

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5278202号
(P5278202)

(45) 発行日 平成25年9月4日(2013.9.4)

(24) 登録日 平成25年5月31日(2013.5.31)

(51) Int.Cl.	F 1	
F 1 6 F 15/02 (2006.01)	F 1 6 F 15/02	A
F 1 6 F 15/03 (2006.01)	F 1 6 F 15/02	C
F 1 6 F 15/04 (2006.01)	F 1 6 F 15/03	Z
F 1 6 F 15/08 (2006.01)	F 1 6 F 15/04	N
B 6 0 K 5/12 (2006.01)	F 1 6 F 15/08	W

請求項の数 11 (全 19 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2009-157563 (P2009-157563)
 (22) 出願日 平成21年7月2日(2009.7.2)
 (65) 公開番号 特開2011-12757 (P2011-12757A)
 (43) 公開日 平成23年1月20日(2011.1.20)
 審査請求日 平成24年5月25日(2012.5.25)

(73) 特許権者 000003997
 日産自動車株式会社
 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地
 (74) 代理人 100075513
 弁理士 後藤 政喜
 (74) 代理人 100114236
 弁理士 藤井 正弘
 (74) 代理人 100120178
 弁理士 三田 康成
 (74) 代理人 100120260
 弁理士 飯田 雅昭
 (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

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 振動低減装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

エンジン側に取り付けられる第1インシュレータと、
 車体側に取り付けられる第2インシュレータと、
 これら一対のインシュレータを連結するロッドと、
 このロッドに支持された慣性マスと、
 この慣性マスを前記ロッドの軸方向に往復動させるアクチュエータと、
 このアクチュエータを制御する制御手段と、
 を備えた、エンジンから車体に伝達される振動を低減する振動低減装置において、
 ロッド剛体共振の周波数を前記エンジンの曲げ・振り共振周波数より低く設定し、
 前記ロッドの軸方向変位の速度に比例した力を前記アクチュエータに発生させる
 ことを特徴とする振動低減装置。

10

【請求項2】

前記ロッドの軸方向変位の加速度信号または速度信号を、前記ロッド剛体共振の周波数
 を含む所定の周波数範囲の信号を通過させるフィルタを通過させ、このフィルタ通過後の
 前記加速度信号または速度信号に基づいて前記アクチュエータを制御することを特徴とす
 る請求項1に記載の振動低減装置。

【請求項3】

前記所定の周波数範囲は、前記ロッド剛体共振の周波数より高周波数側にある防振域の
 周波数を含むことを特徴とする請求項2に記載の振動低減装置。

20

【請求項 4】

前記所定の周波数範囲は、前記ロッド剛体共振の周波数より低周波数側にある前記慣性マスの共振周波数を含むことを特徴とする請求項 2 または 3 に記載の振動低減装置。

【請求項 5】

前記慣性マスは前記ロッドに弾性支持され、前記慣性マスの共振周波数が前記ロッド剛体共振周波数の $1/2$ 以下であることを特徴とする請求項 1 から 4 までのいずれか一つに記載の振動低減装置。

【請求項 6】

前記第 1 インシュレータおよび第 2 インシュレータは、前記ロッドに連結した外筒と、この外筒の内側に設けられた内筒と、これら内筒と外筒との間に介装された弾性体とからなり、

10

前記ロッド剛体共振の周波数が前記エンジンの曲げ・捩り共振周波数より低くなるように、前記ロッドと前記第 1 インシュレータの外筒および前記第 2 インシュレータの外筒の合計質量と、前記第 2 インシュレータの弾性体の減衰とが、設定されていることを特徴とする請求項 1 から 5 までのいずれか一つに記載の振動低減装置。

【請求項 7】

前記第 1 インシュレータの外筒と前記第 2 インシュレータの外筒のうち、剛性が相対的に大きい側の外筒の前記ロッドの略軸心位置に取り付けられ、前記ロッドの軸方向変位の加速度を検出する加速度センサを備え、

前記アクチュエータは、前記ロッドに固設されるコアと、このコアに巻装されるコイルと、コアの外周面に設けられる永久磁石とを含む直線運動型のアクチュエータであり、

20

前記制御手段は、前記加速度センサから出力される加速度信号を増幅し、この増幅した信号を前記コイルに印加する電圧増幅回路を有することを特徴とする請求項 6 に記載の振動低減装置。

【請求項 8】

前記制御手段は、

前記慣性マスのロッド軸方向加速度と前記アクチュエータの制御力とに基づいて、少なくとも前記ロッドのロッド軸方向変位の速度を含む、前記慣性マスならびに前記ロッドのロッド軸方向変位の状態量を推定するオブザーバと、

このオブザーバから出力される前記速度信号にゲインを乗じ、逆符号とした力をロッド入力として生成するロッド入力生成手段と、

30

を有するとともに、

前記オブザーバにより推定される慣性マスならびにロッドのロッド軸方向変位の状態量と、前記慣性マスの支持部材のロッド軸方向の減衰と、前記慣性マスの支持部材のロッド軸方向の剛性と、前記ロッド入力とに基づいて前記アクチュエータの制御力を算出することを特徴とする請求項 1 から 6 までのいずれか一つに記載の振動低減装置。

【請求項 9】

前記慣性マスのロッド軸方向加速度を前記アクチュエータの逆起電力から検出することを特徴とする請求項 8 に記載の振動低減装置。

【請求項 10】

40

前記ロッドを、大径部と、外周に雄ねじを有する小径部とから構成する一方で、前記コアを角柱状に形成すると共にこの角柱状のコアに大径部の径と小径部の径との間の径を有する孔を貫通しておき、

小径部をこの貫通孔に挿通させ、コアを小径部と大径部の段差に押しつけた後に、雄ねじと噛み合うナットで締め付けることでコアをロッドに固定し、

その後で第 2 ブッシュと小径部の端部とを、また第 1 ブッシュと大径部の端部とをそれぞれ溶接により固定することを特徴とする請求項 1 から 9 までのいずれか一つに記載の振動低減装置。

【請求項 11】

エンジンはペンデュラム方式でマウントされていることを特徴とする請求項 1 または 1

50

0に記載の振動低減装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

この発明はエンジンから車体側へ伝達される振動を低減する振動低減装置に関する。

【背景技術】

【0002】

エンジンから車体への振動を低減するためインシュレータとしてのゴム部(18)を2つの部分に区画する中間板(42)に振動板(44)を連結することにより、区画された外側ゴム部(18A)と内側ゴム部(18B)とで共振点を異ならせ、これによって2重防振の効果をj得るようにしたものがある(特許文献1参照)。

10

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献1】特開平9-273586号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

ところで、2重防振の効果をj得ようとするものでは、共振点付近の周波数でエンジンから車体に伝達される伝達力が大きくなるため、エンジンから車体への振動をより一層低減するには、共振そのものを抑制する必要がある。

20

【0005】

この場合に、インシュレータの減衰を増大させると、共振点付近の周波数での伝達力が小さくなり共振そのものは抑制されるのであるが、共振周波数以上の高周波域においては、減衰を増大させる前より却って伝達力が大きくなり、高周波域側での車体側部材への伝達特性が悪化してしまう。共振を抑制するためにインシュレータの減衰を単に増大したのでは、2重防振の効果が大幅に低減するという問題点があるのである。

【0006】

そこで本発明は、2重防振の効果を低減させることなく共振そのものを抑制し得る装置を提供することを目的とする。

30

【課題を解決するための手段】

【0007】

本発明は以下のような解決手段によって前記課題を解決する。なお、理解を容易にするために本発明の実施形態に対応する符号を付するが、これに限定されるものではない。

【0008】

本発明は、エンジン側に取り付けられる第1インシュレータ(12)と、車体側に取り付けられる第2インシュレータ(13)と、これら一対のインシュレータ(12、13)を連結するロッド(11)と、このロッド(11)に支持された慣性マス(15)と、この慣性マス(15)をロッド(11)の軸方向に往復動させるアクチュエータ(17)と、このアクチュエータ(17)を制御する制御手段(21、22、23)と、を備えた、エンジン(1)から車体に伝達される振動を低減する振動低減装置において、ロッド剛体共振の周波数をエンジン(1)の曲げ・捻り共振周波数より低く設定し、ロッド(11)の軸方向変位の速度に比例した力をアクチュエータ(17)に発生させる。

40

【発明の効果】

【0009】

本発明によれば、インシュレータの減衰特性を維持したままでロッドの減衰を増大することが可能となり、ロッド軸方向のロッド剛体共振の抑制と、2重防振とを両立できる。

【図面の簡単な説明】

【0010】

【図1】ペンデュラム方式のエンジンマウント装置に本発明の第1実施形態の振動低減装

50

置を適用したエンジンの概略斜視図である。

【図2】第1実施形態のトルクロッドアセンブリの概略平面図である。

【図3】第1実施形態のトルクロッドアセンブリの物理モデルである。

【図4】2重防振の効果を得られる構成による伝達力の周波数特性図である。

【図5】第1実施形態の伝達力の周波数特性図である。

【図6】第1ブッシュが共振している状態の拡大図である。

【図7】第1実施形態の加速時騒音の効果を示す特性図である。

【図8】第1実施形態のこもり音低減用の加振力を設定するためのマップ内容を示す図である。

【図9】第1実施形態のこもり音の効果を示す特性図である。

10

【図10】第2実施形態のトルクロッドアセンブリの斜視図である。

【図11】第3実施形態のトルクロッドアセンブリの概略平面図である。

【図12】第3実施形態の振動低減装置を1自由度振動系としてモデル化したときのモデル図である。

【図13】第3実施形態のコントローラの概略構成図である。

【図14】第1実施形態の電圧増幅アンプとアクチュエータとを機能的に表現したブロック図である。

【発明を実施するための形態】

【0011】

以下、本発明の実施形態をを図面に基づいて説明する。

20

【0012】

図1は、ペンデュラム方式のエンジンマウント装置に本発明の第1実施形態の振動低減装置を適用したエンジンの概略斜視図である。

【0013】

図1において、エンジン1はクランクシャフトが車両の左右方向に置かれた横置きタイプで、車両右側がエンジンフロントである。

【0014】

エンジン1は、重心より上の2箇所を右側エンジンマウント3及び左側エンジンマウント4により支持されている。すなわち、右側エンジンマウント3によって車両右側からエンジン1のフロント側が、左側エンジンマウント4によって車両左側からエンジン1のリア側が支持されている。このように、振動体であるエンジン1を振り子(pendulum)状に車体側部材にマウントする構造がペンデュラム方式のエンジンマウント装置である。

30

【0015】

ペンデュラム方式のエンジンマウント装置では、エンジン1の運転時に回転慣性力によって2つのマウント点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(図示しない)とを連結する1のロッド11Aと、エンジン1の残り下半分と車体側部材2とを連結するもう一つのロッド11Bとを備える。すなわち、1のロッド11Aが車両右上側からエンジン1に、もう一つのロッド11Bが車両下側からエンジン1に連結され、これら2つのロッド11A、11Bにより、ペンデュラム方式のエンジンマウント装置によってエンジン1が傾くことを防止している。

40

【0016】

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、不平衡慣性力がないので、主にエンジントルク変動の反力のみがエンジン1に作用する。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つのロッド11A、11B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1000Hz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。

【0017】

50

そこで本発明者は、エンジン 1 から上記 2 つのロッド 1 1 A、1 1 B を介して車体側に伝達される振動を低減するため、2 重防振の効果が得られる構成とした上で本発明の振動低減装置要素を追加したトルクロッドアセンブリ 5、6 を新たに提案する。ここで、1 のロッド 1 1 A を含むトルクロッドアセンブリが上側トルクロッドアセンブリ 6、もう一つのロッド 1 1 B を含むトルクロッドアセンブリが下側トルクロッドアセンブリ 6 である。2 つのトルクロッドアセンブリ 5、6 の基本構造は同一であるので、その構造については下側トルクロッドアセンブリ 6 で説明する。

【0018】

図 2 は下側トルクロッドアセンブリ（以下、単に「トルクロッドアセンブリ」ともいう。）6 の概略平面図である。なお、図 2 のロッドは図 1 との関係では「ロッド 1 1 B」であるが、以下では単に「ロッド 1 1」で説明する。

10

【0019】

まず、2 重防振の効果が得られるインシュレータは、本実施形態ではロッド 1 1 の両端に溶接により固定される一対のブッシュ 1 2、1 3 によって具現化されている。すなわち、棒状のロッド 1 1 の一端（図 2 で下端）に第 1 ブッシュ 1 2（第 1 インシュレータ）を有する。第 1 ブッシュ 1 2 は円筒状の外筒 1 2 a と、外筒 1 2 a と同心の円筒状の内筒 1 2 b と、これら外筒 1 2 a と内筒 1 2 b とを連結する弾性体（防音材）1 2 c とからなっている。内筒 1 2 b に対して図 2 で紙面に直交する向きに挿通されるボルト（図示しない）によって第 1 ブッシュ 1 2 はエンジン 1 に固定される。

【0020】

20

一方、ロッド 1 1 の他端（図 2 で上端）に第 2 ブッシュ 1 3（第 2 インシュレータ）を有する。第 2 ブッシュ 1 3 も、第 1 ブッシュ 1 2 と同様に、円筒状の外筒 1 3 a と、外筒 1 3 a と同心の円筒状の内筒 1 3 b と、これら外筒 1 3 a と内筒 1 3 b とを連結する弾性体（防音材）1 3 c とからなっている。内筒 1 3 b に対して図で紙面に直交する向きに挿通されるボルト（図示しない）によって小端部 1 3 は車体側部材 2 に固定される。

【0021】

なお、実施形態は、第 1 ブッシュ 1 2 をエンジンに、第 2 ブッシュ 1 3 を車体側に固定する構成であるが、これに限らず、第 1 ブッシュ 1 2 を車体側に、第 2 ブッシュ 1 3 をエンジンに固定する構成としてもかまわない。また、下側トルクロッドアセンブリ 6 では、図 2 のように第 1、第 2 のブッシュの内筒 1 2 b、1 3 b に挿通される 2 つのボルトが平行に配置されるのに対して、図 1 に示される上側トルクロッドアセンブリ 5 では、第 1、第 2 のブッシュの内筒に挿通される 2 つのボルト 1 8、1 9 が互いに直交する向きに配置されている。このように、下側トルクロッドアセンブリ 6 と上側トルクロッドアセンブリ 5 とでボルトの配置に多少の違いはあるが、機能としては両者で全く変わらない。

30

【0022】

図 2 に戻り、上記の弾性体（防音材）1 2 c、1 3 c としては、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。

【0023】

本実施形態では、第 1 ブッシュ 1 2 と第 2 ブッシュ 1 3 とでは外筒、内筒の径を相違させる。すなわち、第 2 ブッシュ 1 3 の外筒 1 3 a、内筒 1 3 b の径を、対応する第 1 ブッシュ 1 2 の外筒 1 2 a、内筒 1 2 b の径よりも相対的に小さくすると共に、さらに、第 2 ブッシュ 1 3 の弾性体 1 3 c の剛性を、第 1 ブッシュ 1 2 の弾性体 1 2 c の剛性よりも相対的に大きくする。一対のブッシュ 1 2、1 3 の弾性体 1 2 c、1 3 c 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。すなわち、図 4 に実線で示したように、第 1 ブッシュ 1 2 の弾性体 1 2 c 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、第 2 ブッシュ 1 3 の弾性体 1 3 c の剛性から定まるロッド軸方向のロッド剛体共振 B が 200 Hz 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、第 1 ブッシュ弾性体 1 2

40

50

cの剛性(ばね定数)で決まり、ロッド剛体共振Bは、第1ブッシュ弾性体12cと第2ブッシュ弾性体13cの間の質量であるロッド11(および各ブッシュの外筒部分)の質量と、第2ブッシュ弾性体13cの剛性(ばね定数)で決まる。エンジン1(パワープラント)単体での曲げ、捩りの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、本実施形態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、捩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。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、第1ブッシュ弾性体12cの剛性(ばね定数)、および第1ブッシュ弾性体12cと第2ブッシュ弾性体13cの間の質量であるロッド11(および各ブッシュの外筒部分)の質量、第2ブッシュ弾性体13cの剛性(ばね定数)を定めれば良い。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。

10

【0024】

なお、図4においては200Hz付近を中周波数域とし、これより周波数の低い側を低周波域、これより高い側を高周波域と定義する。この場合、エンジン1(パワープラント)の曲げ、捩りの共振周波数 f_3 は図4において高周波数域にある。

【0025】

20

次に、本発明で追加する振動低減要素を説明すると、これは、磁性を有する金属等からなる慣性マス15と、アクチュエータ17と、加速度センサ21(振動加速度検出手段)と、バンドパスフィルタ22と、電圧増幅回路23とから構成されている。

【0026】

まず、ロッド11の周囲にロッド11と同軸で慣性マス15が設けられる。ロッド11の軸方向に見た慣性マス15の断面は、ロッド11の中心(重心)を中心にした点対称な形であると共に、慣性マス15の重心がロッド11の中心に一致している。慣性マス15は、図1にも示されているように角筒形で、慣性マス15のロッド軸方向の両端(図2で上下端)がそれぞれ弾性支持バネ16(支持部材)を介してロッド11に連結されている。弾性支持バネ16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15の内壁15aはその一部が後述するアクチュエータ17の永久磁石17cに向けて凸設されている。

30

【0027】

慣性マス15とロッド11との間の空間にアクチュエータ17が設けられる。アクチュエータ17は、角筒状のコア17aと、コイル17bと、永久磁石17cとを含むリニアタイプ(直線運動型)のアクチュエータで、慣性マス15をロッド11の軸方向に往復動するものである。

【0028】

コイルの磁路を構成するコア17aは積層鋼板から構成されており、ロッド11に固設される。コア17aは、トルクロッドアセンブリ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ロッド11周囲に接着することにより、全体として角筒状のコア17aを形成している。コイル17bは、この角筒状のコア17aに巻装される。永久磁石17cは、コア17aの外周面に設けられる。

40

【0029】

アクチュエータ17は、このような構成であるので、コイル17bと永久磁石17c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15をリニアに、つまり慣性マス15をロッド11の軸方向に往復動するように駆動することとなる。

【0030】

ロッド11の略軸心の延長線上の第2ブッシュ13の先端(図2で上端)に、ロッド11の略軸心位置での軸方向の振動の加速度を、エンジン1からロッド11に伝達される振

50

動の加速度として検出する加速度センサ 2 1 を取り付けてあり、加速度センサ 2 1 からのロッド軸方向加速度の信号をバンドパスフィルタ 2 2 を介して電圧増幅回路 2 3 に入力し、この電圧増幅回路 2 3 で増幅された信号をアクチュエータ 1 7 のコイル 1 7 b に印加する（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ればよい。

【 0 0 3 1 】

慣性マス 1 5 は比較的柔らかい板バネで支持され、例えば慣性マス 1 5 のロッドに対するロッド軸方向の共振は 1 0 H z から 1 0 0 H z までの低い周波数で生じるものとする。例えば 4 気筒エンジンのアイドル回転速度 2 次の振動周波数は約 2 0 H z であることから、慣性マス 1 5 の共振周波数を 1 0 H z 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 1 5 が共振するのを抑えることができる。一方、慣性マス 1 5 の共振周波数を 1 0 H z 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 1 5 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 2 0 0 H z）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。また、加速度センサ 2 1 で検出した加速度信号をバンドパスフィルタ 2 2 に通すことによって、余分な周波数の制御を行なわないようにして、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 5 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 2 2 としては、慣性マス 1 5 のロッド軸方向の共振周波数（1 0 H z から 1 0 0 H z 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 4 0 0 H z とする）までの信号を通過するフィルタを選定する。

【 0 0 3 2 】

そして、制御対象であるロッド 1 1 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 2 2 で通過している周波数帯において、加速度センサ 2 1 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 1 7 から発生させる。これについてさらに説明すると、図 1 4 は電圧増幅回路 2 3 とアクチュエータ 1 7 とを機能的に表現したものである。加速度センサ 2 1 により検出されるロッド 1 1 のロッド軸方向加速度 $d^2 x_r / d t^2$ は電圧増幅回路 2 3 でのゲイン G が乗算され、さらに逆符号とされるため、電圧増幅回路 2 3 からの出力は、 $- G \cdot d^2 x_r / d t^2$ となる。この出力がアクチュエータ 1 7 に入力されると、アクチュエータ 1 7 のコイル 1 7 b が積分器として働くため、ロッド軸方向加速度 $d^2 x_r / d t^2$ は積分されてロッド 1 1 のロッド軸方向速度 $d x_r / d t$ となる。この結果、アクチュエータ 1 7 の発生する力 F_a は、 $d x_r / d t$ に比例し、加速度の向きとは逆向きの力となる。つまり、制御対象であるロッド 1 1 の減衰を増大する速度フィードバック制御が行われる。

【 0 0 3 3 】

図 3 は、2 重防振の効果が得られる構成の物理モデルに対して、慣性マス 1 5 の質量 m_i を備えるアクチュエータ 1 7 の発生力 F_a からなる本発明の振動低減要素を追加したモデルである。本発明では、ロッド剛体共振 B を抑制することを考えるため、エンジン剛体共振 A は無視する。図示のモデルよりロッド 1 1 についての運動方程式は、

$$(-m_r \omega^2 + c_r i + k_r) x_r = F_e + F_a \quad \dots (1)$$

ただし、 m_r : ロッド 1 1 の質量（両ブッシュの外筒質量を含む）、

x_r : ロッド 1 1 の軸方向変位、

ω : 角周波数、

k_r : 第 2 ブッシュ 1 3 の軸方向の剛性、

c_r : 第 2 ブッシュ 1 3 の軸方向の減衰、

i : 虚数単位、

F_e : 第 1 ブッシュ 1 2 を介したエンジンからの入力、

F_a : アクチュエータ 1 7 の発生力、

10

20

30

40

50

の式により与えることができる。また、ロッド 1 1 から車両側部材 2 への入力 F_t は、

$$F_t = k_r \cdot x_r + c_r i \cdot \dot{x}_r \quad \dots (2)$$

ただし、 x_r : ロッド 1 1 の軸方向変位、

\dot{x}_r : 角周波数、

k_r : 第 2 ブッシュ 1 3 の軸方向の剛性、

c_r : 第 2 ブッシュ 1 3 の軸方向の減衰、

i : 虚数単位、

の式により与えられる。

【0034】

本発明では、アクチュエータ 1 7 の発生力 F_a を、

$$F_a = -G i \cdot \dot{x}_r \quad \dots (3)$$

ただし、 x_r : ロッド 1 1 の軸方向変位、

\dot{x}_r : 角周波数、

i : 虚数単位、

G : ゲイン (速度フィードバックゲイン)、

の式で与える。すなわち、(3)式によりロッド 1 1 の軸方向変位 x_r を一階微分した値であるロッド軸方向速度に比例した力を発生させる。このとき、上記(1)式は、

$$(-m_r \omega^2 + \{c_r + G\} i \omega + k_r) x_r = F_e \quad \dots (4)$$

の式のように変形される。(4)式より、ロッド 1 1 の減衰項を c_r から $c_r + G$ へと増大できることがわかる((4)式の左辺第 2 項参照)。

【0035】

一般的に、第 2 ブッシュ 1 3 のロッド軸方向の減衰 (c_r) そのものを増大させると、図 4 に破線で示したように、ロッド剛体共振 B 付近の周波数での伝達力が小さくなりロッド剛体共振 B そのものは抑制されるものの、ロッド剛体共振 B の共振周波数 f_2 以上の高周波域においては、第 2 ブッシュ 1 3 のロッド軸方向の減衰 (c_r) を増大させる前より却って伝達力が大きくなり、高周波域側での車体側部材 2 への伝達特性が悪化してしまうことが知られている。

【0036】

このメカニズムを、車体側部材 2 への伝達特性に着目して説明すると、2重防振の効果が得られる構成による車体側部材 2 への伝達特性は、上記(1)式(ただし、アクチュエータ発生力 $F_a = 0$)、(2)式より、

$$F_t / F_e = (k_r + c_r i \omega) / (-m_r \omega^2 + c_r i \omega + k_r) \dots (5)$$

の式で表される。ロッド剛体共振 B 付近の周波数では、 $m_r \omega^2$ の絶対値と k_r の絶対値が近づき $-m_r \omega^2$ と k_r が相殺し合うため、(5)式右辺分母の減衰 (c_r) の値で車体側部材 2 への伝達特性が決定される。つまり、ロッド剛体共振 B 付近の周波数で伝達力を小さくしたい場合には、減衰 (c_r) の値を大きくする。その一方で、(5)式右辺の分子にも減衰 (c_r) が含まれることから、ロッド剛体共振 B の共振周波数 f_2 を超える周波数域でも、車体側部材 2 への伝達特性は減衰の値に影響を受ける。このように、(5)式右辺の分子は、第 2 ブッシュ 1 3 のロッド軸方向の剛性 (k_r) と、第 2 ブッシュ 1 3 のロッド軸方向の減衰 (c_r) とで決められており、通常の 2重防振が得られる程度の減衰では、剛性 (k_r) の値が支配的であるが、ロッド剛体共振 B を抑制するほどの減衰を、分母の減衰 (c_r) を大きくして与えると、この分母の減衰 (c_r) に連動して分子の減衰 (c_r) が大きくなる。その結果、図 4 に破線で示したようにロッド剛体共振 B の共振周波数 f_2 を超える周波数域で車体側部材 2 への伝達力が却って大きくなり、高周波域側での車体側部材 2 への伝達特性を悪化させてしまうのである。

【0037】

これに対して本実施形態のように、2重防振の効果が得られる構成とした上で、慣性マス 1 5、アクチュエータ 1 7、加速度センサ 2 1 を追加し、バンドパスフィルタ 2 2 及び電圧増幅回路 2 3 からなる制御手段で速度フィードバック制御を行わせることによって、ロッド 1 1 軸方向の減衰を増大した場合には、上記(2)式、(4)式を用いて、車体側

10

20

30

40

50

部材 2 への伝達特性が、

$$F_t / F_e = (k_r + c_r i) / (-m_r \omega^2 + \{c_r + G\} i + k_r) \quad \dots (6)$$

の式で表されることになる。(6)式では、ロッド剛体共振 B を抑制する(6)式右辺分母の減衰には、制御効果としての減衰の増大($c_r + G$)が現れる一方で、(6)式右辺分子については、第 2 ブッシュ 13 のロッド軸方向の剛性(k_r)と、第 2 ブッシュ 13 のロッド軸方向の減衰(c_r)のみとなる、つまり(6)式右辺分子の減衰(c_r)は変化しないため、(6)式右辺分母の減衰の増大の影響を受けない。このようにして、第 1 ブッシュ 12 を介したエンジン 1 からの入力 F_e にのみ影響するよう、言わば見かけ上の減衰を増大させて、伝達力を低下させる。したがって、(6)式によれば、図 5 に一点鎖線で示したように、ロッド剛体共振 B の抑制と、ロッド剛体共振 B の共振周波数 f_2 を超える高周波数域での防振特性(2重防振)とを両立できる。第 2 ブッシュ 13 のロッド軸方向の減衰(c_r)は、通常の 2 重防振(高周波数域での十分な伝達力の抑制)が得られる程度の減衰とする。

【0038】

また、バンドパスフィルタ 22 で通過された周波数範囲において、ロッド剛体共振 B の減衰が向上できている。このようにゲイン G は、ロッド剛体共振 B の周波数付近の伝達力を十分に低下させる、言い換えるとロッド剛体共振 B による伝達力増大が発生しなくなる程度の値に設定される。ここで、慣性マス 15 の実際の取付点は、図 2 においては C 点、D 点の 2 箇所であるが、図 3 に示したモデルでは、C 点と D 点とを平均した位置である E 点を「慣性マス 15 の取り付け点」として扱っている。

【0039】

図 6 は第 1 ブッシュ 12 にエンジン剛体共振 A が生じているときの第 1 ブッシュ 12 の外筒 12a の変形を拡大して示している。エンジン剛体共振 A の共振周波数 f_1 は、図 4、図 5 にも示したようにゼロに近く十分に高い周波数でないため、図 6 に示す第 1 ブッシュの外筒 12a の大きな変形の影響を受けてロッド 11 の振動と第 1 ブッシュの外筒 12a の振動とが違ったものとなり得る。従って、ロッド 11 の略軸心の延長線上の第 1 ブッシュ 12 の先端に加速度センサ 21 を取り付けたのでは、この第 1 ブッシュ 12 の外筒 12a の大きな変形の影響を受けて制御が発散してしまうことが考えられたため、本実施形態では、第 1 ブッシュの外筒 12a よりも共振時の変形量が小さな第 2 ブッシュの外筒 13a (剛性が相対的に大きい側の外筒)のほうに加速度センサ 21 を配置している。

【0040】

図 7 はエンジン回転速度が 3000 rpm の条件でアクセルペダルを一杯まで踏み込む加速を行ったときの 200 Hz から 1000 Hz までの車内音の合計の騒音レベルを示している。本実施形態によれば、2重防振の効果を得られる構成だけの場合より騒音レベルを低下させることができていることが解る。

【0041】

以上は、主にエンジン 1 から車体側部材 2 に伝達される中周波域から高周波域にかけての振動低減を主に考えたものであった。次には、この中周波域から高周波域にかけての振動低減に加えて、さらにエンジン 1 から車体側部材 2 に伝達される低周波域での振動低減を考える。低周波域でエンジン 1 から車体側部材 2 に伝達される振動を低減させるとは、こもり音を抑制することである。こもり音とは、エンジン回転の基本次数によるエンジン振動に基づく音のことで、4 気筒エンジンの基本次数は回転 2 次、6 気筒エンジンの基本次数は回転 3 次である。こもり音に対しては次の対策を講じる。たとえば直列 4 気筒エンジンでは、エンジン回転速度ごとに図 8 に示したようなマップを用意しておき、そのときのエンジン回転速度からこのマップを検索して振幅の大きさと位相を求め、これらを用いて、

$$F = A \sin(2\omega t + B) \quad \dots (7)$$

ただし、A : 振幅の大きさ、

B : 位相、

10

20

30

40

50

：クランク角、

の式により、そのときのエンジン回転速度に最適な加振力の大きさ F を設定し、上記 (3) 式のアクチュエータ 17 の発生力 F_a にこの (7) 式の加振力 F を加えた値を改めてアクチュエータ 17 の発生力 F_a とする。

【0042】

このように (7) 式の加振力 F をアクチュエータ 17 の発生力 F_a に追加することで、図 9 に示したように、直列 4 気筒エンジンにおいてエンジン回転速度が低い場合に、(7) 式の加振力 F をアクチュエータ 17 の発生力 F_a に追加しない比較形態に比べてこもり音 (車内音) を低減できている。

【0043】

このようにして、本実施形態の振動低減装置によれば、低周波域でのこもり音から、加速時の騒音までを大幅に低減することができることになった。

【0044】

ここで、本実施形態の作用効果を説明する。

【0045】

本実施形態 (請求項 1 に記載の発明) によれば、エンジン 1 (エンジン側) に取り付けられる第 1 ブッシュ 12 (第 1 インシュレータ) と、車体側部材 2 (車体側) に取り付けられる第 2 ブッシュ 13 (第 2 インシュレータ) と、これら一対のブッシュ 12、13 を連結するロッド 11 と、このロッド 11 に支持された慣性マス 15 と、この慣性マス 15 をロッド 11 の軸方向に往復動させるアクチュエータ 17 と、このアクチュエータ 17 を制御する制御手段 (21、22、23) と、を備えた、エンジン 1 から車体に伝達される振動を低減する振動低減装置において、ロッド剛体共振 B の周波数 f_2 をエンジン 1 の曲げ・捩り共振周波数 f_3 より低く設定し、ロッド 11 の軸方向変位 x_r の速度に比例した力 $F_a (= -G_i \cdot \dot{x}_r)$ をアクチュエータ 17 に発生させるので、第 2 ブッシュ 13 (第 2 インシュレータ) の弾性体 13c の減衰特性を維持したままでロッド 11 の減衰を増大することが可能となり、ロッド軸方向のロッド剛体共振 B の抑制と、2重防振とを両立できる。

【0046】

本実施形態 (請求項 2 に記載の発明) によれば、ロッド 11 の軸方向変位の加速度信号 (または速度信号) を、ロッド剛体共振 B の周波数 f_2 を含む所定の周波数範囲の信号を通過させるフィルタ 22 を通過させ、フィルタ 22 通過後の加速度信号 (または速度信号) に基づいてアクチュエータ 17 を制御するので、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ロッド剛体共振周波数 f_2 付近の伝達力の抑制を図ることができる。

【0047】

本実施形態 (請求項 3 に記載の発明) によれば、所定の周波数範囲は、ロッド剛体共振 B の周波数 f_2 より高周波数側にある防振域 (図 5 に示す周波数 f_5 以上の周波数範囲) の周波数を含むので、ロッド剛体共振周波数 f_2 から防振域に至る周波数範囲で伝達力を抑制させることができる。

【0048】

本実施形態 (請求項 4 に記載の発明) によれば、所定の周波数範囲は、ロッド剛体共振 B の周波数 f_2 より低周波数側にある慣性マス 15 の共振周波数を含むので、高い周波数の局所的に変形する共振を制御しないため、制御の安定性を向上できる。

【0049】

本実施形態 (請求項 5 に記載の発明) によれば、慣性マス 15 はロッド 11 に弾性支持され、慣性マス 15 の共振周波数がロッド剛体共振周波数 f_2 の $1/2$ 以下であるので、慣性マス 15 の共振周波数をロッド剛体共振周波数 f_2 から十分に離すことができる。

【0050】

本実施形態 (請求項 6 に記載の発明) によれば、第 1 ブッシュ 12 (第 1 インシュレータ) および第 2 ブッシュ 13 (第 2 インシュレータ) は、ロッド 11 に連結した外筒 12

10

20

30

40

50

a、13aと、外筒12a、13aの内側に設けられた内筒12b、13bと、内筒12b、13bと外筒12a、13aとの間に介装された弾性体12c、13cとからなり、ロッド剛体共振Bの周波数 f_2 がエンジンの曲げ・捻り共振周波数 f_3 より低くなるように、ロッド11と第1ブッシュ12の外筒12aおよび第2ブッシュ13の外筒13aの合計質量と、第2ブッシュ13の弾性体13cの減衰とが、設定されているので、内外筒ブッシュ構造において2重防振に適したロッド剛体共振周波数 f_2 を設定できる。

【0051】

本実施形態（請求項7に記載の発明）によれば、第1ブッシュ12（第1インシュレータ）の外筒12aと第2ブッシュ13（第2インシュレータ）の外筒13aのうち、剛性が相対的に大きい側の外筒13aのロッド11の略軸心位置に取り付けられ、ロッド11の軸方向変位の加速度を検出する加速度センサ21を備え、アクチュエータ17は、ロッド11に固設されるコア17aと、このコア17aに巻装されるコイル17bと、コア17aの外周面に設けられる永久磁石17cとを含む直線運動型のアクチュエータであり、制御手段は、加速度センサ21から出力される加速度信号を増幅し、この増幅した信号をコイル17bに印加する電圧増幅回路23を有するので、剛性が相対的に大きい側の弾性体13cを有する第2ブッシュ13は、制御したい周波数帯域に固有モードを持たないことから、制御の安定性を向上でき、ロッド11の減衰を増やす制御効果を増すことができる。ロッド11の動きに良く追従した加速度信号に基づいてコイル電圧印加を行なえる。

10

【0052】

本実施形態（請求項11に記載の発明）によれば、エンジン1はペンデュラム方式でマウントされているので、主に入力が入る伝達経路で制御がきるため、大きな振動・騒音低減効果を得ることができる。

20

【0053】

図10は第2実施形態のトルクロッドアセンブリ6で、このうち図10(a)はトルクロッドアセンブリ6の斜視図を、図10(b)は図10(a)の一部断面図を示している。

【0054】

ただし、図10(a)、図10(b)において、右側に示される第1ブッシュ12は外筒12aのみを示し、内筒12b、インシュレータ12cを省略して示していない。同様にして左側に示される第2ブッシュ13としては外筒13aのみを示し、内筒13b、インシュレータ13cを省略して示していない。また、アクチュエータ17についても角柱状のコア17aのみを示し、コイル17b、永久磁石17cを省略して示していない。

30

【0055】

図2に示した第1実施形態では、角筒型のコア17aは組立前には複数の部材に分割されており、全体として角筒状となるように接着剤によって棒状のロッド11に固設したが、接着剤の熱劣化によってコア17aがロッド11から剥がれ落ちてしまうことが考えられる。そこで、第2実施形態は、接着剤によらないでコア17aをロッド11に固設するものである。

【0056】

図10(a)、図10(b)はトルクロッドアセンブリ6の組立後の状態を示しており、組立前には、第1ブッシュ12、第2ブッシュ13はロッド11とは別部材として構成されている。ロッド11は、大径部31と小径部32とから構成され、ロッド小径部32の外周には、ロッド小径部32の端部（図で左側）よりロッド大径部31に向けて所定長さの雄ねじ34が設けられている。

40

【0057】

一方、コア17aは積層鋼板を用い全体として角柱状に形成されると共にコア17aの軸心位置（重心位置）に、ロッド小径部32の外径とロッド大径部31の外径との間の径を有する貫通孔35が穿設されている。

【0058】

このため、ロッド小径部32をこの貫通孔35に挿通させ、コア17aをロッド小径部

50

3 2とロッド大径部3 1の段差3 3に押しつけた後に、雄ねじ3 4と噛み合うナット3 6で締め付けることでコア1 7 aをロッド1 1に固定する。このようにして、ナット3 6の弾性力でコア1 7 aをロッド1 1に固定した後で、第2ブッシュ1 3の外筒1 3 aとロッド小径部3 2の端部とを、第1ブッシュ1 2の外筒1 2 aとロッド大径部3 1の端部とをそれぞれ溶接により固定する。

【0059】

このように第2実施形態（請求項10に記載の発明）によれば、ロッド1 1を、大径部3 1と、外周に雄ねじ3 4を有する小径部3 2とから構成する一方で、コア1 7 aを角柱状に形成すると共にこの角柱状のコア1 7 aに大径部3 1の径と小径部3 2の径との間の径を有する孔3 5を貫通しておき、小径部3 2をこの貫通孔3 5に挿通させ、コア1 7 aを小径部3 2と大径部3 1の段差3 3に押しつけた後に、雄ねじ3 4と噛み合うナット3 6で締め付けることでコア1 7 aをロッド1 1に固定し、その後で第2ブッシュ1 3の外筒1 3 aと小径部3 2の端部とを、また第1ブッシュ1 2の外筒1 2 aと大径部3 1の端部とをそれぞれ溶接により固定するので、
コア1 7 aをロッド軸方向に直交する方向に長くしても、ロッド1 1から外れることがなく、かつ接着剤でコア1 7 aをロッド1 1に固設する場合よりも高い耐熱性を得ることができる。

10

【0060】

図1 1は第3実施形態のトルクロッドアセンブリ6の概略平面図である。第1実施形態の図2と同一部分には同一番号を付している。

20

【0061】

第3実施形態では、図2に示す加速度センサ2 1、バンドパスフィルタ2 2、電圧増幅回路2 3に代えて、主にマイクロコンピュータ、メモリからなるコントローラ4 1を有するものである。2重防振の効果が得られる構成とした上で慣性マス1 5とアクチュエータ1 7とを追加した構成は第1実施形態と同様である。

【0062】

第3実施形態では、振動低減装置を、図1 2に示したように慣性マス1 5の取り付け点に強制変位を受ける1自由度振動系としてモデル化している。この1自由度振動系のモデルにおいて、慣性マス1 5とロッド1 1との各運動方程式は、

$$m_i d^2 x / dt^2 + c_i dx / dt + k_i x = u + w \quad \dots (8)$$

30

$$c_i dx_0 / dt + k_i x_0 = w \quad \dots (9)$$

ただし、 m_i : 慣性マス1 5の質量、
 c_i : 慣性マス1 5の支持部材(1 6)のロッド軸方向の減衰、
 k_i : 慣性マス1 5の支持部材(1 6)のロッド軸方向の剛性、
 x : 慣性マス1 5のロッド軸方向変位、
 dx / dt : 慣性マス1 5のロッド軸方向速度、
 $d^2 x / dt^2$: 慣性マス1 5のロッド軸方向加速度、
 x_0 : ロッド1 1の軸方向変位、
 dx_0 / dt : ロッド1 1の軸方向速度、
 u : アクチュエータ1 7の制御力、
 w : 外乱、

40

の式で表すことができる。ここで、慣性マス1 5の取り付け点とは、図1 1に示したようにE点のことである。

【0063】

さて、上記(8)式、(9)式を、慣性マス1 5のロッド軸方向加速度 $d^2 x / dt^2$ を出力として状態空間表現に変換すると、

【0064】

【数 1】

$$\left. \begin{aligned} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \dot{x} \\ \dot{x}_0 \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} -c_i/m_i & -k_i/m_i & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_i/c_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ x \\ x_0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1/m_i \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} u + \begin{bmatrix} 1/m_i \\ 0 \\ 1/c_i \end{bmatrix} w \\ \begin{bmatrix} \dot{x} \\ x \\ x_0 \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} -c_i/m_i & -k_i/m_i & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ x \\ x_0 \end{bmatrix} + [1/m_i]u + [1/m_i]w \end{aligned} \right\} \dots (10)$$

のように表すことができる。

10

【0065】

(10)式に基づけば、慣性マス15のロッド軸方向加速度 d^2x/dt^2 とアクチュエータ17の制御力 u より、慣性マス15のロッド軸方向速度 dx/dt 、慣性マス15のロッド軸方向変位 x 、慣性マス15の取り付け点のロッド軸方向変位 x_0 の3つを推定するオブザーバを作ることができ、さらに、推定された慣性マス15の取り付け点のロッド軸方向変位 x_0 を一階微分することにより慣性マス15の取り付け点のロッド軸方向速度 dx_0/dt を推定することができる。このようにして、慣性マス15ならびにロッド11のロッド軸方向変位の状態量がオブザーバによって推定される。

【0066】

第3実施形態では、慣性マス15のロッド軸方向加速度 d^2x/dt^2 を検出し、かつ

20

$$u_v = -G_1 dx_0/dt \quad \dots (11)$$

の式により、つまり慣性マス15の取り付け点のロッド軸方向速度 dx_0/dt にゲイン G_1 を乗じ、逆符号とした力 u_v を制御対象であるロッド11に入力する。このとき、演算に用いるロッド軸方向速度として、第1実施形態と同様のフィルタを通過させた後のロッド軸方向速度を用いても良い。すなわち、慣性マス15のロッド軸方向の共振周波数を含み、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までの信号を通過するフィルタを通過したロッド軸方向速度 dx_0/dt を用いることができる。これにより、余分な周波数での制御を行なわないようにして、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。

30

【0067】

ここで、制御対象であるロッド11に入力される力 u_v に対して、アクチュエータ17の制御力 u は、

$$u = c_i (dx/dt - dx_0/dt) + k_i (x - x_0) - u_v \quad \dots (12)$$

の式で表される。

【0068】

慣性マス15のロッド軸方向加速度 d^2x/dt^2 は、アクチュエータ17の逆起電力から検出される。従って、図13のように、コントローラ41を、オブザーバ42と、2つの積分器43、44と、減算器45とから制御系を構成する。すなわち、オブザーバ42により推定した慣性マス15の取り付け点のロッド軸方向速度 dx_0/dt から積分器44で上記(11)式によりロッド11に入力する力 u_v を決定する。また、オブザーバ42により推定した慣性マス15のロッド軸方向速度 dx/dt 、慣性マス15の取り付け点におけるロッド11の軸方向速度 dx_0/dt 、慣性マス15のロッド軸方向変位 x 、慣性マス15の取り付け点におけるロッド11の軸方向変位 x_0 の4つを要素とする列ベクトルと、 c_i 、 $-c_i$ 、 k_i 、 $-k_i$ の4つを要素とする行ベクトルとを積分器43で乗算してスカラーとする。そして、減算器45でこの求めたスカラーから上記のロッド入力 u_v を差し引くことで、つまり上記(12)式により制御力 u を決定し、この制御力 u に応じた電流をコイル17bに印加することにより、制御力 u をアクチュエータ17から発生させる。

40

【0069】

50

第3実施形態は、図2に示される第1実施形態と比較して、加速度センサ21を設けていない。また、第3実施形態は、オブザーバ42を用い、ロッド軸方向速度 dx_0/dt にゲイン G_1 を乗じ、逆符号とした力 u_v を制御対象であるロッド11に入力しているため、第1実施形態のような形態で速度フィードバックを行うものでない。このように、第3実施形態の制御手段の構成は図13に示した通りであり、バンドパスフィルタ22及び電圧増幅回路23からなる第1実施形態の制御手段の構成と異なるのであるが、コントローラ41が慣性マス15のロッド軸方向加速度 d^2x/dt^2 に基づいて制御力 u を決定し、アクチュエータ17を駆動することによりこの制御力 u を発生させるので、第1実施形態の図5に一点鎖線で示した第1実施形態（本発明）の効果と等しい効果が得られ、その結果、図7に示した第1実施形態の効果と等しい加速時の騒音低減効果が得られる。なお、

10

【0070】

第3実施形態（請求項8に記載の発明）によれば、制御手段は、慣性マス15のロッド軸方向加速度 d^2x/dt^2 とアクチュエータ17の制御力 u とに基づいて、少なくともロッドのロッド軸方向変位の速度 dx_0/dt を含む、慣性マス15ならびにロッド11のロッド軸方向変位の状態量を推定するオブザーバ42と、オブザーバ42から出力される前記速度信号（ dx_0/dt ）にゲイン G_1 を乗じ、逆符号とした力をロッド入力 u_v として生成するロッド入力生成手段（44）と、を有するとともに、オブザーバ42により推定される慣性マス15ならびにロッド11のロッド軸方向変位の状態量と、慣性マス15

20

【0071】

第3実施形態（請求項9に記載の発明）によれば、慣性マス15のロッド軸方向加速度 d^2x/dt^2 をアクチュエータ17の逆起電力から検出するので、加速度センサ21を取り付ける必要がなく、コストを低減できる。

30

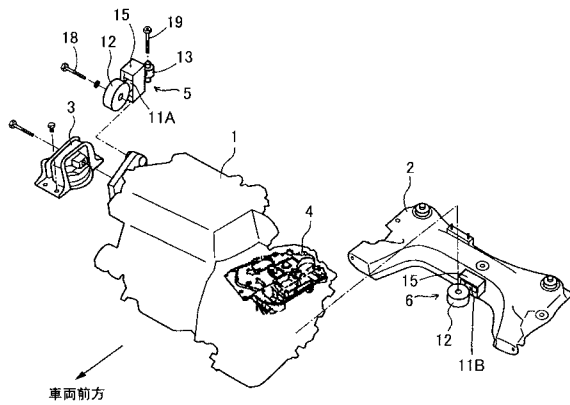
【符号の説明】

【0072】

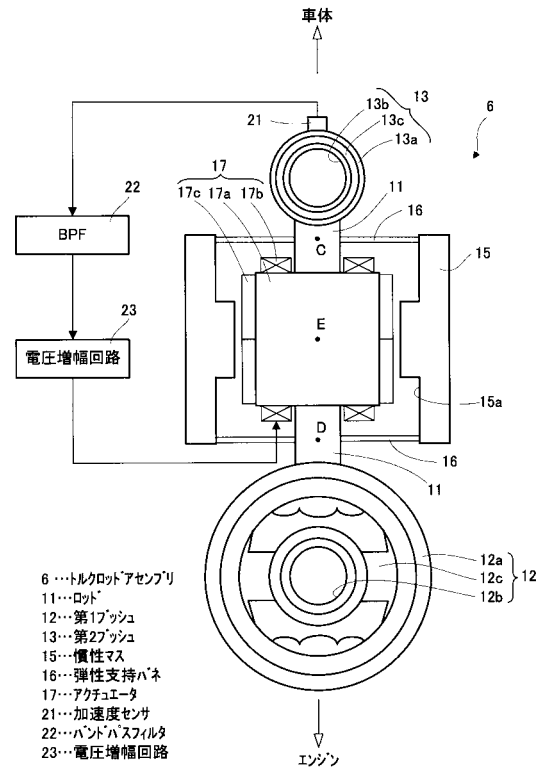
- 5、6 トルクロッドアセンブリ
- 11 ロッド
- 12 第1ブッシュ（第1インシュレータ）
- 13 第2ブッシュ（第2インシュレータ）
- 15 慣性マス
- 17 アクチュエータ
- 21 加速度センサ（振動加速度検出手段）
- 22 バンドパスフィルタ
- 23 電圧増幅回路
- 41 コントローラ
- 42 オブザーバ
- 44 積分器（ロッド入力生成手段）

40

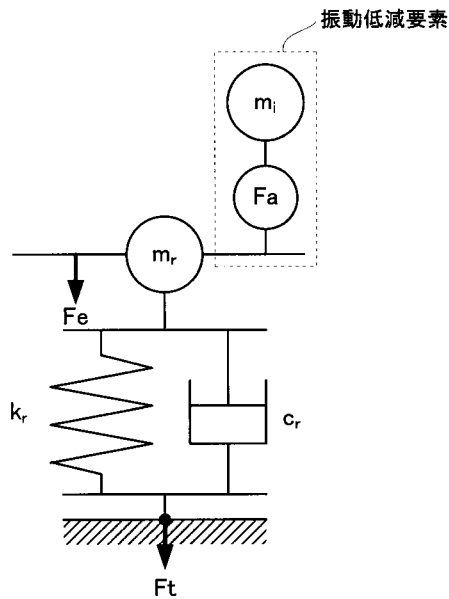
【図1】



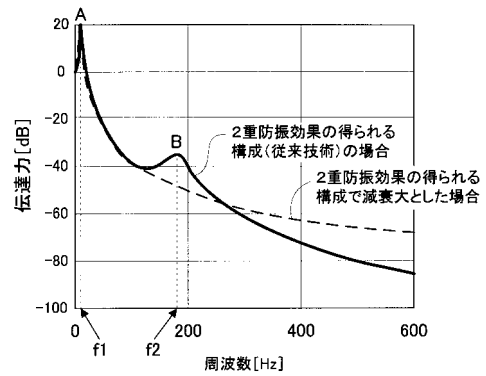
【図2】



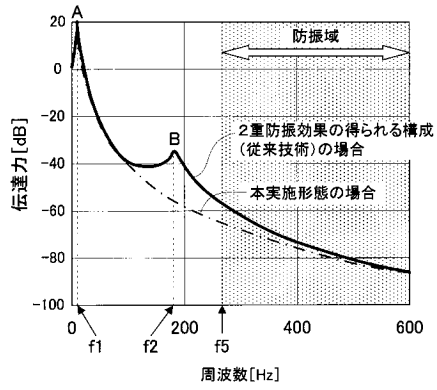
【図3】



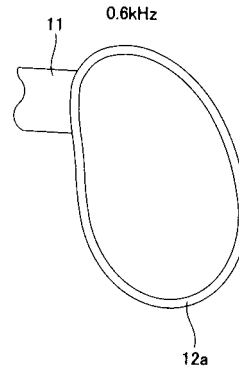
【図4】



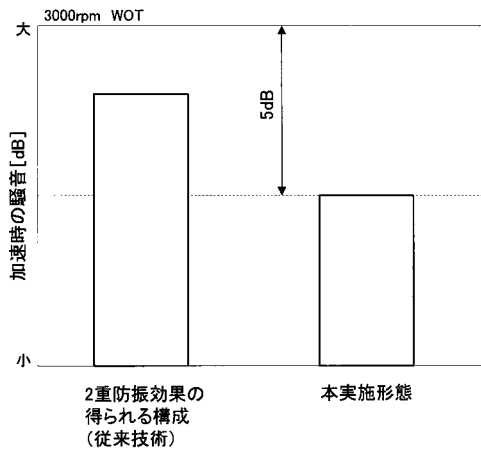
【 図 5 】



【 図 6 】



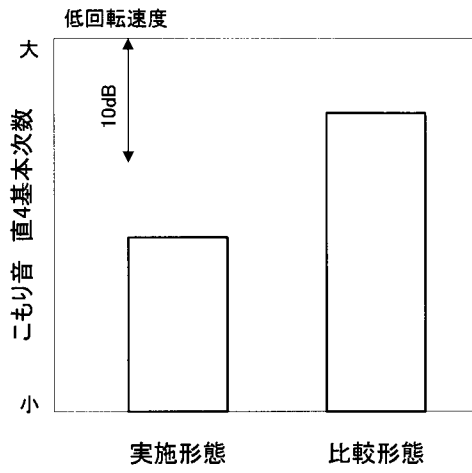
【 図 7 】



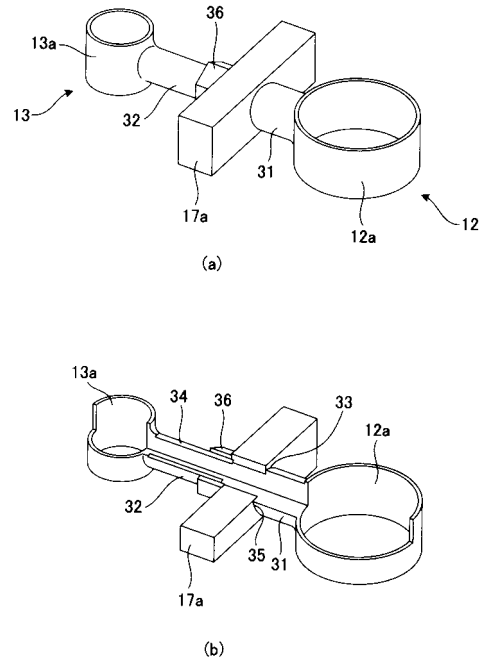
【 図 8 】

⋮	⋮
5000rpm	振幅 60N 位相 10deg.
5500rpm	振幅 64N 位相 13deg.
⋮	⋮

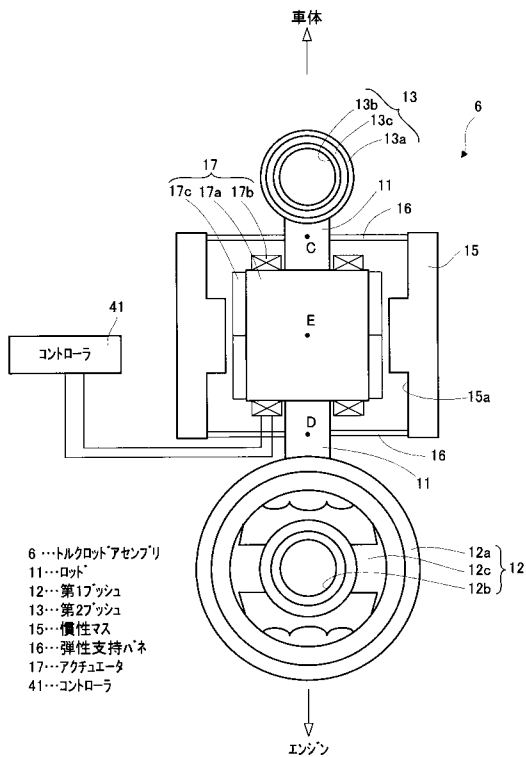
【図9】



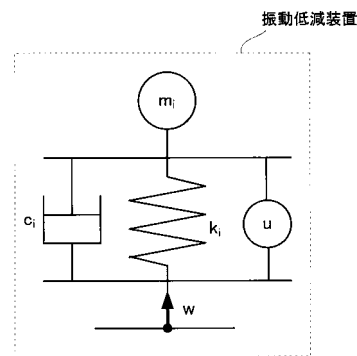
【図10】



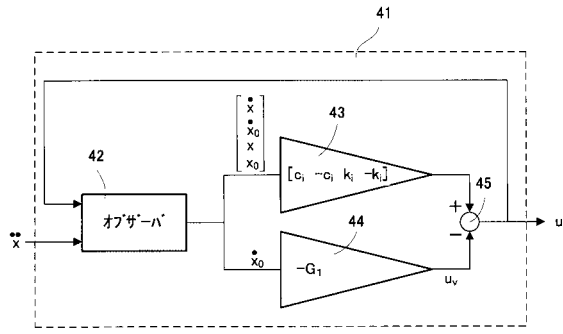
【図11】



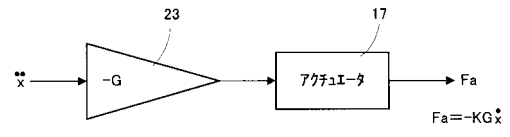
【図12】



【図13】



【図14】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I
B 6 0 K 5/12 Z

(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

審査官 内田 博之

(56)参考文献 特開2009-243548 (J P , A)
特開2009-236225 (J P , A)
特開平11-166584 (J P , A)
国際公開第02/042662 (W O , A 1)
国際公開第02/42660 (W O , A 1)
実開昭63-124502 (J P , U)

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B名)
F 1 6 F 1 5 / 0 2
B 6 0 K 5 / 1 2
F 1 6 F 1 5 / 0 3
F 1 6 F 1 5 / 0 4
F 1 6 F 1 5 / 0 8