

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5861302号  
(P5861302)

(45) 発行日 平成28年2月16日(2016.2.16)

(24) 登録日 平成28年1月8日(2016.1.8)

(51) Int. Cl.		F 1			
<b>B 6 0 K</b>	<b>5/12</b>	<b>(2006.01)</b>	B 6 0 K	5/12	Z
<b>F 1 6 F</b>	<b>15/02</b>	<b>(2006.01)</b>	F 1 6 F	15/02	B
<b>F 1 6 F</b>	<b>15/08</b>	<b>(2006.01)</b>	F 1 6 F	15/08	T
			B 6 0 K	5/12	E

請求項の数 7 (全 14 頁)

(21) 出願番号	特願2011-166536 (P2011-166536)	(73) 特許権者	000003997
(22) 出願日	平成23年7月29日 (2011.7.29)		日産自動車株式会社
(65) 公開番号	特開2013-28302 (P2013-28302A)		神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地
(43) 公開日	平成25年2月7日 (2013.2.7)	(74) 代理人	110000486
審査請求日	平成26年5月28日 (2014.5.28)		とこしえ特許業務法人
前置審査		(72) 発明者	佐藤 裕介
			神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内
		(72) 発明者	平野 芳則
			神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内
		(72) 発明者	金堂 雅彦
			神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両用防振装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

一端部がエンジンに固定され、他端部が、乗員が乗り込むキャビンを構成又は当該キャビンを支持する剛体部材である車体に固定される第1ロッドと、前記第1ロッドに支持された慣性マスと、前記慣性マスを前記第1ロッドの軸方向に往復動させるアクチュエータと、を有する第1のトルクロッドアッセンブリと、

一端部がエンジンに固定され、他端部が、車体に弾性部材を介して装着されたサブフレームに固定される第2ロッドを有し、慣性マス及び当該慣性マスを前記第2ロッドの軸方向に往復動させるアクチュエータを有さない第2のトルクロッドアッセンブリと、を備え、

前記第2のトルクロッドアッセンブリのピッチ方向及び上下方向の剛体共振周波数は、少なくとも一つの運転条件において、前記サブフレームのピッチ方向及び上下方向の剛体共振周波数より高く設定されている車両用防振装置。

【請求項2】

一端部がエンジンに固定され、他端部が、乗員が乗り込むキャビンを構成又は当該キャビンを支持する剛体部材である車体に固定される第1ロッドと、前記第1ロッドに支持された慣性マスと、前記慣性マスを前記第1ロッドの軸方向に往復動させるアクチュエータと、を有する第1のトルクロッドアッセンブリと、

一端部がエンジンに固定され、他端部が、車体に弾性部材を介して装着されたサブフレームに固定される第2ロッドを有し、慣性マス及び当該慣性マスを前記第2ロッドの軸方

向に往復動させるアクチュエータを有さない第2のトルクロッドアッセンブリと、を備え、

前記第2のトルクロッドアッセンブリのピッチ方向及び上下方向の剛体共振周波数は、エンジントルク支持方向の剛体共振周波数より高く設定されている車両用防振装置。

【請求項3】

一端部がエンジンに固定され、他端部が、乗員が乗り込むキャビンを構成又は当該キャビンを支持する剛体部材である車体に固定される第1ロッドと、前記第1ロッドに支持された慣性マスと、前記慣性マスを前記第1ロッドの軸方向に往復動させるアクチュエータと、を有する第1のトルクロッドアッセンブリと、

一端部がエンジンに固定され、他端部が、車体に弾性部材を介して装着されたサブフレームに固定される第2ロッドを有し、慣性マス及び当該慣性マスを前記第2ロッドの軸方向に往復動させるアクチュエータを有さない第2のトルクロッドアッセンブリと、を備え、

前記サブフレームの主たる剛体共振周波数は、前記エンジンの主たる弾性共振周波数未満に設定され、

前記第1のトルクロッドアッセンブリのエンジントルク支持方向の剛体共振周波数は、前記エンジンの主たる弾性共振周波数以下に設定され、

前記第2のトルクロッドアッセンブリのエンジントルク支持方向の剛体共振周波数は、前記サブフレームの主たる剛体共振周波数以上、前記エンジンの主たる弾性共振周波数以下に設定されている車両用防振装置。

【請求項4】

前記第2ロッドの軸方向の長さは、前記第1ロッドの軸方向の長さより短い請求項1～3のいずれか一項に記載の車両用防振装置。

【請求項5】

前記第2ロッドの端部のうち、当該端部に取り付けられた弾性体の径が大径側の端部は、前記車体の左右方向の最大長さに比べて前記車体の上下方向の最大長さの方が短く形成されている請求項1～4のいずれか一項に記載の車両用防振装置。

【請求項6】

前記第2ロッドの端部のうち、当該端部に取り付けられた弾性体の径が小径側の端部は、前記車両の左右方向に沿った軸方向から前記サブフレーム又は前記エンジンに固定されている請求項1～5のいずれか一項に記載の車両用防振装置。

【請求項7】

前記サブフレームは、前記車体に装着される懸架装置を支持するサスペンションフレームである請求項1～6のいずれか一項に記載の車両用防振装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、振動源であるエンジンから車体側へ伝達される振動を抑制する車両用防振装置に関するものである。

【背景技術】

【0002】

エンジンから車体側へ伝達される振動を抑制する防振装置として、トルクロッドの剛体共振周波数をエンジンの共振周波数より低く設定するとともに、トルクロッドの軸方向変位の速度に比例した力をアクチュエータに発生させるように構成した防振装置が提案されている(特許文献1)。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献1】特開2011-12757号公報

【発明の概要】

10

20

30

40

50

## 【発明が解決しようとする課題】

【0004】

しかしながら、上記従来の防振装置は、ベンデュラム方式で搭載されたエンジンの上下それぞれの位置にアクチュエータ付きトルクロッドを設ける構成であるため、車両のコストアップに繋がるという問題がある。

【0005】

本発明が解決しようとする課題は、廉価な車両用防振装置を提供することである。

## 【課題を解決するための手段】

【0006】

本発明は、第1のトルクロッドアッセンブリはアクチュエータを備えたものとするとも乗員が乗り込むキャビン構成又は当該キャビンを支持する剛体部材である車体に固定する一方で、第2のトルクロッドアッセンブリは、慣性マス及び当該慣性マスを軸方向に往復動させるアクチュエータを有さないものとするともその一端をサブフレームに固定し、さらに以下の1)～3)の何れかの構成を採用することによって上記課題を解決する。

10

1) 第2のトルクロッドアッセンブリのピッチ方向及び上下方向の剛体共振周波数は、少なくとも一つの運転条件において、サブフレームのピッチ方向及び上下方向の剛体共振周波数より高く設定する、

2) 第2のトルクロッドアッセンブリのピッチ方向及び上下方向の剛体共振周波数は、エンジントルク支持方向の剛体共振周波数より高く設定する、

20

3) サブフレームの主たる剛体共振周波数は、エンジンの主たる弾性共振周波数未満に設定し、第1のトルクロッドアッセンブリのエンジントルク支持方向の剛体共振周波数は、エンジンの主たる弾性共振周波数以下に設定し、第2のトルクロッドアッセンブリのエンジントルク支持方向の剛体共振周波数は、サブフレームの主たる剛体共振周波数以上、エンジンの主たる弾性共振周波数以下に設定する。

## 【発明の効果】

【0007】

本発明によれば、第2のトルクロッドアッセンブリの一端がサブフレームに固定されるので、アクチュエータがなくても、第2のトルクロッドアッセンブリを伝達して発生する車内音を抑制することができ、その結果、第2のトルクロッドアッセンブリはアクチュエータのない廉価なもので構成することができる。

30

## 【図面の簡単な説明】

【0008】

【図1A】本発明の一実施の形態に係る防振装置を車両のエンジンに適用した例を示す正面図である。

【図1B】図1Aの平面図である。

【図2】図1A及び図1Bの分解斜視図である。

【図3】図1Bのアッパトルクロッドアッセンブリを示す断面図である。

【図4A】図1Aのロアトルクロッドアッセンブリの一例を示す断面図である。

【図4B】図1Aのロアトルクロッドアッセンブリの他例を示す断面図である。

40

【図5】本発明の一実施の形態に係る防振装置におけるエンジン、サブフレーム、ロアトルクロッドアッセンブリ及びアッパトルクロッドアッセンブリの共振周波数の関係を示す図である。

【図6】図5の防振装置を適用した車両の振動周波数に対する車体感度比の関係を示すグラフである。

【図7】本発明の他の実施の形態に係る防振装置におけるエンジン、サブフレーム、ロアトルクロッドアッセンブリ及びアッパトルクロッドアッセンブリの共振周波数の関係を示す図である。

【図8A】トルクロッドのピッチ方向及び剪断方向の剛性感度を検証するための解析モデルを示す斜視図である。

50

【図 8 B】図 8 A の解析モデルを用いて剛性感度を検証した結果を示す図である。

【図 9】2重防振の効果が得られる構成による伝達力の周波数特性図である。

【発明を実施するための形態】

【0009】

最初に本発明の一実施の形態に係る車両用防振装置を適用する、いわゆるペンデュラム方式エンジンについて説明する。ペンデュラム方式によるエンジン 1 の支持構造とは、図 1 A 及び図 1 B に示すように、エンジン 1 の慣性主軸 L を、車両の幅方向（進行方向と直交する方向、車両左右方向ともいう）と平行に向けて配置された、いわゆる横置きエンジン 1 に対して、エンジン 1 を支持する 2 個の支持点 P 1 , P 2 が、図 1 B の平面視においては、エンジン 1 の慣性主軸 L の近傍の、重心 G を挟んで互いに軸方向反対側に位置し、  
10  
図 1 A の側面視においては、ともに慣性主軸 L の車両上方に位置するように設けられた支持構造である。なお、2 個の支持点 P 1 , P 2 は、図 2 に示すように左右それぞれのエンジンマウント 3 , 4 により構成される。

【0010】

ペンデュラム方式エンジンの支持構造は、エンジン 1 を振り子のように吊り下げて支持するとともに、それらの支持点 P 1 , P 2 を結ぶ直線の周りを揺動するエンジン重心 G を、車体に取り付けられたトルクロッドアッセンブリ 5 , 6 のような棒状部材で抑えるよう構成され、少ない点数の部品で従来と同様の制振効果が得られるといったメリットがある。  
20  
すなわち、ペンデュラム方式でマウントされたエンジン 1 では、エンジン 1 の運転時に回転慣性力によって 2 つの支持点 P 1 , P 2 を結んだ軸の回りにエンジン 1 が傾く。この傾きを防止してエンジン 1 を支持するため、エンジン 1 のほぼ上半分と車体側部材とを連結する第 1 のトルクロッドアッセンブリ 5 と、エンジン 1 の残り下半分と車体側部材とを連結する第 2 のトルクロッドアッセンブリ 6 とを備える。第 1 のトルクロッドアッセンブリ 5 が車両右上側からエンジン 1 に、もう一つの第 2 トルクロッドアッセンブリ 6 が車両下側からエンジン 1 に連結され、これら 2 つのトルクロッドアッセンブリ 5 , 6 により、ペンデュラム方式のエンジン 1 が傾くことを防止している。

【0011】

上記のエンジン 1 は、たとえば 2 次バランサつきの直列 4 気筒や V 型 6 気筒エンジンである。2 次バランサつきの 4 気筒エンジンや V 型 6 気筒エンジンでは、エンジン回転の基本次数で不平衡慣性力が小さいので、主にエンジントルク変動の反力がエンジン 1 に作用する。  
30  
したがってエンジン回転の基本次数では、トルクを支持している上記 2 つのトルクロッドアッセンブリ 5 , 6 からの入力によって主に車内音・車内振動が発生することが本発明者によって知見されている。さらに、車両の主に加速時に、基本次数の高次数で構成される約 1000 Hz までの車内音が乗員にとって問題となることが知られている。

【0012】

既述したとおり、本例の車両用防振装置は、2 つのトルクロッドアッセンブリ 5 , 6 を備える。第 1 のトルクロッドアッセンブリ 5 は、アップトルクロッドとも称され、図 1 B に示すようにエンジン 1 の上部と車体との間に装着される。これに対し、第 2 のトルクロッドアッセンブリ 6 は、ロアトルクロッドとも称され、図 1 A , 図 1 B 及び図 2 に示すように、エンジン 1 の下部とサブフレーム 2 との間に装着される。ここで、第 1 のトルクロッドアッセンブリ 5 が固定される車体とは、乗員が乗り込むキャビン構成、或いは、キャビンを支持する剛体部材のことを指すのであって、例えばメインフレーム（車体フレーム）がその代表である。言い方を変えると、第 2 のトルクロッドアッセンブリ 6 が固定されるような、メインフレームとの間に弾性部材を介して設けられたサブフレーム等は、  
40  
ここでの車体に相当しない。サブフレーム 2 は、具体的にはゴム製のブッシュ、あるいはインシュレータ等を介して車体に取り付けられているものであって、例えばサスペンションフレームを具体例として挙げられる。

【0013】

第 1 のトルクロッドアッセンブリ 5 は、図 2 及び図 3 に示すように、一端部のブッシュ 1 2 がエンジン 1 の上部に固定され、他端部のブッシュ 1 3 が車体に固定される第 1 ロッ  
50

ド11と、第1ロッド11に支持された慣性マス15と、慣性マス15を第1ロッド11の軸方向に往復動させるアクチュエータ17とを有する。

【0014】

図3はアップトルクロッド5の要部断面図であり、棒状の第1ロッド11の両端に一对のブッシュ12, 13が溶接により固定されている。エンジン側に固定されるブッシュ12は、円筒状の外筒12aと、外筒12aと同心の円筒状の内筒12bと、これら外筒12aと内筒12bとを連結する弾性体(防音材)12cとからなる。内筒12bに対して図3で紙面に直交する向きに挿通されるボルト(図示しない)によってブッシュ12はエンジン1に固定される。

【0015】

一方、車体側に固定されるブッシュ13も、上記ブッシュ12と同様に、円筒状の外筒13aと、外筒13aと同心の円筒状の内筒13bと、これら外筒13aと内筒13bとを連結する弾性体(防音材)13cとからなる。内筒13bに対して図3で紙面に直交する向きに挿通されるボルト(図示しない)によってブッシュ13は車体側の部材に固定される。

【0016】

なお、図示する実施形態は、ブッシュ12をエンジン1に固定し、ブッシュ13を車体側に固定する構成であるが、これに限らず、ブッシュ12を車体側に固定し、ブッシュ13をエンジン1に固定してもよい。また、図3に示すアップトルクロッド5は、ブッシュ12, 13の内筒12b, 13bに挿通される2つのボルトが平行に配置される例を示すが、図2に示すアップトルクロッドは、ブッシュ12, 13の内筒12b, 13bに挿通される2つのボルト18, 19が互いに直交する向きに配置された例を示す。車体側の固定部及びエンジンの固定部の形状に応じて適宜変更することができる。

【0017】

本例の弾性体(防音材)12c, 13cは、ばねと減衰の機能を兼ね備えた部材であり、例えば弾性ゴムを用いることができる。

【0018】

本例のアップトルクロッド5では、ブッシュ12, 13の外筒及び内筒の径を相違させる。すなわち、ブッシュ13の外筒13a、内筒13bの径を、対応するブッシュ12の外筒12a、内筒12bの径よりも相対的に小さくすると共に、さらに、ブッシュ13の弾性体13cの剛性を、ブッシュ12の弾性体12cの剛性よりも相対的に大きくする。一对のブッシュ12, 13の弾性体12c, 13cの剛性を異ならせることで、2つの異なる周波数において2重防振に適したロッド軸方向のエンジン剛体共振とロッド剛体共振とを生じさせている。

【0019】

すなわち、図9に実線で示したように、ブッシュ12の弾性体12cの剛性から定まるロッド軸方向のエンジン剛体共振Aがほぼゼロに近い周波数 $f_1$  [Hz]で生じ、ブッシュ13の弾性体13cの剛性から定まるロッド軸方向のロッド剛体共振Bが200Hzに近い周波数 $f_2$  [Hz]で生じている。分かり易さのため、エンジン剛体共振とロッド剛体共振を極めて単純化したばねマス系に基づいて説明すれば、エンジン剛体共振Aは、エンジン質量と、ブッシュ12の弾性体12cの剛性(ばね定数)で決まり、ロッド剛体共振Bは、ブッシュ12の弾性体12cとブッシュ13の弾性体13cの間の質量である第1ロッド11(および各ブッシュの外筒部分)の質量と、ブッシュ13の弾性体13cの剛性(ばね定数)で決まる。

【0020】

エンジン1単体での曲げ、捻りの1次の共振周波数 $f_3$ は、一般的な車両用エンジンでは280Hz~350Hz程度なので、本例のようにエンジン剛体共振Aをほぼゼロ(0Hz)とし、ロッド剛体共振Bを約200Hzとすれば、エンジン1の曲げ、捻りの共振振動の車体への伝達が、高周波数側(防振域内)で効果的に抑えられる(2重防振される)ことになる。

10

20

30

40

50

## 【 0 0 2 1 】

以上より、エンジン剛体共振 A およびロッド剛体共振 B が、エンジンの曲げ、捩りの共振周波数  $f_3$  より小さな周波数となるように、ブッシュ 1 2 の弾性体 1 2 c の剛性（ばね定数）、およびブッシュ 1 2 の弾性体 1 2 c とブッシュ 1 3 の弾性体 1 3 c の間の質量である第 1 ロッド 1 1（および各ブッシュの外筒部分）の質量、ブッシュ 1 3 の弾性体 1 3 c の剛性（ばね定数）を定めればよい。このように、エンジン剛体共振 A およびロッド剛体共振 B を 2 つの異なる周波数で、つまり低周波域の周波数  $f_1$  と、中周波数域の周波数  $f_2$  との 2 箇所で見せさせてエンジン 1 から車体側に伝達される振動を防止する効果が得られるのが 2 重防振の効果である。

## 【 0 0 2 2 】

本例のアップトルクロッド 5 は、磁性を有する金属等からなる慣性マス 1 5 と、アクチュエータ 1 7 と、加速度センサ 2 1 と、バンドパスフィルタ 2 2 と、電圧増幅回路 2 3 とを備える。

## 【 0 0 2 3 】

慣性マス 1 5 は、第 1 ロッド 1 1 の周囲に第 1 ロッド 1 1 と同軸で設けられている。第 1 ロッド 1 1 の軸方向に見た慣性マス 1 5 の断面は、第 1 ロッド 1 1 の中心（重心）を中心にした対称な形であると共に、慣性マス 1 5 の重心が第 1 ロッド 1 1 の中心に一致している。慣性マス 1 5 は、図 2 にも示されているように角筒型とされ、慣性マス 1 5 のロッド軸方向の両端（図 3 で上下端）がそれぞれ弾性支持バネ 1 6 を介して第 1 ロッド 1 1 に連結されている。弾性支持バネ 1 6 は、たとえば比較的小さな剛性を有する板バネである。慣性マス 1 5 の内壁 1 5 a はその一部が後述するアクチュエータ 1 7 の永久磁石 1 7 c に向けて凸設されている。

## 【 0 0 2 4 】

本例のアップトルクロッド 5 は、慣性マス 1 5 と第 1 ロッド 1 1 との間の空間にアクチュエータ 1 7 が設けられている。アクチュエータ 1 7 は、角筒状のコア 1 7 a と、コイル 1 7 b と、永久磁石 1 7 c とを含有するニアタイプ（直線運動型）のアクチュエータで、慣性マス 1 5 を第 1 ロッド 1 1 の軸方向に往復動するものである。

## 【 0 0 2 5 】

コイルの磁路を構成するコア 1 7 a は積層鋼板から構成されており、第 1 ロッド 1 1 に固設されている。コア 1 7 a は、アップトルクロッド 5 の組立前には複数個の部材に分割されており、これら複数個の部材を接着剤で棒状の第 1 ロッド 1 1 の周囲に接着することにより、全体として角筒状のコア 1 7 a を形成している。コイル 1 7 b は、この角筒状のコア 1 7 a に巻装されている。永久磁石 1 7 c は、コア 1 7 a の外周面に設けられている。

## 【 0 0 2 6 】

アクチュエータ 1 7 は、このような構成であるので、コイル 1 7 b と永久磁石 1 7 c とが発生する磁界によるリアクタンストルクによって慣性マス 1 5 をニアに、つまり慣性マス 1 5 を第 1 ロッド 1 1 の軸方向に往復動するように駆動することとなる。

## 【 0 0 2 7 】

第 1 ロッド 1 1 の略軸心の延長線上のブッシュ 1 3 の先端（図 3 で上端）には、第 1 ロッド 1 1 の略軸心位置での軸方向の振動の加速度を、エンジン 1 から第 1 ロッド 1 1 に伝達される振動の加速度として検出する加速度センサ 2 1 が取り付けられ、加速度センサ 2 1 からのロッド軸方向加速度の信号はバンドパスフィルタ 2 2 を介して電圧増幅回路 2 3 に入力され、この電圧増幅回路 2 3 で増幅された信号はアクチュエータ 1 7 のコイル 1 7 b に印加される（電圧の制御を行なう）。電圧増幅回路 2 3 は例えばオペアンプから構成することができる。

## 【 0 0 2 8 】

慣性マス 1 5 は比較的小さい板バネ（弾性支持バネ 1 6）で支持され、例えば慣性マス 1 5 の第 1 ロッド 1 1 に対するロッド軸方向の共振は 1 0 Hz から 1 0 0 Hz までの低い周波数で生じるものとされている。例えば 4 気筒エンジンのアイドル回転速度 2 次の振

10

20

30

40

50

動周波数は約 20 Hz であることから、慣性マス 15 の共振周波数を 10 Hz にすることができれば、エンジン 1 の運転条件によらず慣性マス 15 が共振するのを抑えることができる。

【0029】

一方、慣性マス 15 の共振周波数を 10 Hz といったこのような低周波数に設定しようとする、慣性マス 15 が大きくなりすぎてそのような設定が困難な場合には、抑制しようとするロッド剛性共振 B (実施形態では 200 Hz) の約 1/2 の周波数より低く設定しておけば、互いの共振周波数が十分に離れ、後述するような振動伝達の抑制が十分に行なわれる。

【0030】

また、加速度センサ 21 で検出した加速度信号をバンドパスフィルタ 22 に通すことによって、余分な周波数での制御を行わないようにして、制御安定性を高めるとともに、余分な電力消費を抑えつつ狙いの周波数範囲での確実な伝達力の抑制を図ることができる。ロッド剛体共振 B に対する防振域は、図 9 に示したようにロッド剛体共振 B の共振周波数  $f_2$  に対して所定値 (1.4) を乗じて求まる周波数  $f_5$  以上の周波数範囲であるので、バンドパスフィルタ 22 としては、慣性マス 15 のロッド軸方向の共振周波数 (10 Hz から 100 Hz までの低い周波数) を含みこの共振周波数より、ロッド剛体共振 B に対する防振域の周波数範囲までの信号を通過するフィルタであって、防振域のうち制御が発散しない範囲の上限 (例えば 400 Hz とする) までの信号を通過するフィルタを選定する。

【0031】

そして、制御対象である第 1 ロッド 11 の減衰を増大する速度フィードバック制御が行われるように、バンドパスフィルタ 22 で通過している周波数帯において、加速度センサ 21 により検出した振動のロッド軸方向速度に略比例した力を逆符号とした力をアクチュエータ 17 から発生させる。

【0032】

図 1 A, 図 1 B 及び図 2 に戻り、エンジン 1 の下部とサブフレーム 2 との間に装着されるロアトルクロッド (第 2 のトルクロッドアッセンブリ) 6 は、一端部のブッシュ 61 がエンジン 1 に固定され、他端部のブッシュ 62 が、車体に弾性部材を介して装着されたサブフレーム 2 に固定される第 2 ロッド 63 を有する。

【0033】

図 4 A はロアトルクロッド 6 の概略平面図であり、棒状の第 2 ロッド 63 の両端に一对のブッシュ 61, 62 が溶接により固定されている。エンジン側に固定されるブッシュ 61 は、円筒状の外筒 61a と、外筒 61a と同心の円筒状の内筒 61b と、これら外筒 61a と内筒 61b とを連結する弾性体 (防音材) 61c とからなる。内筒 61b に対して図 4 A で紙面に直交する向きに挿通されるボルト (図示しない) によってブッシュ 61 はエンジン 1 に固定される。

【0034】

一方、車体側に固定されるブッシュ 62 も、上記ブッシュ 61 と同様に、円筒状の外筒 62a と、外筒 62a と同心の円筒状の内筒 62b と、これら外筒 62a と内筒 62b とを連結する弾性体 (防音材) 62c とからなる。内筒 62b に対して図 4 A で紙面に直交する向きに挿通されるボルト (図示しない) によってブッシュ 62 はサブフレーム 2 に固定される。

【0035】

なお、図示する実施形態は、ブッシュ 61 をエンジン 1 に固定し、ブッシュ 62 をサブフレーム 2 に固定する構成であるが、これに限らず、ブッシュ 61 をサブフレーム 2 に固定し、ブッシュ 62 をエンジン 1 に固定してもよい。

【0036】

また、図 4 A に示すロアトルクロッド 6 は、ブッシュ 61, 62 の内筒 61b, 62b に挿通される 2 つのボルトが平行に配置される例を示すが、図 4 B に示すロアトルクロッド

10

20

30

40

50

ド6は、ブッシュ61, 62の内筒61b, 62bに挿通される2つのボルトが互いに直交する向きに配置された例を示す。特に相対的に小径とされたブッシュ62をサブフレーム2に固定する方向について車両の左右方向にボルトが挿通するように構成されている。

【0037】

図8Aはトルクロッドの解析モデルを示す斜視図であり、ロアトルクロッド6のブッシュ62に相当する部分を示す。同図の解析モデルを用いて、図8Bの左図に示すようにロッドにピッチ方向の力Fを加えたときの変位と、右図に示すようにロッドに剪断方向の力Fを加えたときの変位をそれぞれ測定したところ、ピッチ方向に力Fが作用した方が相対的に感度は高くなる。換言すれば、剪断方向に力Fが作用した方が相対的に剛性は高くなる。したがって、図4Bのように、ピッチ方向の剛性に感度が高いブッシュ62を剪断変形する方向で固定することで、ロアトルクロッド6のピッチ方向の剛体共振周波数を高くすることができ、その結果、車体への振動伝達を抑制することができる。

10

【0038】

サブフレーム2は、車体そのものではなく、車体に対して弾性ゴムなどの弾性部材を介して装着された車体部品であり、懸架装置を支持するサスペンションフレームなどを例示することができる。既設部品であるサスペンションフレームへロアトルクロッド6を固定すれば、重量アップすることなく防振効果を発揮できる。ただし、本発明のサブフレームはサスペンションフレームのみに限定されず、弾性部材を介して車体に取り付けられた他の部品を適用してもよい。

【0039】

20

上述したとおり、本例の車両用防振装置では、第1のトルクロッドアッセンブリであるアップトルクロッド5には慣性マス15及びこれを駆動するアクチュエータ17を設ける一方で、第2のトルクロッドアッセンブリであるロアトルクロッド6には慣性マス15及びアクチュエータ17を省略し、その代わりに車体に弾性部材を介して装着されたサブフレーム2に当該ロアトルクロッド6の一端部を固定する。

【0040】

すなわち、車体へ直付けとなるアップトルクロッド5には慣性マス15及びアクチュエータ17を備えているため、アップトルクロッド5を伝達して発生する車内音を制御できる。一方、ロアトルクロッド6は、ゴムなどの弾性部材を介して固定されたサブフレーム2に固定されているため、ロアトルクロッド6を伝達して発生する車内音も抑制できることで、大トルクエンジン1にペンデュラムタイプのプラットフォームを適用することができる。この結果、車両のコストダウン及び軽量化を図ることができ、燃費が向上し、加速性能も向上する。

30

【0041】

また、本例の車両用防振装置では、図3に示すアップトルクロッド5の第1ロッド11の軸方向(エンジントルク支持方向)の長さ比べ、図4A又は図4Bに示すロアトルクロッド6の第2ロッド63の軸方向の長さより短く設定されている。ロアトルクロッド6は、慣性マス15及びアクチュエータ17を省略したぶんロッド長をアップトルクロッド5と比較し短くできるため、アップトルクロッド5に比べて剛体共振を高い周波数に設定することができる。この様子を図5に示す。ロアトルクロッド6の剛体共振周波数は、トルク支持方向及びピッチ方向のいずれも高周波数領域に設定されている。

40

【0042】

サブフレーム2は、力を受ける車体部品であるため、車体へのゴム弾性支持部の共振周波数は比較的高い周波数に存在するものの、ロアトルクロッド6の共振周波数を高く設定することで、結果として、サブフレーム2の車両上下方向の剛体共振周波数より、ロアトルクロッド6のピッチ方向及び上下方向の固有値を上げることができ、ロアトルクロッド6の剛体共振による車内音の増大を抑制することができる。

【0043】

また、本例の車両用防振装置では、ロアトルクロッド6の第2ロッド63の大径側のブッシュ61は、車体の左右方向の最大長さに比べて車体の上下方向の最大長さの方が短く

50

形成されている。図4Aでいうと、ブッシュ61の左右方向の最大長、すなわち外筒61aの外径に対し、ブッシュ61の車体上下方向の最大長、すなわち紙面に垂直な方向の最大長の方が短く設定されている。

【0044】

これにより、ロアトルクロッド6のピッチ方向の慣性質量に感度が高い方向の寸法を小さくできるため、ロアトルクロッド6のピッチ方向の剛体共振周波数を高く設定でき、その結果、車体への伝達力を抑制することができる。さらに、この寸法は車体の上下方向であるため、最低地上高さへの影響も小さくできる。

【0045】

また、本例の車両用防振装置において、図4Bに示すように、ロアトルクロッド6の第2ロッド63の小径側のブッシュ62を、車両の左右方向に沿った軸方向からサブフレーム2に固定すれば、ロアトルクロッド6のピッチ方向の剛性に感度が高い小さい側のブッシュ62を剪断変形で支持することになるため、ロアトルクロッド6のピッチ方向の剛体共振周波数を高く設定でき、その結果、車体への伝達力を抑制することができる。

10

【0046】

また、本例の車両用防振装置では、ロアトルクロッド6のピッチ方向及び上下方向の剛体共振周波数は、図5に示すように、少なくとも一つの運転条件において（同図に示す運転条件は全開加速運転時）、サブフレーム2のピッチ方向及び上下方向の剛体共振周波数より高く設定されている。

【0047】

サブフレーム2の剛体共振周波数よりも、ロアトルクロッド6のピッチ方向及び上下方向の剛体共振周波数を高く設定することで、これらが共振することがないため車内音が静寂になる。

20

【0048】

また、本例の車両用防振装置では、図5に示すように、ロアトルクロッド6のピッチ方向及び上下方向の剛体共振周波数は、エンジントルク支持方向の剛体共振周波数より高く設定されている。防振性能に影響するトルク支持方向の固有値を維持しつつ、車内音を増大させるピッチ方向及び上下方向のトルクロッド剛体共振を高い周波数に設定することで、ピッチ方向及び上下方向のトルクロッド剛体共振の影響を抑えつつ、ロアトルクロッド6の防振効果が得られる。

30

【0049】

また、本例の車両用防振装置では、図5に示すように、サブフレーム2の主たる剛体共振周波数は、エンジン1の主たる弾性共振周波数未満に設定され、アッパトルクロッド5のエンジントルク支持方向の剛体共振周波数は、エンジン1の主たる弾性共振周波数以下に設定され、さらにロアトルクロッド6のエンジントルク支持方向の剛体共振周波数は、サブフレーム2の主たる剛体共振周波数以上で、エンジン1の主たる弾性共振周波数以下に設定されている。

【0050】

ロアトルクロッド6において、剛体共振周波数をサブフレーム2の共振周波数とエンジン1の弾性共振周波数の間に設定するため、ロアトルクロッド6の剛体共振による車内音増大を緩和しつつ、エンジン1の弾性共振によって増大された振動を、ロアトルクロッド6の剛体共振の防振効果によって、大幅に低減することができ、その結果、車内音を低減することができる。参考に、本例の車両用防振装置のアッパトルクロッド5とロアトルクロッド6の周波数別車体感度比を示す。

40

【0051】

なお、図5に示す実施形態では、ロアトルクロッド6のエンジントルク支持方向の剛体共振周波数をエンジン1の弾性共振周波数より小さく設定したが、図7に示すように、ロアトルクロッド6のエンジントルク支持方向の剛体共振周波数をエンジン1の弾性共振周波数より高く設定してもよい。

【0052】

50

上記アップトルクロッド 5 は本発明に係る第 1 のトルクロッドアッセンブリに相当し、  
上記ロアトルクロッド 6 は本発明に係る第 2 のトルクロッドアッセンブリに相当する。

【符号の説明】

【 0 0 5 3 】

- 1 ... エンジン
- 2 ... サブフレーム
- 3 , 4 ... エンジンマウント
- P 1 , P 2 ... 支持点
- 5 ... アップトルクロッド
- 6 ... ロアトルクロッド
- 1 1 ... 第 1 ロッド
- 1 2 , 1 3 ... ブッシュ
- 1 5 ... 慣性マス
- 1 7 ... アクチュエータ
- 2 1 ... 加速度センサ
- 2 2 ... バンドパスフィルタ
- 2 3 ... 電圧増幅回路
- 6 1 , 6 2 ... ブッシュ
- 6 3 ... 第 2 ロッド

【 図 1 A 】

【 図 1 B 】

図1A

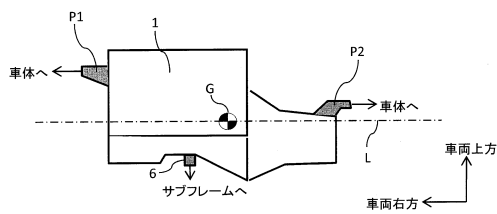
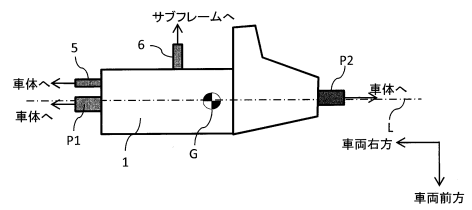


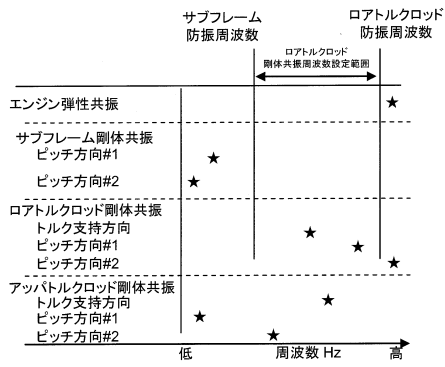
図1B





【 図 5 】

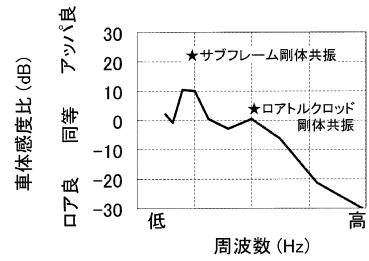
図5



【 図 6 】

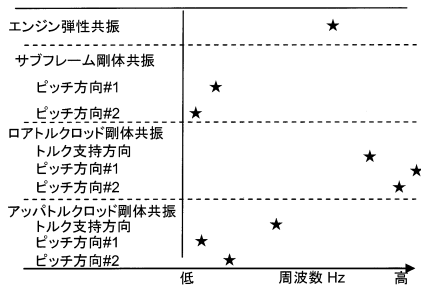
図6

アップトルクロッドとロアトルクロッドの車体感度比



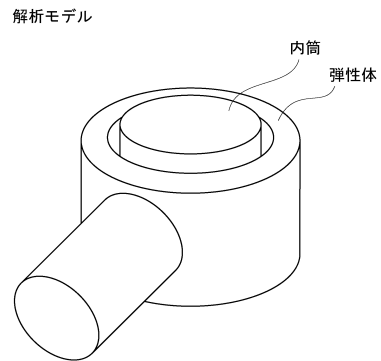
【 図 7 】

図7



【 図 8 A 】

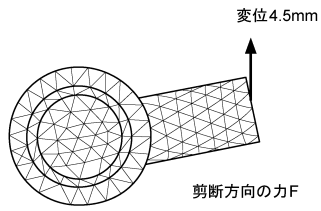
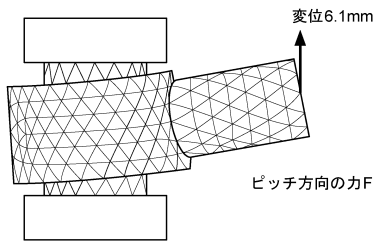
図8A



【 図 8 B 】

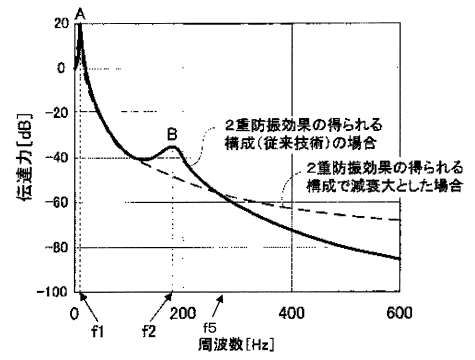
図8B

等しい入力を与えた場合の入力点の変位量



【 図 9 】

図9



---

フロントページの続き

審査官 田合 弘幸

- (56)参考文献 特開2011-012757(JP,A)  
国際公開第2011/001799(WO,A1)  
特開2006-021674(JP,A)  
特開2005-265123(JP,A)  
特開2003-206991(JP,A)  
特開平04-191126(JP,A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
- |      |       |
|------|-------|
| B60K | 5/12  |
| F16F | 15/02 |
| F16F | 15/08 |