、出力要素における振動が十分に小さくなる状態を継続させる（追従させる）ことができる。この結果、良好な振動減衰性能を発揮できるダンパ装置の回転数領域を拡大することができる。

図面の簡単な説明

[0014] [図1]本開示のダンパ装置10を備える発進装置1を示す概略構成図である。
[図2]本開示のダンパ装置10の要部を示す模式図である。
[図3]ダンパ装置10の要部の一部を拡大した模式図である。
[図4]ダンパ装置10の動作の様子を示す説明図である。
[図5]ダンパ装置10の回転数と本実施形態のダンパ装置10および比較形態のダンパ装置のドリブン部材における振動振幅（トルク変動）との関係を模式的に示す説明図である。

[図6] 2つの固有振動数 f_{21} , f_{22} および反共振の振動数 f_a の合成ばね定数 k_5 に対する特性を示す説明図である。

[図7] 本開示の他のダンパ装置 10B を備える発進装置 1B を示す概略構成図である。

[図8] 本開示の他のダンパ装置 10C を備える発進装置 1C を示す概略構成図である。

[図9] 本開示の他のダンパ装置 10D を備える発進装置 1D を示す概略構成図である。

[図10] 本開示の他のダンパ装置 10E を備える発進装置 1E を示す概略構成図である。

[図11] 本開示の他のダンパ装置 10F を備える発進装置 1F を示す概略構成図である。

発明を実施するための形態

[0015] 次に、本開示を実施するための形態について説明する。図1は、本開示のダンパ装置 10 を備える発進装置 1 を示す概略構成図であり、図2は、本開示のダンパ装置 10 の要部を示す模式図であり、図3は、ダンパ装置 10 の要部の一部を拡大した模式図である。図3では、第1ないし第4スプリング SP_{11} , SP_{12} , SP_{21} , SP_{22} についても図示した。

[0016] 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 の他に、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に取り付けられたトルクコンバータ（流体伝動装置）TC、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等を備える。トルクコンバータTCは、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

可能で本開示では後述する第1中間部材12に固定されたタービンランナ（出力側流体伝動要素）5、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、ステータ6の回転方向を規制するワンウェイクラッチ61を備える。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ロックアップを解除する。

[0017] 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や図3参照）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、ダンパ装置10等の回転要素の径方向、すなわち中心軸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、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。

[0018] 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を有する。更に、ダンパ装置10は、トルク伝達要素（トルク伝達部材）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4個）の弾性体としての第1スプリング（第1伝達部材）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4個）の弾性体としての第2スプリング（第2伝達部材）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4個）の弾性体としての第3スプリング（第3伝達部材）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４個）の弾性体としての第４スプリング（第１伝達部材）SP22、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４個）の中間伝達部材（第５伝達部材）Mmを有する。

[0019] 本実施形態では、第１ないし第４スプリングSP11, SP12, SP21, SP22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る。この第１ないし第４スプリングSP11, SP12, SP21, SP22は、一定剛性（ばね定数）を有する。なお、第１ないし第４スプリングSP11～SP22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。

[0020] また、本実施形態において、第１および第２スプリングSP11, SP12は、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んで１個ずつ対をなす（直列に作用する）ように流体伝動室9内の内周側領域に配設される。また、第３および第４スプリングSP21, SP22は、ダンパ装置10（第２中間部材14）の周方向に沿って交互に並んで１個ずつ対をなす（直列に作用する）ように第１および第２スプリングSP11, SP12の径方向外側に配設される。更に、第１ないし第４スプリングSP11, SP12, SP21, SP22は、同一平面上となるように配置される。これにより、ダンパ装置10の軸長を短くすることができる。

[0021] 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あるいはクラッチドラムまたはクラッチハブに固定される。したがって、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。また、ドライブ部材11は、図示しないが、周方向に間隔をおいて（等間隔に）形成された複数（本実施形態では、例えば４個）の内側スプリング当接部と、当該複数の内側スプリング当接部よりも径方向外側に位置するように周方向に間隔をおいて形成された複数（本実施形態では、例えば４個）の外側スプリング当

接部とを有する。

[0022] 第1中間部材12は、図2や図3に示すように、環状部材であり、それぞれ径方向内側に突出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（本実施形態では、例えば4個）のスプリング当接部121を有する。また、第2中間部材14は、図2や図3に示すように、第1中間部材12よりも大径の環状部材であり、それぞれ径方向内側に突出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（本実施形態では、例えば4個）のスプリング当接部141を有する。

[0023] ドリブン部材16は、ダンパハブ7に固定される。また、ドリブン部材16は、図示しないが、その内周縁に近接するように周方向に間隔をおいて形成された複数（本実施形態では、例えば4個）の内側スプリング当接部（弾性体スプリング当接部）と、当該複数の内側スプリング当接部よりも径方向外側に位置するように周方向に間隔をおいて形成された複数（本実施形態では、例えば4個）の外側スプリング当接部（弾性体スプリング当接部）とを有する。

[0024] ダンパ装置10の取付状態（組み立て完了後であってダンパ装置10が作動していない静止状態）において、ドライブ部材11の各内側スプリング当接部は、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SP11，SP12の間で両者の端部と当接する。同様に、ドリブン部材16の各内側スプリング当接部も、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スプリングSP11，SP12の間で両者の端部と当接する。また、ドライブ部材11の各外側スプリング当接部は、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3および第4スプリングSP21，SP22の間で両者の端部と当接する。同様に、ドリブン部材16の各外側スプリング当接部は、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3および第4スプリングSP21，SP22の間で両者の端部と当接する。

[0025] 第1中間部材12の各スプリング当接部121は、互いに対をなす第1お

よび第2スプリングSP11, SP12の間で両者の端部と当接する。また、第2中間部材14の各スプリング当接部141は、互いに対をなす第3および第4スプリングSP21, SP22の間で両者の端部と当接する。

[0026] これにより、ダンパ装置10の取付状態において、各第1スプリングSP11の一端は、ドライブ部材11の対応する内側スプリング当接部およびドリブン部材16の対応する内側スプリング当接部と当接し、各第1スプリングSP11の他端は、第1中間部材12の対応するスプリング当接部121と当接する。また、ダンパ装置10の取付状態において、各第2スプリングSP12の一端は、第1中間部材12の対応するスプリング当接部121と当接し、各第2スプリングSP12の他端は、ドライブ部材11の対応する内側スプリング当接部およびドリブン部材16の対応する内側スプリング当接部と当接する。

[0027] 更に、各第3スプリングSP21の一端は、ドライブ部材11の対応する外側スプリング当接部およびドリブン部材16の対応する外側スプリング当接部と当接し、各第3スプリングSP21の他端は、第2中間部材14の対応するスプリング当接部141と当接する。また、ダンパ装置10の取付状態において、各第4スプリングSP22の一端は、第2中間部材14の対応するスプリング当接部141と当接し、各第4スプリングSP22の他端は、ドライブ部材11の対応する外側スプリング当接部およびドリブン部材16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、ドリブン部材16は、複数の第1スプリングSP11、第1中間部材12および複数の第2スプリングSP12を介してドライブ部材11に連結されると共に、複数の第1スプリングSP21、第2中間部材14および複数の第2スプリングSP22を介してドライブ部材11に連結される。

[0029] 複数の中間伝達部材Mmは、図2に示すように、互いに90度ずつ離れるように（放射状に）第1中間部材12および第2中間部材14に連結されている。各中間伝達部材Mmは、図2や図3に示すように、略一定の幅および

厚みで一定方向に延在するように形成されており、中央部に中間伝達部材 M_m の延在方向に沿って延びる穴部 $M_m h$ が形成されている。この各中間伝達部材 M_m は、第1中間部材12のスプリング当接部121に形成されたピン部121aによって回動自在に支持される。また、各中間伝達部材 M_m の穴部 $M_m h$ 内に、第2中間部材14のスプリング当接部141に形成されたピン部141aが位置する。したがって、各中間伝達部材 M_m は、ピン部141aによって回動自在かつ穴部 $M_m h$ の延在方向に移動自在に支持される。各中間伝達部材 M_m は、ダンパ装置10の取付状態（第1中間部材12と第2中間部材14とが相対回転していない状態）において、径方向に延在している。また、各中間伝達部材 M_m は、重心 $M_m g$ が、第1中間部材12のピン部121aによって回動自在に支持される被支持部 $M_m a$ よりも径方向外側となるよう形成されている。

[0030] ダンパ装置10は、ドライブ部材11から第1スプリング $SP11$ 、第1中間部材12、第2スプリング $SP12$ を介してドリブン部材16にトルクを伝達する第1トルク伝達経路と、ドライブ部材11から第3スプリング $SP21$ 、第2中間部材14、第4スプリング $SP22$ を介してドリブン部材16にトルクを伝達する第2トルク伝達経路と、の中間伝達部材 M_m を経由しない2つのトルク伝達経路を有する。また、ダンパ装置10は、ドライブ部材11から第1スプリング $SP11$ 、第1中間部材12、中間伝達部材 M_m 、第2中間部材14、第4スプリング $SP22$ を介してドリブン部材16にトルクを伝達する第3トルク伝達経路と、ドライブ部材11から第3スプリング $SP21$ 、第2中間部材14、中間伝達部材 M_m 、第1中間部材12、第2スプリング $SP12$ を介してドリブン部材16にトルクを伝達する第4トルク伝達経路と、の中間伝達部材 M_m を経由する2つのトルク伝達経路も有する。さらに、ダンパ装置10は、装置全体で（本実施形態では、第1および第2中間部材12、14と第1ないし第4スプリング $SP11$ 、 $SP12$ 、 $SP21$ 、 $SP22$ と中間伝達部材 M_m とによって）2つの固有振動数を有する。

[0031] また、ダンパ装置 10 は、図 1 に示すように、ドライブ部材 11 と第 1 中間部材 12 との相対回転および第 1 スプリング S P 11 の撓みを規制する第 1 ストップ 21、第 1 中間部材 12 とドリブン部材 16 との相対回転および第 2 スプリング S P 12 の撓みを規制する第 2 ストップ 22、ドライブ部材 11 と第 2 中間部材 14 との相対回転および第 3 スプリング S P 21 の撓みを規制する第 3 ストップ 23、第 2 中間部材 14 とドリブン部材 16 との相対回転および第 4 スプリング S P 22 の撓みを規制する第 4 ストップ 24 を備える。

[0032] 次に、ダンパ装置 10 の動作について説明する。ダンパ装置 10 では、発進装置 1 のロックアップクラッチ 8 が係合（完全係合またはスリップ係合）されているときには、エンジン E G 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 に伝達された回転トルク（入力トルク）は、基本的には、上述の第 1 ないし第 4 トルク伝達経路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。なお、ロックアップクラッチ 8 が完全係合されているときには、エンジン E G の回転数とダンパ装置 10（ドライブ部材 11 など）の回転数とが同一になり、エンジン E G の加振周波数とエンジン E G からダンパ装置 10（ドライブ部材 11 など）に伝達される振動の周波数とが同一になるが、ロックアップクラッチ 8 がスリップ係合されているときには、エンジン E G の回転数とダンパ装置 10 の回転数とがずれ、エンジン E G の加振周波数とエンジン E G からダンパ装置 10 に伝達される振動の周波数とがずれる。以下、簡単のために、ロックアップクラッチ 8 が完全係合されているときとして説明する。

[0033] この際、中間伝達部材 M m は、図 3 に示すように、第 1 中間部材 12 と第 2 中間部材 14 との相対振れ角がゼロのときには、径方向に延在するから、ダンパ装置 10 の中心軸 C A と第 2 中間部材 14 のピン部 141 a とを通る直線 L 1 と、中間伝達部材 M m の延在方向に延びる直線（第 1 中間部材 12 のピン部 121 a と第 2 中間部材 141 のピン部 141 a とを通る直線）L 2 と、が一致する。このとき、中間伝達部材 M m には、ダンパ装置 10 の回

転数（中間伝達部材M mの回転数）に応じた遠心力F cが作用する。この遠心力F cは、中間伝達部材M mの質量をm、ダンパ装置1 0の中心軸C Aから中間伝達部材M mの重心M m gまでの距離をR g、中間伝達部材M mの回転数をNとしたときに、式（1）により表わすことができる。

[0034] [数1]

$$F_c = m \cdot N^2 \cdot R_g \quad \cdots (1)$$

[0035] そして、図4に示すように、第1中間部材1 2と第2中間部材1 4との相対振れ角がゼロでなくなると、直線L 1と直線L 2とがずれ、直線L 1と直線L 2とのずれの角度に応じて、遠心力F cにおける第1回転部材1 2と第2回転部材1 4との相対振れ角を小さくする方向の分力F c x（図4では、直線L 2に直交する方向で且つ反時計回り方向の力）が生じる。そして、この分力F c xに応じた力が中間伝達部材M mから第2中間部材1 4に作用する。ここで、中間伝達部材M mから第2中間部材1 4に作用する力は、第1中間部材1 2と第2中間部材1 4との相対振れ角に比例する。したがって、中間伝達部材M mを弾性体と同様に考えることができる。また、中間伝達部材M mに作用する遠心力F cは、ダンパ装置1 0の回転数（中間伝達部材M mの回転数）の二乗に比例するから、中間伝達部材M mから第2中間部材1 4に作用する力は、ダンパ装置1 0の回転数（中間伝達部材M mの回転数）の二乗に比例する。したがって、中間伝達部材M mの剛性（中間伝達部材M mを弾性体と同様に考えたときのばね定数、即ち、回転体におけるねじり剛性）は、ダンパ装置1 0の回転数（中間伝達部材M mの回転数）が大きいほど大きくなると言える。さらに、中間伝達部材M mの重心M m gが径方向外側であるほど、中間伝達部材M mから第2中間部材1 4に作用する力を大きくすることができる。

[0036] 図5は、ダンパ装置1 0の回転数と本実施形態のダンパ装置1 0および比較形態のダンパ装置のドリブン部材における振動振幅（トルク変動）との関係を模式的に示す説明図である。図中、実線は本実施形態示のダンパ装置1 0の場合を示し、破線は比較形態のダンパ装置の場合を示す。比較形態とし

ては、ダンパ装置 10 における中間伝達部材 Mm を有しないダンパ装置を考えるものとした。

[0037] 上述したように、ダンパ装置 10 は、装置全体で（本実施形態では、第 1 および第 2 中間部材 12, 14 と第 1 ないし第 4 スプリング SP11, SP12, SP21, SP22 と中間伝達部材 Mm とによって）2つの固有振動数を有する。このため、ダンパ装置 10 の回転数（ダンパ装置 10 に入力される振動の周波数）の増加に従って、2つの固有振動数のうち小さい側の固有振動数で共振が発生すると、第 2 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 4 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。したがって、図 5 の本開示（実線）および比較形態（破線）に示すように、ダンパ装置 10 の回転数（中間伝達部材 Mm の回転数）の増加に従って、2つの固有振動数のうち小さい側の固有振動数で共振が発生すると、第 2 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 4 スプリング SP22 からドリブン部材 16 に伝達される振動とのうちの一方が他方の少なくとも一部を打ち消すようになり、ドリブン部材 16 における振動が小さくなっていく。そして、ダンパ装置 10 の回転数が或る回転数 N1 に至ったときに、ドリブン部材 16 における振動が十分に小さくなる（比較形態の場合には極小となる）。以下、ドリブン部材 16 における振動が十分に小さくなる（比較形態の場合には極小となる）ダンパ装置 10 の回転数（振動数）を反共振の回転数（振動数）という。この反共振の回転数は、理想的な条件において、ドリブン部材 16 に接続される第 2 および第 4 スプリング SP12, SP22 のトルク振動が同振幅かつ逆位相となり、結果としてドリブン部材 16 におけるトルク変動がゼロになるダンパ装置 10 の回転数（振動数）を意味する。

[0038] 本発明者らは、種々の解析により、第 1 ないし第 4 スプリング SP11, SP12, SP21, SP22 および中間伝達部材 Mm を備えるダンパ装置 10 における反共振の振動数 f_a が式（2）により得られることを見出した。式（2）中、「J21」は第 1 中間部材 12 の慣性モーメントであり、「

「J 2 2」は第2中間部材1 4の慣性モーメントであり、「k 1」はドライブ部材1 1と第1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 1の合成ばね定数（剛性）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スプリングS P 1 2の合成ばね定数（剛性）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3スプリングS P 2 1の合成ばね定数（剛性）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4スプリングS P 2 2の合成ばね定数（剛性）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伝達部材M mを弾性体と同様に考えたときの合成ばね定数（剛性）である。また、本発明者らは、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 2 1, J 2 2を一定値として合成ばね定数k 5を変数としたときに、ダンパ装置1 0全体の2つの固有振動数のうち小さい側および大きい側の固有振動数f 2 1, f 2 2および反共振の振動数f aの合成ばね定数k 5に対する特性が図6のように得られることを見出した。図6から分かるように、固有振動数f 2 1, 反共振の振動数f a, 固有振動数f 2 2は、周波数の小さい側からこの順となり、且つ、いずれも合成ばね定数k 5が大きくなるのに従って大きくなっている。

[0039] [数2]

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

[0040] 図5の説明に戻る。比較形態では、ダンパ装置1 0の回転数が回転数N 1よりも大きくなると、回転数の増加に従って、反共振の回転数（振動数f aに対応する回転数）から離れると共にダンパ装置1 0全体の2つの固有振動数のうち大きい側の固有振動数（図6の固有振動数f 2 2）に対応する回転数（大側共振回転数）に近づき、第2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4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位相とのずれが小さくなっていき、ドリブン部材1 6

における振動が大きくなっていく。一方、本実施形態では、ダンパ装置 10 の回転数（中間伝達部材 Mm の回転数）が増加するのに従って、中間伝達部材 Mm の剛性（式（2）における合成ばね定数 k_5 ）が大きくなるから、式（2）および図 6 から分かるように、反共振の振動数 f_a が大きくなる。したがって、ダンパ装置 10 の回転数が回転数 N_1 を超えて増加するのに従って、反共振の回転数（振動数 f_a に対応する回転数）および大側共振回転数を大きい側に移動させる（反共振の回転数から離れるのを抑制すると共に大側共振回転数に近づくのを抑制する）ことができる。この結果、良好な振動減衰性能を発揮できるダンパ装置 10 の回転数領域を拡大することができる。特に、ダンパ装置 10 のその時々々の回転数が反共振の回転数（振動数 f_a に対応する回転数）となるように合成ばね定数 k_5 が変化するように中間伝達部材 Mm を設計すれば、ダンパ装置 10 の時々々の回転数に応じてドリブン部材 16 における振動が図 4 の比較形態における回転数 N_1 での振動と同程度の振動となるから、より良好な振動減衰性能を発揮できるダンパ装置 10 の回転数領域を拡大することができる。

[0041] このように、ダンパ装置 10 では、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、ダンパ装置 10 の回転数の増加に従って、2 つの固有振動数のうち小さい側の固有振動数で共振が発生すると、第 2 スプリング S P 1 2 からドリブン部材 16 に伝達される振動と第 4 スプリング S P 2 2 からドリブン部材 16 に伝達される振動とのうちの一方が他方の少なくとも一部を打ち消すようになり、ドリブン部材 16 における振動が小さくなっていく。そして、ダンパ装置 10 の回転数が或る回転数のときに、ドリブン部材 16 における振動が十分に小さくなる。また、このダンパ装置 10 では、中間伝達部材 Mm が、ダンパ装置 10 の回転数（中間伝達部材 Mm の回転数）が大きいほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有する。これにより、ダンパ装置 10 の回転数が或る回転数を超えて増加するときに、ドリブン部材 16 における振動が十分に小さくなる状態を継続させる（追従させる）ことができる。この結果、良好な振動減衰性能を発揮できるダンパ装置の回転

数領域を拡大することができる。

[0042] 実施形態のダンパ装置 10 では、中間伝達部材 M_m は、略一定の幅および厚みで一定方向に延在するように形成されるものとしたが、径方向外側に向かうにつれて幅が大きくなるように形成されるものとしたり、径方向外側に向けて厚みが大きくなるように形成されるものとしたり、径方向外側の部分に質量体に取り付けられるものとしたりしてもよい。こうすれば、中間伝達部材 M_m の重心 $M_m g$ をより径方向外側にすることができ、第 1 中間部材 12 と第 2 中間部材 14 とに相対回転が生じたときに、中間伝達部材 M_m から第 2 回転部材 14 のピン部 141a に作用する力 F_{cx2} を大きくすることができる。

[0043] 実施形態のダンパ装置 10 では、中間伝達部材 M_m は、第 1 中間部材 12 と第 2 中間部材 14 とのうち内側の第 1 中間部材 12 によって回転自在に支持されると共に外側の第 2 中間部材 14 によって回転自在かつ延在方向の移動自在に支持されるものとした。しかし、第 1 中間部材 12 と第 2 中間部材 14 とのうち外側の第 2 中間部材 14 によって回転自在に支持されると共に内側の第 1 中間部材 12 によって回転自在かつ延在方向の移動自在に支持されるものとしてもよい。この場合、中間伝達部材 M_m の重心 $M_m g$ が、第 2 中間部材 14 のピン部 141a によって回転自在に支持される位置よりも径方向外側となるようにするのが好ましい。中間伝達部材 M_m の重心 $M_m g$ が径方向外側であるほど、第 1 中間部材 12 と第 2 中間部材 14 との相対振れ角がゼロでなくなったときに、中間伝達部材 M_m から第 1 中間部材 12 に作用する力を大きくすることができる。

[0044] 実施形態のダンパ装置 10 では、第 5 伝達部材として、中間伝達部材 M_m を用いるものとしたが、ダンパ装置 10 の回転数（中間伝達部材 M_m の回転数）が大きいほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有するものであればよく、一定剛性を有する弾性体と可変剛性を有する中間伝達部材 M_m とを組み合わせ構成するものとしてもよい。

[0045] 実施形態のダンパ装置 10 では、第 1 ないし第 4 伝達部材としての第 1 な

いし第4スプリングSP11, SP12, SP21, SP22が一定剛性を有すると共に第5伝達部材としての中間伝達部材Mmがダンパ装置10の回転数が大きいほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有するものとした。しかし、第5伝達部材が一定剛性を有すると共に第1ないし第4伝達部材のうちの1つがダンパ装置10の回転数が大きいほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有するものとしてもよい。また、第1ないし第5伝達部材のうちの複数がダンパ装置10の回転数が大きいほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有するものとしてもよい。例えば、第1ないし第4伝達部材のうちのいずれか1つと、第5伝達部材と、がダンパ装置10の回転数が大きいほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有するものとしてもよい。

[0046] 実施形態のダンパ装置10では、第1中間部材12が内側となり、第2中間部材14が外側となるように、共に環状に形成されるものとしたが、第1中間部材12が外側となり、第2中間部材14が内側となるように、共に環状に形成されるものとしてもよい。

[0047] 実施形態のダンパ装置10では、第1中間部材12がトルクコンバータTCのタービンランナ5に一体回転するように連結されているものとしたが、これに限られるものではない。すなわち、図1において二点鎖線で示すように、ドライブ部材11やドリブン部材16がタービンランナ5に一体回転するように連結されていてもよく、第2中間部材14がタービンランナ5に一体回転するように連結されていてもよい。

[0048] 図7は、本開示の他のダンパ装置10Bを備える発進装置1Bを示す概略構成図である。なお、ダンパ装置10B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。

[0049] 図7に示すダンパ装置10Bは、ドライブ部材11、第1および第2中間部材12, 14およびドリブン部材16に加えて、第3中間部材（第3中間要素）13を回転要素として有すると共に、第1ないし第5伝達部材としての第1ないし第4スプリングSP11, SP12, SP21, SP22およ

び中間伝達部材Mmに加えて、第6伝達部材としての第5スプリングSP13をトルク伝達要素として有する。ダンパ装置10Bの第3中間部材13には、第2スプリングSP12からトルクが伝達され、第5スプリングSP13は、第3中間部材13とドリブン部材16との間に配置されて両者の間で回転トルクを伝達する。すなわち、ダンパ装置10Bの第1トルク伝達経路は、第1スプリングSP11、第1中間部材12、第2スプリングSP12、第3中間部材13および第5スプリングSP13を有する。このダンパ装置10Bでも、中間伝達部材Mmが、ダンパ装置10の回転数（中間伝達部材Mmの回転数）が大きいほど大きくなる傾向の可変剛性を有する。

[0050] このダンパ装置10Bでは、上述のダンパ装置10と同様の作用効果を得ることができる。また、第5スプリングSP13を有するダンパ装置10Bでは、ダンパ装置10B全体の剛性すなわち等価剛性をより低下させることが可能となるので、振動減衰性能をより一層向上させることができる。

[0051] 図7に示すダンパ装置10Bでは、第1ないし第4、第6伝達部材としての第1ないし第4、第5スプリングSP11、SP12、SP21、SP22、SP13が一定剛性を有すると共に第5伝達部材としての中間伝達部材Mmがダンパ装置10の回転数が大きいほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有するものとした。しかし、第5伝達部材が一定剛性を有すると共に第1ないし第4、第6伝達部材のうちの1つがダンパ装置10Bの回転数が大きいほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有するものとしてもよい。また、第1ないし第6伝達部材のうちの複数がダンパ装置10Bの回転数が大きいほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有するものとしてもよい。

[0052] 図7に示すダンパ装置10Bでは、第1中間部材12がトルクコンバータTCのタービンランナ5に一体回転するように連結されているものとしたが、これに限られるものではない。すなわち、図7において二点鎖線で示すように、ドライブ部材11やドリブン部材16がタービンランナ5に一体回転するように連結されていてもよく、第2中間部材14がタービンランナ5に一体回転するように連結されていてもよく、第3中間部材13がタービンラ

ンナ5に一体回転するように連結されていてもよい。

[0053] 図8は、本開示の他のダンパ装置10Cを備える発進装置1Cを示す概略構成図である。なお、ダンパ装置10Cの構成要素のうち、上述のダンパ装置10、10B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。

[0054] 図8に示すダンパ装置10Cは、図7に示すダンパ装置10Bと同様に、ドライブ部材11、第1および第2中間部材12、14およびドリブン部材16に加えて、第3中間部材（第3中間要素）13を回転要素として有すると共に、第1ないし第5伝達部材としての第1ないし第4スプリングSP11、SP12、SP21、SP22および中間伝達部材Mmに加えて、第6伝達部材としての第5スプリングSP13をトルク伝達要素として有する。ダンパ装置10Cの第3中間部材13には、第1スプリングSP11からトルクが伝達され、第5スプリングSP13は、第3中間部材13と第1中間部材12との間に配置されて両者の間で回転トルクを伝達する。すなわち、ダンパ装置10Cの第1トルク伝達経路は、第1スプリングSP11、第3中間部材13、第5スプリングSP13、第1中間部材12および第2スプリングSP12を有する。このダンパ装置10Bでは、第1ないし第4、第5スプリングSP11、SP12、SP21、SP22、SP13が一定剛性を有すると共に、中間伝達部材Mmが、ダンパ装置10の回転数が高いほど大きくなる傾向の可変剛性を有する。このダンパ装置10Cでは、上述のダンパ装置10Bと同様の作用効果を得ることができる。

[0055] 図8に示すダンパ装置10Cでは、第1ないし第4、第6伝達部材としての第1ないし第4、第5スプリングSP11、SP12、SP21、SP22、SP13が一定剛性を有すると共に第5伝達部材としての中間伝達部材Mmがダンパ装置10Cの回転数が高いほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有するものとした。しかし、第5伝達部材が一定剛性を有すると共に第1ないし第4、第6伝達部材のうちの1つがダンパ装置10Cの回転数が高いほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有するものとしてもよい。ま

た、第1ないし第6伝達部材のうちの複数がダンパ装置10Cの回転数が大きいほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有するものとしてもよい。

[0056] 図8に示すダンパ装置10Cでは、第1中間部材12がトルクコンバータTCのタービンランナ5に一体回転するように連結されているものとしたが、これに限られるものではない。すなわち、図8において二点鎖線で示すように、ドライブ部材11やドリブン部材16がタービンランナ5に一体回転するように連結されていてもよく、第2中間部材14がタービンランナ5に一体回転するように連結されていてもよく、第3中間部材13がタービンランナ5に一体回転するように連結されていてもよい。

[0057] 図9は、本開示の他のダンパ装置10Dを備える発進装置1Dを示す概略構成図である。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。

[0058] 図9に示すダンパ装置10Dは、図1のダンパ装置10から中間伝達部材Mmを除くと共にダンパ装置10の第2スプリングSP12を伝達部材Mm2に置き換えたものに相当する。即ち、ダンパ装置10Dは、ドライブ部材11、第1および第2中間部材12、14およびドリブン部材16に加えて、第1、第3、第4伝達部材としての第1、第3、第4スプリングSP11、SP21、SP22および第2伝達部材としての伝達部材Mm2をトルク伝達要素として有する。したがって、ダンパ装置10Dの第1トルク伝達経路は、第1スプリングSP11、第1中間部材12、伝達部材Mmを有し、第2トルク伝達経路は、第3スプリングSP21、第2中間部材14、第4スプリングSP22を有する。

[0059] このダンパ装置10Dでは、ダンパ装置10と同様に、装置全体で2つの固有振動数を設定することができる。これにより、ダンパ装置10Dの回転数の増加に従って、2つの固有振動数のうち小さい側の固有振動数で共振が発生すると、伝達部材Mmからドリブン部材16に伝達される振動と第4スプリングSP22からドリブン部材16に伝達される振動とのうちの一方が

他方の少なくとも一部を打ち消すようになり、ドリブン部材 16 における振動が小さくなっていく。そして、ダンパ装置 10D の回転数が或る回転数のときに、ドリブン部材 16 における振動が十分に小さくなる。また、このダンパ装置 10D では、伝達部材 Mm2 が、ダンパ装置 10 の回転数（伝達部材 Mm2 の回転数）が大きいほど大きくなる傾向の可変剛性を有する。これにより、ダンパ装置 10D の回転数が或る回転数を超えて増加するときに、ドリブン部材 16 における振動が十分に小さくなる状態を継続させる（追従させる）ことができる。この結果、良好な振動減衰性能を発揮できるダンパ装置 10D の回転数領域を拡大することができる。

[0060] 図 9 に示すダンパ装置 10D では、第 1, 第 3, 第 4 伝達部材としての第 1, 第 3, 第 4 スプリング SP11, SP21, SP22 が一定剛性を有すると共に第 2 伝達部材としての伝達部材 Mm2 がダンパ装置 10D の回転数が大きいほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有するものとした。しかし、第 2 伝達部材が一定剛性を有すると共に第 1, 第 3, 第 4 伝達部材のうちの 1 つがダンパ装置 10D の回転数が大きいほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有するものとしてもよい。また、第 1 ないし第 4 伝達部材のうちの複数がダンパ装置 10D の回転数が大きいほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有するものとしてもよい。

[0061] 図 9 に示すダンパ装置 10D では、第 1 中間部材 12 がトルクコンバータ TC のタービンランナ 5 に一体回転するように連結されているものとしたが、これに限られるものではない。すなわち、図 9 において二点鎖線で示すように、ドライブ部材 11 やドリブン部材 16 がタービンランナ 5 に一体回転するように連結されていてもよく、第 2 中間部材 14 がタービンランナ 5 に一体回転するように連結されていてもよい。

[0062] 図 10 は、本開示の他のダンパ装置 10E を備える発進装置 1E を示す概略構成図である。なお、ダンパ装置 10E 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。

[0063] 図10に示すダンパ装置10Eは、図9のダンパ装置10Dから第2中間部材14および第4スプリングSP22を除いたものに相当する。即ち、ダンパ装置10Eは、ドライブ部材11、第1中間部材12およびドリブン部材16に加えて、第1、第3伝達部材としての第1、第3スプリングSP11、SP21および第2伝達部材としての伝達部材Mm2をトルク伝達要素として有する。したがって、ダンパ装置10Eの第1トルク伝達経路は、第1スプリングSP11、第1中間部材12、伝達部材Mm2を有し、第2トルク伝達経路は、第3スプリングSP21を有する。

[0064] このダンパ装置10Eでは、ダンパ装置10Eの回転数の増加に従って、装置全体の固有振動数で共振が発生すると、伝達部材Mm2からドリブン部材16に伝達される振動と第3スプリングSP21からドリブン部材16に伝達される振動とのうちの一方が他方の少なくとも一部を打ち消すようになり、ドリブン部材16における振動が小さくなっていく。そして、ダンパ装置10Eの回転数が或る回転数のときに、ドリブン部材16における振動が十分に小さくなる。また、このダンパ装置10Eでは、伝達部材Mm2が、ダンパ装置10Eの回転数（伝達部材Mm2の回転数）が大きいほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有する。これにより、ダンパ装置10Eの回転数が或る回転数を超えて増加するときに、ドリブン部材16における振動が十分に小さくなる状態を継続させる（追従させる）ことができる。この結果、良好な振動減衰性能を発揮できるダンパ装置10Eの回転数領域を拡大することができる。

[0065] 図10に示すダンパ装置10Eでは、第1、第3伝達部材としての第1、第3スプリングSP11、SP21が一定剛性を有すると共に第2伝達部材としての伝達部材Mm2がダンパ装置10Eの回転数が大きいほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有するものとした。しかし、第2伝達部材が一定剛性を有すると共に第1、第3伝達部材のうちの1つがダンパ装置10Eの回転数が大きいほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有するものとしてもよい。また、第1ないし第3伝達部材のうちの複数がダンパ装置10Eの回

転数が大きいほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有するものとしてもよい。

[0066] 図10に示すダンパ装置10Eでは、第1中間部材12がトルクコンバータTCのタービンランナ5に一体回転するように連結されているものとしたが、これに限られるものではない。すなわち、図10において二点鎖線で示すように、ドライブ部材11やドリブン部材16がタービンランナ5に一体回転するように連結されていてもよい。

[0067] 図11は、本開示の他のダンパ装置10Fを備える発進装置1Fを示す概略構成図である。なお、ダンパ装置10F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。

[0068] 図11に示すダンパ装置10Fは、図10のダンパ装置10Eから第3スプリングSP21を除くと共にダンパ装置10Eに回転慣性質量ダンパ30を加えたものに相当する。即ち、ダンパ装置10Fは、ドライブ部材11、第1中間部材12およびドリブン部材16に加えて、第1伝達部材としての第1スプリングSP11および第2伝達部材としての伝達部材Mm2と、回転慣性質量ダンパ30と、を備える。したがって、トルク伝達経路は、第1スプリングSP11、第1中間部材12、伝達部材Mm2を有する。

[0069] 回転慣性質量ダンパ30は、ドライブ部材11とドリブン部材16とに対して、トルク伝達経路（第1スプリングSP11、第1中間部材12、伝達部材Mm2の経路）に並列に設けられる。この慣性質量ダンパ30は、ドライブ部材11とドリブン部材16との間に配置されるシングルピニオン式の遊星歯車31により構成される。遊星歯車31は、外歯歯車であるサンギヤ32と、サンギヤ32と同心円上に配置される内歯歯車であるリングギヤ33と、それぞれサンギヤ32およびリングギヤ33に噛合する複数（この実施形態では、例えば3個）のピニオンギヤ34と、を備える。

[0070] 遊星歯車31のサンギヤ32は、慣性モーメントを増加させるためのマス部32mを複数の外歯の内側に有する。リングギヤ33は、ドリブン部材1

6に固定される。これにより、リングギヤ33は、ドリブン部材16と一体に回転可能となる。複数のピニオンギヤ34は、周方向に間隔をおいて（等間隔に）並ぶと共にロックアップクラッチ8のロックアップピストンにより回転自在に支持される。ロックアップピストンは、ダンパ装置10Fの入力要素であるドライブ部材11と一体に回転可能である。したがって、ロックアップピストンは、複数のピニオンギヤ34を回転（自転）自在かつサンギヤ32およびリングギヤ33に対して公転自在に支持する遊星歯車31のプラネタリキャリアとして機能する。

[0071] ダンパ装置10Fでは、発進装置1のロックアップクラッチ8によるロックアップが解除されている際には、図11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が、ポンプインペラ4、タービランナ5、中間部材12、伝達部材Mm2、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を介してドライブ部材11に伝達されたトルクは、第1スプリングSP11、中間部材12および伝達部材Mm2を含むトルク伝達経路と、回転慣性質量ダンパ30と、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。

[0072] そして、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16に対して回転すると（振れると）、ドライブ部材11とドリブン部材16との相対回転に応じて質量体としてのサンギヤ32が回転する。すなわち、ドライブ部材11がドリブン部材16に対して回転する際には、遊星歯車21の入力要素であるプラネタリキャリアとしてのロックアップピストン（およびドライブ部材11）の回転数がリングギヤ33と一体に回転するドリブン部材16の回転数よりも高くなる。従って、この際、サンギヤ32は、遊星歯車21の作用により増速され、ロックアップピストンおよびドライブ部材11よりも高い回転数で回転する。これにより、回転慣性質量ダンパ30の質量体であるサンギヤ32から、慣性モ

ーメント（イナーシャ）をダンパ装置 10 の出力要素であるドリブン部材 16 に付与し、当該ドリブン部材 16 の振動を減衰させることが可能となる。

[0073] このダンパ装置 10 F では、トルク伝達経路（第 1 スプリング S P 1 1、第 1 中間部材 1 2、伝達部材 M m 2 の経路）を経由してドライブ部材 1 1 からドリブン部材 1 6 に伝達される振動の位相と回転慣性質量ダンパ 30 を経由してドライブ部材 1 1 からドリブン部材 1 6 に伝達される振動の位相とが互いに逆位相になる。そして、ダンパ装置 10 F の回転数の増加に従って、トルク伝達経路（第 1 中間部材 1 2）の固有振動数で共振が発生すると、ドリブン部材 1 6 における振動が小さくなっていき、ダンパ装置 10 F の回転数が或る回転数のときに、ドリブン部材 1 6 における振動が十分に小さくなる。また、このダンパ装置 10 F では、伝達部材 M m 2 が、ダンパ装置 10 F の回転数（伝達部材 M m 2）が大きいほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有する。これにより、ダンパ装置 10 F の回転数が或る回転数を超えて増加するときに、ドリブン部材 1 6 における振動が十分に小さくなる状態を継続させる（追従させる）ことができる。この結果、良好な振動減衰性能を発揮できるダンパ装置 10 F の回転数領域を拡大することができる。

[0074] このダンパ装置 10 F では、トルク伝達経路を経由してドライブ部材 1 1 からドリブン部材 1 6 に伝達される振動の位相と回転慣性質量ダンパ 30 を経由してドライブ部材 1 1 からドリブン部材 1 6 に伝達される振動の位相とが互いに逆位相になる。そして、ダンパ装置 10 F の回転数の増加に従って、トルク伝達経路（第 1 中間部材 1 2）の固有振動数で共振が発生すると、ドリブン部材 1 6 における振動が小さくなっていき、ダンパ装置 10 F の回転数が或る回転数のときに、ドリブン部材 1 6 における振動が十分に小さくなる。また、このダンパ装置 10 F では、伝達部材 M m 2 が、ダンパ装置 10 F の回転数（伝達部材 M m 2 の回転数）が大きいほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有する。これにより、ダンパ装置 10 F の回転数が或る回転数を超えて増加するときに、ドリブン部材 1 6 における振動が十分に小さくなる状態を継続させる（追従させる）ことができる。この結果、良好な振動

減衰性能を発揮できるダンパ装置 10F の回転数領域を拡大することができる。

[0075] 図 11 に示すダンパ装置 10F では、ダンパ装置 10E と同様に、第 1 伝達部材としての第 1 スプリング SP11 が一定剛性を有すると共に第 2 伝達部材としての伝達部材 Mm2 がダンパ装置 10F の回転数が高いほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有するものとした。しかし、第 2 伝達部材が一定剛性を有すると共に第 1 伝達部材がダンパ装置 10F の回転数が高いほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有するものとしてもよい。また、第 1, 第 2 伝達部材が共にダンパ装置 10F の回転数が高いほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有するものとしてもよい。

[0076] 図 11 に示すダンパ装置 10F では、第 1 中間部材 12 がトルクコンバータ TC のタービンランナ 5 に一体回転するように連結されているものとしたが、これに限られるものではない。すなわち、図 11 において二点鎖線で示すように、ドライブ部材 11 やドリブン部材 16 がタービンランナ 5 に一体回転するように連結されていてもよい。

[0077] 以上説明したように、本開示の第 1 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) と、出力要素 (16) と、を有するダンパ装置 (10, 10B, 10C) において、第 1 中間要素 (12) と、第 2 中間要素 (14) と、前記入力要素 (11) と前記第 1 中間要素 (12) との間でトルクを伝達する第 1 伝達部材 (SP11) と、前記第 1 中間要素 (12) と前記出力要素 (16) との間でトルクを伝達する第 2 伝達部材 (SP12) と、前記入力要素 (11) と前記第 2 中間要素 (14) との間でトルクを伝達する第 3 伝達部材 (SP21) と、前記第 2 中間要素 (14) と前記出力要素 (16) との間でトルクを伝達する第 4 伝達部材 (SP22) と、前記第 1 中間要素 (12) と前記第 2 中間要素 (14) との間でトルクを伝達する第 5 伝達部材 (Mm) と、を備え、前記第 1, 第 2, 第 3, 第 4, 第 5 伝達部材 (SP11, SP12, SP21, SP22, Mm) のうちの少なくとも 1 つは、前記ダンパ装置 (10, 10B, 10C) の回

転数が大きいほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有するものである。

[0078] この本開示の第1のダンパ装置では、装置全体で2つの固有振動数を設定することができる。これにより、ダンパ装置の回転数の増加に従って、2つの固有振動数のうち小さい側の固有振動数で共振が発生すると、第2伝達部材から出力要素に伝達される振動と第4伝達部材から出力要素に伝達される振動とのうちの一方が他方の少なくとも一部を打ち消すようになり、出力要素における振動が小さくなっていく。そして、ダンパ装置の回転数が或る回転数のときに、出力要素における振動が十分に小さくなる。また、このダンパ装置では、第1、第2、第3、第4、第5伝達部材のうちの少なくとも1つは、ダンパ装置の回転数が大きいほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有する。これにより、ダンパ装置の回転数が或る回転数を超えて増加するときに、出力要素における振動が十分に小さくなる状態を継続させる（追従させる）ことができる。この結果、良好な振動減衰性能を発揮できるダンパ装置の回転数領域を拡大することができる。

[0079] 本開示の第1のダンパ装置（10、10B、10C）において、前記第1、第2、第3、第4伝達部材（SP11、SP12、SP21、SP22）は、一定剛性を有する弾性体であり、前記第5伝達部材（Mm）は、該第5伝達部材（Mm）の回転数が大きいほど剛性が大きくなる傾向の前記可変剛性を有するものとしてもよい。

[0080] この場合において、前記第1中間要素（12）と前記第2中間要素（14）とは、一方が内側の内側要素となり、他方が外側の外側要素となるように、共に環状に形成されており、前記第5伝達部材（Mm）は、前記内側要素と前記外側要素との相対振れ角がゼロの状態では径方向に延在し、前記内側要素によって回転自在に支持されると共に前記外側要素によって回転自在かつ前記延在方向の移動自在に支持されるものとしてもよい。また、前記第1中間要素（12）と前記第2中間要素（14）とは、一方が内側の内側要素となり、他方が外側の外側要素となるように、共に環状に形成されており、前記第5伝達部材（Mm）は、前記内側要素と前記外側要素との相対振れ角

がゼロの状態では径方向に延在し、前記外側要素によって回動自在に支持されると共に前記内側要素によって回動自在かつ前記延在方向の移動自在に支持されるものとしてもよい。これらの構成とすることにより、ダンパ装置の回転数が大きいほど中間伝達部材の剛性を大きくすることができる。

[0081] これらの場合において、前記第5伝達部材(Mm)は、重心が回動自在に支持される位置よりも径方向外側となるように形成されるものとしてもよい。こうすれば、内側要素と外側要素との相対振れ角がゼロの状態でなくなったときに、第5伝達部材から外側要素と内側要素とのうち第5伝達部材を回動自在且つ延在方向の移動自在に支持する要素に作用する力をより大きくすることができる。

[0082] 本開示の第1のダンパ装置(10, 10B, 10C)において、ダンパ装置(10, 10B, 10C)全体で2つの固有振動数を有する。

[0083] 本開示の第2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)と、出力要素(16)と、を有するダンパ装置(10D)において、第1中間要素(12)、前記入力要素(11)と前記第1中間要素(12)との間でトルクを伝達する第1伝達部材(SP11)、前記第1中間要素(12)と前記出力要素(16)との間でトルクを伝達する第2伝達部材(Mm2)を有する第1トルク伝達経路と、第2中間要素(14)、前記入力要素(11)と前記第2中間要素(14)との間でトルクを伝達する第3伝達部材(SP21)、前記第2中間要素(14)と前記出力要素(16)との間でトルクを伝達する第4伝達部材(SP22)を有し、前記第1トルク伝達経路と並列に設けられる第2トルク伝達経路と、を備え、前記第1、第2、第3、第4伝達部材(SP11, Mm, SP21, SP22)のうちの少なくとも1つは、前記ダンパ装置(10D)の回転数が大きいほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有するものである。

[0084] この本開示の第2のダンパ装置では、上述の第1のダンパ装置と同様に、装置全体で2つの固有振動数を設定することができる。これにより、ダンパ装置の回転数の増加に従って、2つの固有振動数のうち小さい側の固有振動

数で共振が発生すると、第2伝達部材から出力要素に伝達される振動と第4伝達部材から出力要素に伝達される振動とのうちの一方が他方の少なくとも一部を打ち消すようになり、出力要素における振動が小さくなっていく。そして、ダンパ装置の回転数が或る回転数のときに、出力要素における振動が十分に小さくなる。また、このダンパ装置では、第1、第2、第3、第4伝達部材のうちの少なくとも1つは、ダンパ装置の回転数が大きいほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有する。これにより、ダンパ装置の回転数が或る回転数を超えて増加するときに、出力要素における振動が十分に小さくなる状態を継続させる（追従させる）ことができる。この結果、良好な振動減衰性能を発揮できるダンパ装置の回転数領域を拡大することができる。

[0085] 本開示の第3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）と、出力要素（1 6）と、を有するダンパ装置（1 0 E）において、中間要素（1 2）、前記入力要素（1 1）と前記中間要素（1 2）との間でトルクを伝達する第1伝達部材（S P 1 1）、前記中間要素（1 2）と前記出力要素（1 6）との間でトルクを伝達する第2伝達部材（M m 2）を有する第1トルク伝達経路と、前記入力要素（1 1）と前記出力要素（1 6）との間でトルクを伝達する第3伝達部材（S P 2 1）を有し、前記第1トルク伝達経路と並列に設けられる第2トルク伝達経路と、を備え、前記第1、第2、第3伝達部材（S P 1 1、M m 2、S P 2 1）のうちの少なくとも1つは、前記ダンパ装置（1 0 E）の回転数が大きいほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有するものである。

[0086] この本開示の第3のダンパ装置では、ダンパ装置の回転数の増加に従って、装置全体の固有振動数で共振が発生すると、第2伝達部材から出力要素に伝達される振動と第3伝達部材から出力要素に伝達される振動とのうちの一方が他方の少なくとも一部を打ち消すようになり、出力要素における振動が小さくなっていく。そして、ダンパ装置の回転数が或る回転数のときに、出力要素における振動が十分に小さくなる。また、このダンパ装置では、第1、第2、第3伝達部材のうちの少なくとも1つは、ダンパ装置の回転数が大

きいほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有する。これにより、ダンパ装置の回転数が或る回転数を超えて増加するときに、出力要素における振動が十分に小さくなる状態を継続させる（追従させる）ことができる。この結果、良好な振動減衰性能を発揮できるダンパ装置の回転数領域を拡大することができる。

[0087] 本開示の第4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）と、出力要素（1 6）と、を有するダンパ装置（1 0 F）において、中間要素（1 2）、前記入力要素（1 1）と前記中間要素（1 2）との間でトルクを伝達する第1伝達部材（S P 1 1）、前記中間要素（1 2）と前記出力要素（1 6）との間でトルクを伝達する第2伝達部材（M m 2）を有するトルク伝達経路と、前記入力要素（1 1）と前記出力要素（1 6）との相対回転に応じて回転する質量体（3 2, 3 2 m）を有し、前記入力要素（1 1）と前記出力要素（1 6）との間に前記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（3 0）と、を備え、前記第1、第2伝達部材（S P 1 1, M m 2）のうちの少なくとも1つは、前記ダンパ装置（1 0 F）の回転数が大きいほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有するものである。

[0088] この本開示の第4のダンパ装置では、トルク伝達経路を経由して入力要素から出力要素に伝達される振動の位相と回転慣性質量ダンパを経由して入力要素から出力要素に伝達される振動の位相とが互いに逆位相になる。そして、ダンパ装置の回転数の増加に従って、トルク伝達経路（中間要素）の固有振動数で共振が発生すると、出力要素における振動が小さくなっていき、ダンパ装置の回転数が或る回転数のときに、出力要素における振動が十分に小さくなる。また、このダンパ装置では、第1、第2伝達部材のうちの少なくとも1つは、ダンパ装置の回転数が大きいほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有する。これにより、ダンパ装置の回転数が或る回転数を超えて増加するときに、出力要素における振動が十分に小さくなる状態を継続させる（追従させる）ことができる。この結果、良好な振動減衰性能を発揮できるダ

ンパ装置の回転数領域を拡大することができる。

[0089] 以上、本開示を実施するための形態について説明したが、本開示はこうした実施形態

に何等限定されるものではなく、本開示の要旨を逸脱しない範囲内において、種々なる形態で実施し得ることは勿論である。

産業上の利用可能性

[0090] 本開示は、ダンパ装置の製造産業などに利用可能である。

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伝達部材と、
- 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伝達部材と、
- 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伝達部材と、
- 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伝達部材と、
- 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伝達部材と、
- を備え、
- 前記第1、第2、第3、第4、第5伝達部材のうちの少なくとも1つは、前記ダンパ装置の回転数が大きいほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有する、
- ダンパ装置。
- [請求項2] 請求項1記載のダンパ装置において、
- 前記第1、第2、第3、第4伝達部材は、一定剛性を有する弾性体であり、
- 前記第5伝達部材は、該第5伝達部材の回転数が大きいほど剛性が大きくなる傾向の前記可変剛性を有する、
- ダンパ装置。
- [請求項3] 請求項2記載のダンパ装置において、
- 前記第1中間要素と前記第2中間要素とは、一方が内側の内側要素

となり、他方が外側の外側要素となるように、共に環状に形成されており、

前記第5伝達部材は、前記内側要素と前記外側要素との相対振れ角がゼロの状態では径方向に延在し、前記内側要素によって回動自在に支持されると共に前記外側要素によって回動自在かつ前記延在方向の移動自在に支持される、

ダンパ装置。

[請求項4] 請求項2記載のダンパ装置において、

前記第1中間要素と前記第2中間要素とは、一方が内側の内側要素となり、他方が外側の外側要素となるように、共に環状に形成されており、

前記第5伝達部材は、前記内側要素と前記外側要素との相対振れ角がゼロの状態では径方向に延在し、前記外側要素によって回動自在に支持されると共に前記内側要素によって回動自在かつ前記延在方向の移動自在に支持される、

ダンパ装置。

[請求項5] 請求項3または4記載のダンパ装置において、

前記第5伝達部材は、重心が回動自在に支持される位置よりも径方向外側となるように形成される、

ダンパ装置。

[請求項6] 請求項1ないし5のいずれか1つの請求項に記載のダンパ装置であって、

前記ダンパ装置全体で2つの固有振動数を有する、

ダンパ装置。

[請求項7] 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、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伝達部材、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伝達部材を有する第1トルク伝達経路と、

第2中間要素、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伝達部材、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伝達部材を有し、前記第1トルク伝達経路と並列に設けられる第2トルク伝達経路と、

を備え、

前記第1、第2、第3、第4伝達部材のうちの少なくとも1つは、前記ダンパ装置の回転数が大きいほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有する、

ダンパ装置。

[請求項8] 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、

中間要素、前記入力要素と前記中間要素との間でトルクを伝達する第1伝達部材、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伝達部材を有する第1トルク伝達経路と、

前記入力要素と前記出力要素との間でトルクを伝達する第3伝達部材を有し、前記第1トルク伝達経路と並列に設けられる第2トルク伝達経路と、

を備え、

前記第1、第2、第3伝達部材のうちの少なくとも1つは、前記ダンパ装置の回転数が大きいほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有する、

ダンパ装置。

[請求項9] 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、

中間要素、前記入力要素と前記中間要素との間でトルクを伝達する第1伝達部材、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伝達部材を有するトルク伝達経路と、

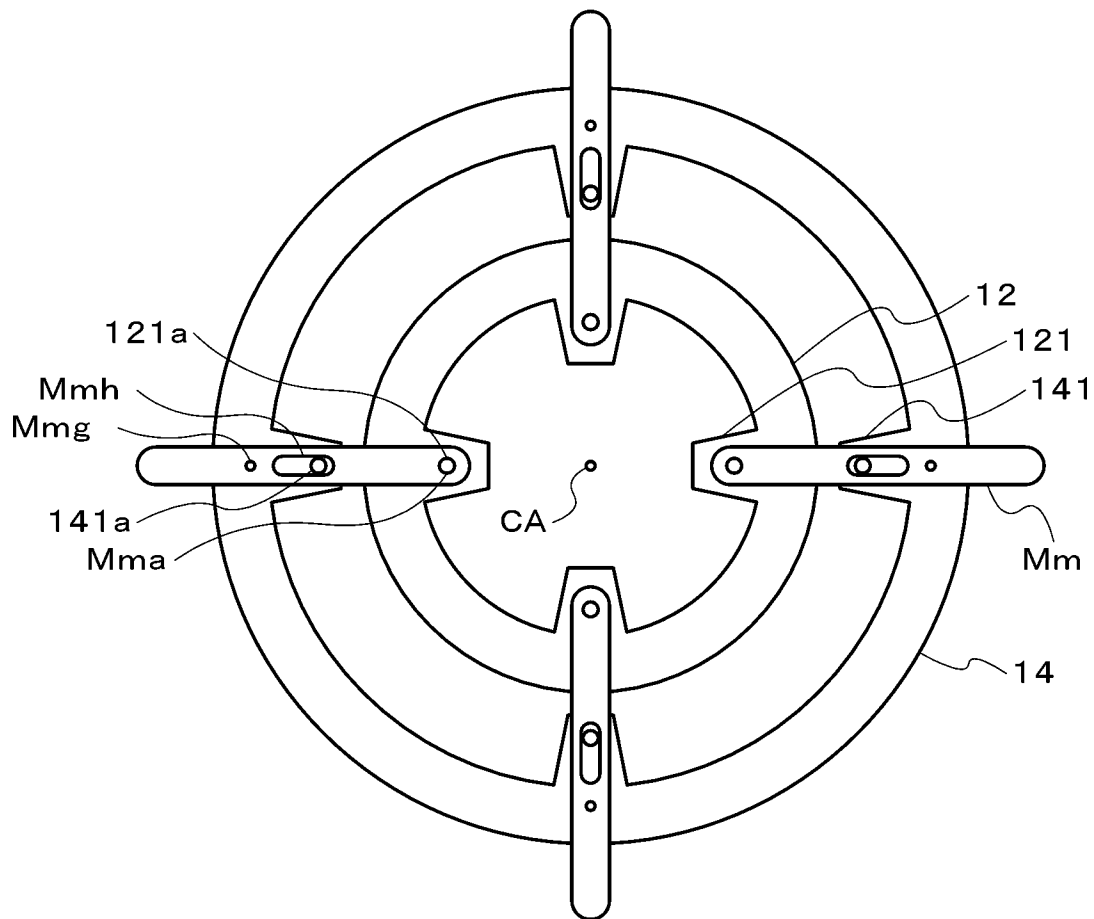
前記入力要素と前記出力要素との相対回転に応じて回転する質量体を有し、前記入力要素と前記出力要素との間に前記トルク伝達経路と並列に設けられる回転慣性質量ダンパと、

を備え、

前記第 1，第 2 伝達部材のうちの少なくとも 1 つは、前記ダンパ装置の回転数が高いほど剛性が大きくなる傾向の可変剛性を有する、ダンパ装置。

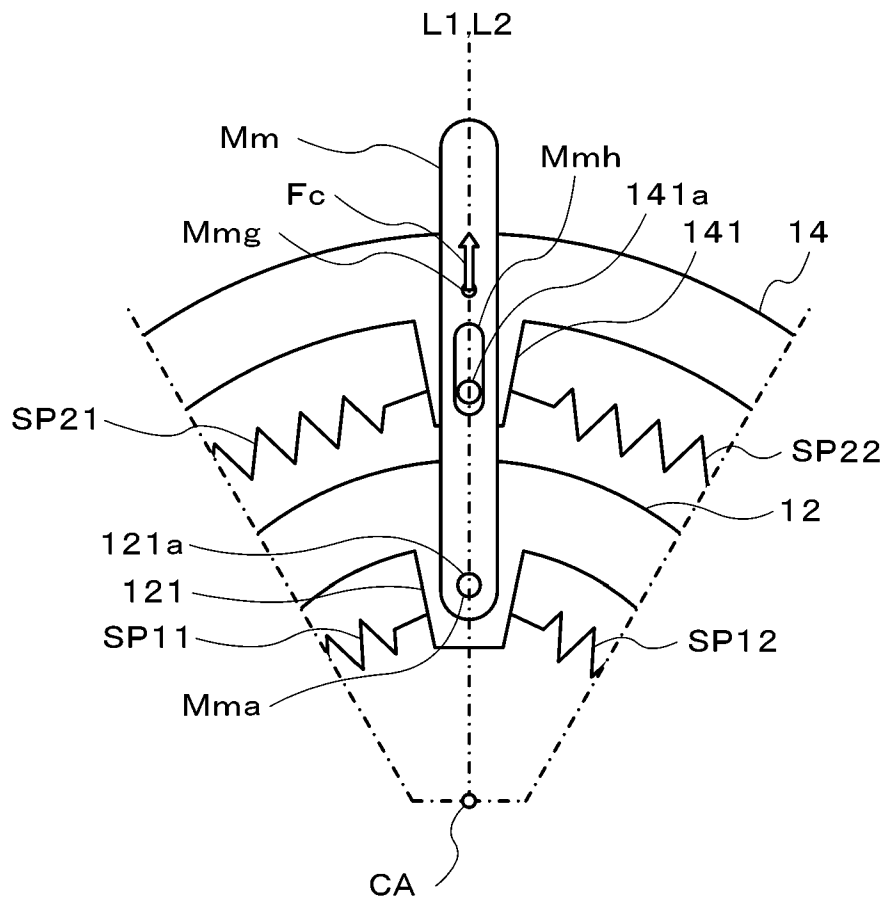
[図2]

FIG. 2



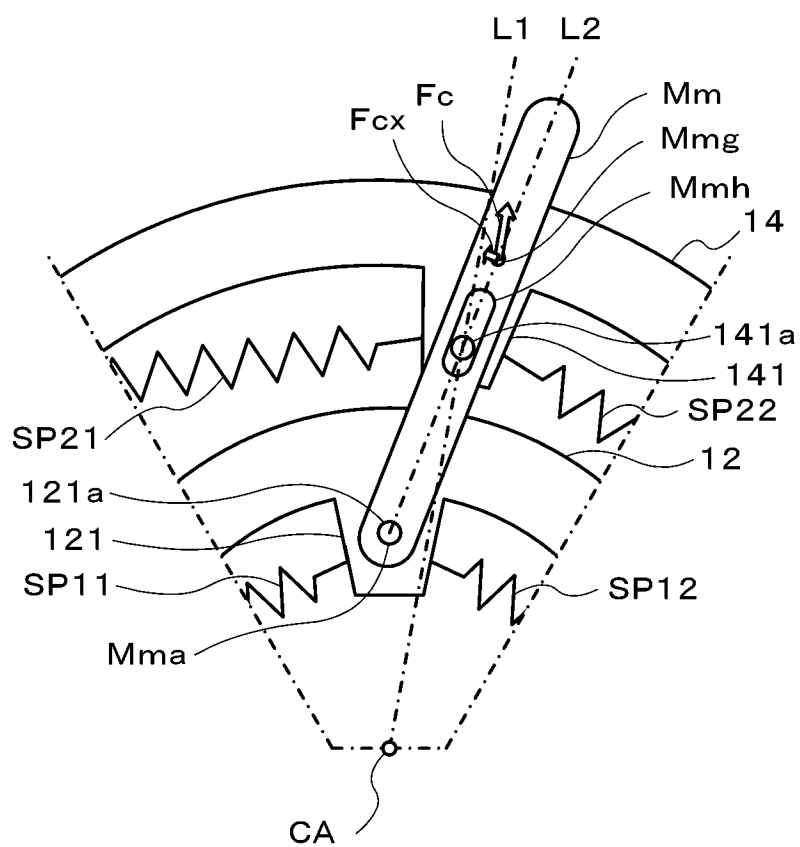
[図3]

FIG. 3



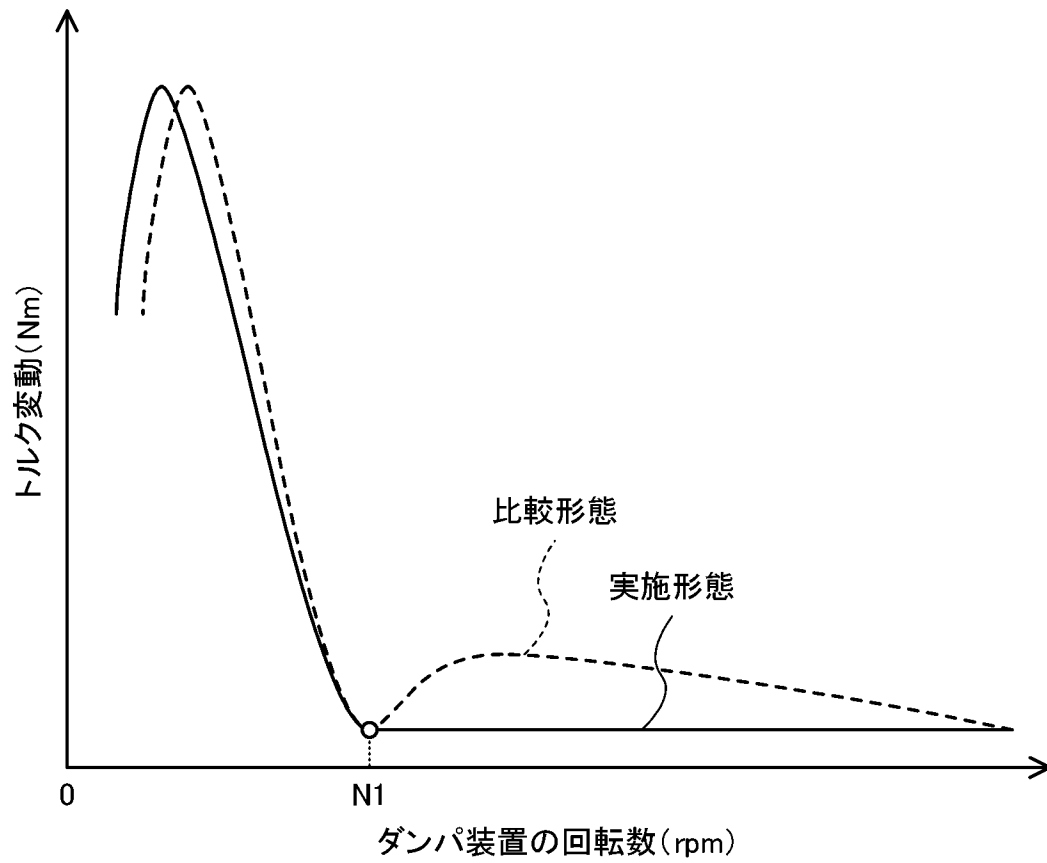
[図4]

FIG. 4



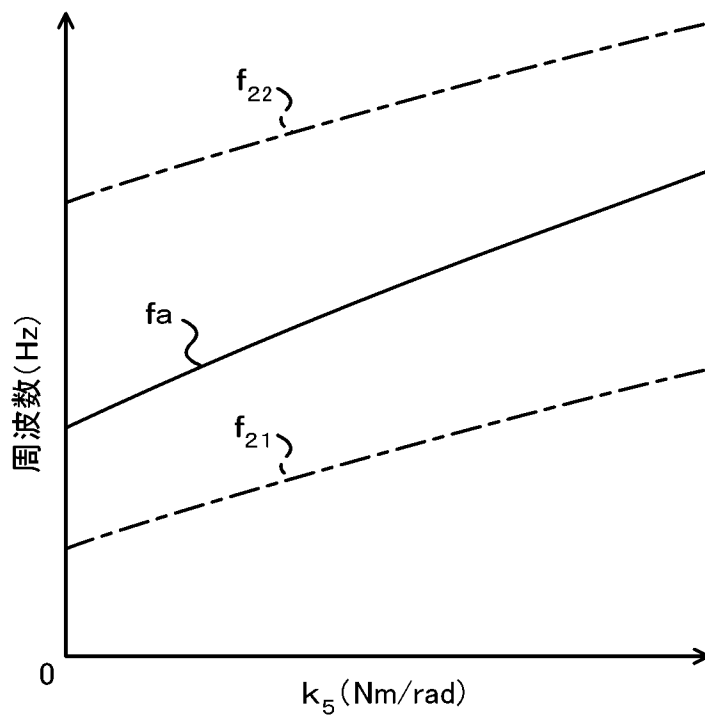
[図5]

FIG. 5



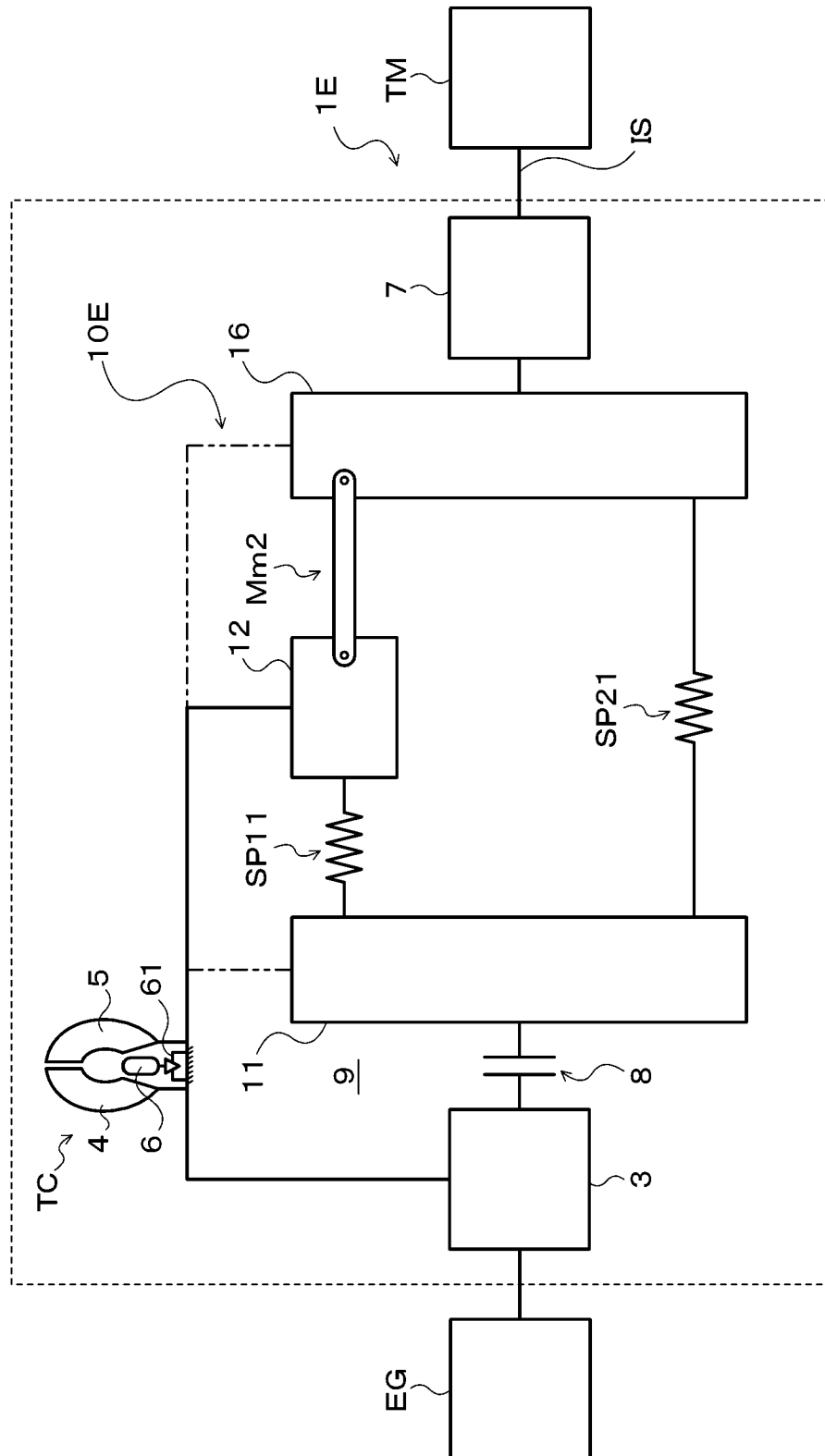
[図6]

FIG. 6



[FIG. 10]

FIG. 10



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2017/010632

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16H45/02(2006.01)i, F16F15/134(2006.01)i, F16F15/22(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, F16F15/22

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.
A Y	WO 2016/021668 A1 (Aisin AW Co., Ltd.), 11 February 2016 (11.02.2016), paragraphs [0012] to [0063]; fig. 1 to 3 & DE 112015002955 T5 & CN 106536970 A	1-6 7
A Y	JP 2009-150474 A (Toyota Motor Corp.), 09 July 2009 (09.07.2009), paragraphs [0013] to [0029], [0032]; fig. 1 to 4 (Family: none)	1-6 7-9
A Y	US 2011/0287844 A1 (SCHAEFFLER TECHNOLOGIES GMBH & CO. KG), 24 November 2011 (24.11.2011), paragraphs [0037] to [0038]; fig. 6 & DE 102011101156 A1	1-6 8

☒ 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
08 June 2017 (08.06.17)

Date of mailing of the international search report
20 June 2017 (20.06.17)

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/JP2017/010632

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A Y	US 2015/0192190 A1 (ZF FRIEDRICHSHAFEN AG), 09 July 2015 (09.07.2015), paragraph [0050]; fig. 6 & EP 2875257 A1 & DE 102012212593 A1 & CN 104471276 A	1-6 9

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, F16F15/22(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, F16F15/22

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
A Y	W0 2016/021668 A1 (アイシン・エイ・ダブリュ株式会社) 2016.02.11, 段落 [0012] - [0063], [図1] - [図3] & DE 112015002955 T5 & CN 106536970 A	1 - 6 7
A Y	JP 2009-150474 A (トヨタ自動車株式会社) 2009.07.09, 段落 [0013] - [0029], [0032], [図1] - [図4] (ファミリーなし)	1 - 6 7 - 9

☒ 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

08.06.2017

国際調査報告の発送日

20.06.2017

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）

岩本 薫

3 J

5 5 6 7

電話番号 03-3581-1101 内線 3328

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 Y	US 2011/0287844 A1 (SCHAEFFLER TECHNOLOGIES GMBH & CO. KG) 2011.11.24, 段落 [0 0 3 7] — [0 0 3 8], [図 6] & DE 102011101156 A1	1 — 6 8
A Y	US 2015/0192190 A1 (ZF FRIEDRICHSHAFEN AG) 2015.07.09, 段落 [0 0 5 0], [図 6] & EP 2875257 A1 & DE 102012212593 A1 & CN 104471276 A	1 — 6 9