(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号
特許第3944321号
(P3944321)
(45)発行日　平成19年7月11日(2007.7.11)　(24)登録日　平成19年4月13日(2007.4.13)

(51)Int.Cl.		F I		
F16F 15/02	(2006.01)	F16F	15/02	C
B23Q 11/00	(2006.01)	B23Q	11/00	A

請求項の数 14　(全 20 頁)

(21)出願番号　特願平10-268760
(22)出願日　平成10年9月22日(1998.9.22)
(65)公開番号　特開2000-97281(P2000-97281A)
(43)公開日　平成12年4月4日(2000.4.4)
審査請求日　平成14年12月11日(2002.12.11)

(73)特許権者　000003458
東芝機械株式会社
東京都中央区銀座４丁目２番１１号
(74)代理人　100094053
弁理士　佐藤　隆久
(72)発明者　藤井　重治
静岡県沼津市大岡２０６８－３　東芝機械株式会社沼津事業所内
(72)発明者　長島　一男
静岡県沼津市大岡２０６８－３　東芝機械株式会社沼津事業所内
(72)発明者　久永　義弘
静岡県沼津市大岡２０６８－３　東芝機械株式会社沼津事業所内

最終頁に続く

(54)【発明の名称】動吸振装置および工作機械

(57)【特許請求の範囲】

【請求項１】

振動体に連結固定され、所定の質量を有し、前記振動体の振動によって共振するように固有振動数が設定された付加質量体と、

前記付加質量体に所定の範囲で移動可能に保持され、前記振動体の振動によって当該付加質量体と衝突を繰り返す可動質量体と

を有する動吸振装置。

【請求項２】

前記付加質量体は、一端に前記振動体への取付部が形成され、他端に係合保持部が形成された軸部材からなり、

前記可動質量体は、前記軸部材が挿入される挿入孔を有し、一端面が前記係合保持部に保持され、前記挿入孔の内周に前記軸部材に当接可能で前記軸部材に対して所定の隙間をもつように形成された当接面を有する可動部材からなる

請求項１に記載の動吸振装置。

【請求項３】

前記所定の隙間は、前記振動体の振動振幅の大きさに基づいて設定されている

請求項２に記載の動吸振装置。

【請求項４】

前記所定の隙間は、前記振動体の振動振幅の大きさに近い値に設定されている

請求項３に記載の動吸振装置。

【請求項５】
前記可動部材は、前記軸部材の軸方向に重ねて複数装着され、
前記各可動部材は、互いの端面が当接している
請求項２～４のいずれかに記載の動吸振装置。
【請求項６】
前記軸部材と前記各可動部材の当接面との間の所定の隙間は、それぞれ異なる値に設定されている
請求項５に記載の動吸振装置。
【請求項７】
前記各可動部材の所定の隙間は、前記係合保持部に当接する可動部材から順に狭小化されている
請求項６に記載の動吸振装置。
【請求項８】
前記可動部材の当接面の軸方向の長さは、当該可動部材の挿入孔の軸方向の長さよりも短く形成されている
請求項２～７のいずれかに記載の動吸振装置。
【請求項９】
前記振動体は、複数の振動モードを有し、
前記各振動モードの振動によってそれぞれ共振する複数の前記軸部材と、
当該各軸部材に挿入保持される複数の可動部材とからなる
請求項２～８のいずれかに記載の動吸振装置。
【請求項１０】
前記係合保持部の質量は、前記軸部材の固有振動数を所定の値にするように調整されている
請求項２～９のいずれかに記載の動吸振装置
【請求項１１】
前記係合保持部は、前記軸部材に対して着脱自在に設けられている
請求項２～１０のいずれかに記載の動吸振装置。
【請求項１２】
被加工物を加工することにより振動が発生する振動体と、前記振動体に装着された動吸振装置とを有する工作機械であって、
前記動吸振装置は、
振動体に連結固定され、所定の質量を有し、前記振動体の振動によって共振するように固有振動数が設定された付加質量体と、
前記付加質量体に所定の範囲で移動可能に保持され、前記振動体の振動によって当該付加質量体と衝突を繰り返す可動質量体とを有する
工作機械。
【請求項１３】
前記付加質量体は、一端に前記振動体への取付部が形成され、他端に係合保持部が形成された軸部材からなり、
前記可動質量体は、前記軸部材が挿入される挿入孔を有し、一端面が前記係合保持部に保持され、前記挿入孔の内周に前記軸部材に当接可能で前記軸部材に対して所定の隙間をもつように形成された当接面を有する可動部材からなる
請求項１２に記載の工作機械。
【請求項１４】
被加工物を加工することにより振動が発生する振動体と、前記振動体に装着された動吸振装置とを有する工作機械であって、
前記動吸振装置は、
一端が振動体へ取り付けられ、他端に係合保持部が形成され、所定の質量を有する軸部材と、

前記軸部材が挿入される挿入孔を有し、一端面が前記係合保持部に保持され、前記挿入孔の内周に前記軸部材に当接可能で前記軸部材に対して所定の隙間をもつように形成された当接面を有する可動部材とを有し、

前記可動部材の当接面が前記振動体の振動によって前記軸部材と衝突を繰り返すことにより前記振動体の振動を吸収する

工作機械。

【発明の詳細な説明】

【０００１】

【発明の属する技術分野】

本発明は、たとえば、工作機械等の振動する構造要素の振動エネルギの吸収のために使用される動吸振装置に関する。

【０００２】

【従来の技術】

図１９は従来における動吸振装置のモデルである。

図１９において、バネＫによって支持された質量Ｍの振動体２１０は、外力が作用することにより共振するため、この振動体２１０の振動エネルギを吸収するために、振動体２１０に動吸振装置２０１を取り付ける。

動吸振装置２０１は、質量ｍの質量体２０２と、振動体２１０と質量体２０２との間に、バネ２０３およびダンパ２０４を有している。

動吸振装置２０１の質量体２０２の質量ｍおよびバネ２０３の弾性係数は、動吸振装置２０１の固有周波数が振動体２１０の共振周波数に略等しくなるように設定される。

振動体２１０が共振すると、動吸振装置２０１の質量体２０２が共振し、この質量体２０２の振動エネルギをダンパ２１０が吸収することにより、振動体２１０の共振が抑制される。

【０００３】

【発明が解決しようとする課題】

従来において、ダンパ２０４を構成するには、たとえば、油などの粘性流体や、ゴムなどの粘弾性体を使用するため、経時変化が発生しやすく、また、油などの粘性流体を収容する必要があるため構造が複雑となり、油などの粘性流体や、ゴムなどの粘弾性体は温度に応じて粘性が変化するため、減衰特性の調整が難しいという不利益が存在した。

また、上記構成の動吸振装置２０１からバネ２０３を欠く構成の動吸振装置はいわゆるランチェスタダンパとして知られているが吸振特性が劣る。

【０００４】

本発明は、上述の問題に鑑みて成されたものであって、構造が簡単で、メンテナンスの必要がなく、振動対象物への装着が容易であり、経年変化がなく、振動の減衰性能に優れる動吸振装置を提供することを目的とする。

【０００５】

【課題を解決するための手段】

本発明の第１の観点の動吸振装置は、振動体に連結固定され、所定の質量を有し、前記振動体の振動によって共振するように固有振動数が設定された付加質量体と、前記付加質量体に所定の範囲で移動可能に保持され、前記振動体の振動によって当該付加質量体と衝突を繰り返す可動質量体とを有する。

【０００６】

本発明では、振動体に連結固定された付加質量体に保持された可動質量体は、振動体の振動によって付加質量体に対して相対移動し、付加質量体に衝突を繰り返す。

この付加質量体と可動質量体との衝突によって、振動体の振動エネルギが失われ、振動体の振動振幅が減衰する。

また、本発明では、振動体の振動周波数によらず、付加質量体と可動質量体とが衝突すれば振動体の振動エネルギを吸収することができるため、幅広い帯域の振動体の振動に対応することができる。

【０００７】
前記付加質量体は、一端に振動体への取付部が形成され、他端に係合保持部が形成された軸部材からなり、前記可動質量体は、前記軸部材が挿入される挿入孔を有し、一端面が前記係合保持部に保持され、前記挿入孔の内周に軸部材に当接可能で前記軸部材に対して所定の隙間をもつように形成された当接面を有する可動部材からなる。
【０００８】
前記所定の隙間は、前記振動体の振動振幅の大きさに基づいて設定されている。
【０００９】
前記所定の隙間は、前記振動体の振動振幅の大きさに近い値に設定されている。
【００１１】
前記可動部材は、前記軸部材の軸方向に重ねて複数装着され、前記各可動部材は、互いの端面が当接している。
【００１２】
前記軸部材と前記各可動部材の当接面との間の所定の隙間は、それぞれ異なる値に設定されている。
【００１３】
前記各可動部材の所定の隙間は、前記係合保持部に当接する可動部材から順に狭小化されている。
【００１４】
前記可動部材の当接面の軸方向の長さは、当該可動部材の挿入孔の軸方向の長さよりも短く形成されている。
前記振動体は、複数の振動モードを有し、前記各振動モードの振動によってそれぞれ共振する複数の前記軸部材と、当該各軸部材に挿入保持される複数の可動部材とからなる。
【００１５】
前記係合保持部の質量は、前記軸部材の固有振動数を所定の値にするように調整されている。
前記係合保持部は、前記軸部材に対して着脱自在に設けられている。
【００１６】
本発明の第２の観点の工作機械は、被加工物を加工することにより振動が発生する振動体と、前記振動体に装着された動吸振装置とを有する工作機械であって、前記動吸振装置は、振動体に連結固定され、所定の質量を有し、前記振動体の振動によって共振するように固有振動数が設定された付加質量体と、前記付加質量体に所定の範囲で移動可能に保持され、前記振動体の振動によって当該付加質量体と衝突を繰り返す可動質量体とを有する。
【００１７】
本発明の第３の観点の工作機械は、被加工物を加工することにより振動が発生する振動体と、前記振動体に装着された動吸振装置とを有する工作機械であって、前記動吸振装置は、一端が振動体へ取り付けられ、他端に係合保持部が形成され、所定の質量を有する軸部材と、前記軸部材が挿入される挿入孔を有し、一端面が前記係合保持部に保持され、前記挿入孔の内周に前記軸部材に当接可能で前記軸部材に対して所定の隙間をもつように形成された当接面を有する可動部材とを有し、前記可動部材の当接面が前記振動体の振動によって前記軸部材と衝突を繰り返すことにより前記振動体の振動を吸収する。
【００１８】
【発明の実施の形態】
以下、本発明の実施の形態について図面を参照して説明する。
第１の実施形態
図１は、本発明の第１の実施形態に係る動吸振装置の断面図である。
図１において、本実施形態に係る動吸振装置１は、軸部材２と、可動部材６と、ナット７と、固定部材１１とを有する。
固定部材１１は、ボルト６１によって振動体Ｏの一部に固定されている。固定部材１１に

は、軸部材２を装着するための平板状の装着部１１ｂが振動体Ｏの振動方向である矢印Ａ１およびＡ２の方向に沿って形成されており、この装着部１１ｂにはネジ部１１ａが形成されている。
軸部材２は、可動部材６が挿入される軸部３と、振動体Ｏに取り付けられた固定部材１１に固定される軸部材２の一端側に一体に形成された取付部４と、軸部材２に一体に形成され、係合面５ａによって可動部材６を係合保持する係合部５とからなる。
軸部材２の取付部４は、ネジ部４ａが形成されており、このネジ部４ａが固定部材１１の装着部１１ｂに形成されたネジ部１１ａに螺合する。
ナット７は、固定部材１１へ螺合固定された軸部材２の取付部４が振動等により緩まないように緩み防止のために設けられている。
軸部材２の係合部５は、軸部材２に挿入された可動部材６を係合面５ａで係合保持するとともに、所定の質量を軸部材２の先端に付与している。
【００１９】
可動部材６は、所定の質量の円筒状の部材から形成されており、内周に軸部材２の軸部３を挿入するための挿入孔６ａが形成されている。
可動部材６の挿入孔６ａの内径Ｄは、軸部材２の軸部３の外径ｄよりも大きく形成されており、可動部材６を軸部材２の軸部３に同心に挿入したときに可動部材６の挿入孔６ａと軸部材２の軸部３とで形成されるギャップδが所定の値になるように設定されている。
【００２０】
図２は、図１に示した動吸振装置１および動吸振装置１が適用される振動対象物をモデル化した図である。
図２に示すように、振動体Ｏを質量m_0の質量体Ms_0がバネK_0を介して基準位置Ｂに移動自在に連結されているものとしてモデル化する。
また、軸部材２を質量m_1の付加質量体Ms_1がバネK_1を介して上記の質量体Ms_0に移動自在に連結されているものとする。上記構成の動吸振装置１では、軸部材２の取付部４の外径ｄ１は軸部３の外径ｄよりも小さくなっており、軸部材２の取付部４の剛性が他の部分よりも低くなっており、この部分をバネK_1とすることができる。
さらに、可動部材６を質量m_2の可動質量体Ms_2とし、上記の付加質量体Ms_1の保持凹部Ｆの衝突面ＦａおよびＦｂとの間にギャップδをもって移動自在に保持されているものとしてモデル化する。
また、可動質量体Ms_2と付加質量体Ms_1との衝突の際の反発係数をｅとする。
【００２１】
図３は、図２に示したモデルに基づいて、動吸振装置１による制振シミュレーションの結果を示す図であり、（ａ）は各質量体の加速度α０，α１，α２および速度Ｖ０，Ｖ１，Ｖ２を示しており、（ｂ）は各質量体の各基準位置からの変位量ｐ０，ｐ１，ｐ２を示している。
シミュレーションの条件は、バネK_0の剛性を１．２〔ＭＮ／ｍ〕、バネＫの剛性を１．８〔ＭＮ／ｍ〕、質量体Ms_0の質量m_0を３ｋｇ、可動質量体Ms_2の質量m_2を１．５ｋｇ、付加質量体Ms_1の質量m_1を１．５ｋｇ、ギャップδを０．８ｍｍ、反発係数ｅを０．６とし、質量体Ms_0、付加質量体Ms_1および可動質量体Ms_2に同時に矢印Ｘ方向に０．８〔ｍ／ｓ〕の初速を与えた。
【００２２】
図３（ａ）に示すように、質量体Ms_0、付加質量体Ms_1および可動質量体Ms_2の速度V_0、V_1、V_2の初速を０．８〔ｍ／ｓ〕とすると、図３（ｂ）に示すように、質量体Ms_0、付加質量体Ms_1および可動質量体Ms_2の変位量p_1、p_2およびp_3は、それぞれ直線的に増加していくが、質量体Ms_0および付加質量体Ms_1の変位量p_1、p_2はバネK_0およびバネK_1の作用によって質量体Ms_0および付加質量体Ms_1にバネの引張力が作用するため、変位量p_1、p_2の増加が鈍化する。
一方、可動質量体Ms_2は、付加質量体Ms_1に移動自在に保持されているため、可動質量体Ms_2の変位量p_2と付加質量体Ms_1の変位量p_1との差は広がり、約２ｍｓ経過

後のX_1の地点で、変位量p_2と変位量p_1との差がギャップδの大きさに達すると、可動質量体Ms_2は付加質量体Ms_1の衝突面Ｆａに衝突する。

【００２３】

可動質量体Ms_2と付加質量体Ms_1との衝突により、振動エネルギの一部が失われ、図３（ｂ）に示すように、可動質量体Ms_2は付加質量体Ms_1に対して変位方向が逆となる。このとき、可動質量体Ms_2の速度V_2は、図３（ａ）に示すように、階段状に変化し、付加質量体Ms_1の速度V_1も急激に変化する。

【００２４】

続いて、図３（ｂ）の地点X_2で、可動質量体Ms_2は付加質量体Ms_1の衝突面Ｆｂに衝突し、同様に、地点X_3、X_4、X_5で可動質量体Ms_2は付加質量体Ms_1に衝突を繰り返す。

約１０ｍｓの質量体Ms_1の振動の周期の間に、可動質量体Ms_2は付加質量体Ms_1に４回衝突し、２周期の間に計５回の衝突を繰り返している。この衝突毎に振動エネルギが吸収されるため、質量体Ms_0の速度V_0、加速度α_0および変位量p_0は減衰していく。

【００２５】

上記のモデルでは、質量体Ms_0およびバネK_0のみでは、質量体Ms_0は単振動を繰り返し、質量体Ms_0の振動振幅は減衰しないが、可動質量体Ms_2と付加質量体Ms_1との衝突によって、質量体Ms_0の振動振幅は速やかに減衰する。

また、付加質量体Ms_1は、バネＫによって質量体Ms_0に連結しているため共振し、この付加質量体Ms_1の共振によって、付加質量体Ms_1と可動質量体Ms_2とは衝突しやすくなっている。

【００２６】

以上のように、上記構成の動吸振装置１をモデル化したシミュレーション結果より、質量体Ms_0およびバネK_0でモデル化された振動体Ｏの振動は、付加質量体Ms_1およびバネＫでモデル化された軸部材２と可動質量体Ms_2によってモデル化された可動部材６との衝突によって、速やかに吸収されることがわかる。

【００２７】

本発明の第１の特徴は、軸部材２と可動部材６とを衝突させて、この衝突による振動エネルギの消失によって振動体Ｏの振動を吸収する点にある。

したがって、軸部材２と可動部材６との単位時間当たりの衝突回数が多いほど、吸振効果が高くなる。

このため、上記構成の動吸振装置１の軸部材２が振動体Ｏの振動によって共振するように、軸部３または取付部４の寸法や係合部５の質量を調整することにより、軸部材２の振動振幅が共振によって増幅され、軸部材２と可動部材６との単位時間当たりの衝突回数が増加し、動吸振装置１の吸振性能を向上させることができる。

さらに、本発明の第２の特徴は、振動体Ｏの振動周波数にかかわらず、軸部材２と可動部材６とが衝突すれば、振動体Ｏの振動を吸振できる点にある。

すなわち、振動体Ｏの振動が一定でなく経時変化したり、また、一次の固有振動モードのみならず、高次の固有振動モードを有する場合等に、常に振動を吸振できる。

【００２８】

図４は、上記構成の動吸振装置１が適用される振動体を有する工作機械の一例を示す図であって、たとえば、タービンロータを加工するのに用いられる旋盤装置である。

図４に示す旋盤装置は、主軸台部５１と、心押台部５２と、刃物台部５３と、操作部５４とから構成されている。

主軸台部５１は、被加工物３０１の一端をチャッキングし、内蔵された主軸によって被加工物３０１を回転させる。心押台部５２は、被加工物３０１の他端の回転中心を保持する。

刃物台部５３は、被加工物３０１を切削するバイトを具備しており、主軸台部５１および心押台部５２によって保持された被加工物３０１に対して、被加工物３０１の回転軸に直

交する方向および被加工物３０１の回転軸に沿った方向に刃物を移動させることができる。
操作部５４は、被加工物３０１を加工するプログラムを入力したり、主軸の回転速度を設定したり、加工のための各種の設定を行うためのものである。
【００２９】
図５は、図４に示した旋盤装置によってタービンロータを加工する様子を示す図である。
図５において、被加工物であるタービンロータ３０１の各フランジ部３０１ａの間の深溝部３０１ｂを切削加工するために、各フランジ部３０１ａの間にバイト５３ｃを挿入して切削加工している。
通常、バイト５３ｃは刃物台部５３に設けられた刃物台５３ａに直接取り付けられるが、タービンロータ３０１の各フランジ部３０１ａの間の深溝部３０１ｂを切削加工する場合には、刃物台５３ａの長さが不足し、軸方向の幅も広すぎるため、図５に示すように、刃物台５３ａとバイト５３ｃとの間にラメラと呼ばれる薄板状の刃物板５３ｂを設けてタービンロータ３０１の各フランジ部３０１ａの間の深溝部３０１ｂを切削加工している。
さらに、タービンロータ３０１の各フランジ部３０１ａの間の深溝部３０１ｂを切削加工する際には、深溝部３０１ｂの突き切り加工だけでなく、所定の曲率のＲ面加工を行う必要があるため、刃物板５３ｂの厚さは十分に薄くする必要がある。
【００３０】
図６は、上記の刃物台５３ａ、バイト５３ｃおよび刃物板５３ｂの拡大図である。
図６に示すように、刃物板５３ｂの一端は刃物台５３ａに片持ちばりとして固着保持されており、刃物板５３ｂの先端にはバイト５３ｃが固着されている。
上記構成によって、タービンロータ３０１の各フランジ部３０１ａの間の深溝部３０１ｂを切削加工を行うと、刃物板５３ｂの厚さ方向、すなわち、Ｚ軸方向の剛性が不足するため、加工中に刃物板５３ｂがＺ軸方向に共振するびびり振動が発生する。この振動の周波数は、刃物板５３ｂが単にＺ軸方向に振動する一次振動モードに加え、刃物板５３ｂにねじれが発生する二次振動モードが存在する。
【００３１】
刃物板５３ｂに上記の振動が発生すると、タービンロータ３０１の各フランジ部３０１ａの間の深溝部３０１ｂの仕上げ面が荒れたり、振動の状態によっては加工を継続できないことがある。
このため、本実施形態では、上記の刃物板５３ｂの共振を抑制するために、刃物板５３ｂの先端部に上記構成の動吸振装置１を装着する。
動吸振装置１の刃物板５３ｂへの取付位置は、たとえば、図６に示すように、刃物板５３ｂの振動方向、すなわちＺ軸方向に、軸部材２が直交する方向に設置する。
【００３２】
刃物板５３ｂに、振動が発生すると、動吸振装置１の軸部材２が共振し、ギャップδの範囲で可動部材６が移動し、可動部材６の挿入孔６ａの内周面は軸部材２の軸部３に衝突する。
この衝突によって、刃物板５３ｂからの振動エネルギが吸収されることになり、刃物板５３ｂの振動が低減される。
また、可動部材６の端面は軸部材２の保持部５の保持面５ａと当接しており、可動部材６が移動すると、保持部５の保持面５ａとの間に摩擦が発生する。この摩擦によっても、刃物板５３ｂからの振動エネルギが吸収されることになり、さらに刃物板５３ｂの振動が低減される。
【００３３】
ここで、図７は、動吸振装置１を厚さ４５ｍｍの刃物板５３ｂへ装着しない状態で、刃物板５３ｂのＺ軸方向に沿ってプラスッチックハンマで衝撃を与えたときの解析データであって、（ａ）は振動データを示しており、（ｂ）は振動データを周波数分析したパワースペクトルである。
図７（ａ）から分かるように、刃物板５３ｂに衝撃を加えてから十分に振動が減衰するま

でに約０．１５秒程度かかる。
また、図７（ｂ）から分かるように、約１０８Ｈｚおよび２３５Ｈｚに振動のピークが存在する。
【００３４】
図８は、動吸振装置１を刃物板５３ｂへ装着した状態で、刃物板５３ｂのＺ軸方向に沿ってプラスッチックハンマで衝撃を与えたときの解析データであって、
（ａ）は振動データを示しており、（ｂ）は振動データを周波数分析したパワースペクトルである。
図８（ａ）と図７（ａ）を比較すると、図７（ａ）では刃物板５３ｂに衝撃を加えてから十分に振動が減衰するまでに約０．１５秒程度かかったが、図８（ａ）では約０．０８秒程度で振動が十分に減衰するのがわかる。
また、図８（ｂ）と図７（ｂ）を比較すると、図７（ｂ）において約１０８Ｈｚおよび２３５Ｈｚに存在していたピークがともに、なだらかになり、パワー自体も低下していることがわかる。
以上のことから、上記構成の動吸振装置１を旋盤装置の刃物板５３ｂに装着することにより、一次の固有振動モードおよび二次の固有振動モードの振動に対して同時に吸振効果があることが分かる。
【００３５】
以上のように、本実施形態に係る動吸振装置１によれば、振動体Ｏ、たとえば、刃物板５３ｂの振動エネルギを吸収する際に、ダンパを構成するオイル等の粘性流体を必要とせず、簡単な構成で振動体Ｏの振動を抑制することが可能になる。
また、本実施形態に係る動吸振装置１では、振動体Ｏが一次および高次の固有振動モードを有していても、これら全ての振動モードに対して同時に有効であり、たとえば、一次の固有振動モードに対しては有効であるが、高次の固有振動モードを逆に励起し増幅するといったことがない。
また、本実施形態に係る動吸振装置１によれば、特に、動吸振装置１のメンテナンスの必要がなく、また、刃物板５３ｂ等の振動体Ｏへの装着も容易である。
さらに、本実施形態では、時間の経過によって、形状や寸法、状態等が大きく変化する構成要素がなく、経年変化がすくないため、振動抑制効果が常に一定して得られる。
【００３６】
なお、本実施形態に係る動吸振装置１では、軸部材２の係合部５を一体に形成する構成としたが、本発明はこれに限定されるわけではない、
すなわち、軸部材２の係合部５を軸部材２対して、たとえば、雌ネジおよび雄ネジによって、着脱自在な構成とすることも可能である、
この場合には、係合部５の質量を種々調整することにより、軸部材２の固有振動数を刃物板５３ｂの振動数より適正な範囲で低下させたり、所定の固有振動数に設定することが可能になる。
したがって、軸部材２を固定部材１１によって刃物板５３ｂに固定した場合に、軸部材２の軸部３、取付部４および係合部５を含む振動系が刃物板５３ｂの振動によって共振するように軸部材２の取付部４の外径ｄ１や、軸部３の長さや、係合部５の寸法や、可動部材の質量を設定する。
また、可動部材６の挿入孔６ａと軸部材２の軸部３とで形成されるギャップδは、可動部材６と軸部３とが衝突しやすいように、たとえば、刃物板５３ｂが振動した場合に、刃物板５３ｂの振動振幅に近い値、または、軸部材２の軸部３の振動振幅に近い大きさとなるように、可動部材の内径Ｄを設定する。
【００３７】
第２の実施形態
図９は、本発明に係る動吸振装置の第２の実施形態を説明するための図であって、上記した旋盤装置の刃物板５３ｂに複数の動吸振装置１５２および１５１を装着した状態を示す図である。

図９に示す動吸振装置１５１および１５２は、上記した動吸振装置１と同一構成のものであるが、動吸振装置１５１および１５２における可動部材６の挿入孔６ａと軸部材２の軸部３とで形成されるギャップδがそれぞれ異なる値に設定されている。

【００３８】

図３において説明した動吸振装置１のモデルのシミュレーション結果では、振動体Ｏである質量体Ms_0の振動振幅が小さくなると、図３からわかるように、質量体Ms_0の振動振幅がギャップδの半分程度になると、軸部材２である付加質量体Ms_1と可動部材６との衝突回数が減り、衝突による吸振効果が少なくなる。

このため、単体の動吸振装置１だけでは、振動体Ｏの振動振幅が減衰された後の微小な振動を吸収することが難しい。

このため、本実施形態では、ギャップδのそれぞれ異なる複数の動吸振装置１５１および１５２をそれぞれ独立に旋盤装置の刃物板５３ｂに装着する。

【００３９】

たとえば、動吸振装置１５１の可動部材６の挿入孔６ａと軸部材２の軸部３とで形成されるギャップδを５０μｍとし、動吸振装置１５２のギャップδを３０μｍとし、各動吸振装置１５１および１５２を図９に示すように、旋盤装置の刃物板５３ｂに装着する。

刃物板５３ｂが振動すると、刃物板５３ｂの振動振幅が大きいうちは、動吸振装置１５１が主に作動して刃物板５３ｂの振動エネルギを主に吸収する。

これによって、刃物板５３ｂの振動振幅がある程度小さくなると、ギャップδの小さな動吸振装置１５２が主に作動して、刃物板５３ｂの振動振幅が小さくなっても、刃物板５３ｂの振動エネルギを吸収する。

【００４０】

以上のように、ギャップδの異なる複数の動吸振装置を刃物板５３ｂ等の振動体Ｏに装着することにより、振動体Ｏの振動振幅に幅広く対応することができ、吸振性能を向上させることができる。

【００４１】

第３の実施形態

図１０は、本発明の第３の実施形態に係る動吸振装置の構成を示すモデル図である。

上述した第２の実施形態では、異なるギャップδを有する複数の動吸振装置１５１および１５２を振動体Ｏである刃物板５３ｂに設ける構成として、刃物板５３ｂの振動振幅が小さくなっても吸振できるものとした。

本実施形態に係る動吸振装置１６１は、図１０に示すように、バネK_1と、質量m_1の付加質量体Ms_1と、質量m_2の可動質量体Ms_2および質量m_3の可動質量体Ms_3からなり、質量m_1の付加質量体Ms_1の２ヵ所に保持部Ｆ１およびＦ２を設けて、これら保持凹部Ｆ１およびＦ２にそれぞれ質量m_2の可動質量体Ms_2および質量m_3の可動質量体Ms_3を移動可能に保持させた構成としている。

また、保持部Ｆ１の衝突面Fa_1と衝突面Fb_1と可動質量体Ms_2との間のギャップδ_1と、保持部Ｆ２の衝突面Fa_2と衝突面Fb_2と可動質量体Ms_3との間のギャップδ_2は異なる値に設定されている。

【００４２】

たとえば、動吸振装置１６１の可動質量体Ms_2のギャップδ_1を５０μｍとし、可動質量体Ms_3のギャップδ_2を３０μｍとして、動吸振装置１６１を旋盤装置の刃物板５３ｂに取り付けると、刃物板５３ｂの振動振幅が大きいうちは、可動質量体Ms_2が主に作動しやすく、可動質量体Ms_2と付加質量体Ms_1との衝突によって刃物板５３ｂの振動エネルギが主に吸収される。

これに加えて、可動質量体Ms_2と付加質量体Ms_1とが衝突すると、この衝撃によって、他方の可動質量体Ms_3と付加質量体Ms_1との衝突が誘発されやすくなる。

このため、付加質量体Ms_1に対する衝突回数が増加し、振動エネルギの吸収効率が高まり、刃物板５３ｂの大きな振動振幅の減衰に要する時間が短縮化される。

また、刃物板５３ｂの振動振幅がある程度小さくなると、可動質量体Ms_3が主に作動し

て、刃物板５３ｂの振動振幅が小さくなっても、刃物板５３ｂの振動エネルギを吸収する。

【００４３】

以上のことから、本実施形態に係る動吸振装置１６１によれば、上記した第２の実施形態に係る構成に比較して、刃物板５３ｂの振動の減衰時間を短縮化でき、なおかつ、刃物板５３ｂの微小な振動を吸収することができる。

なお、図１０に示した動吸振装置１６１のモデルと等価になる具体的構造は、上記した第１および第２実施形態の動吸振装置のように、軸部材２に可動部材６を挿入する構造だけでなく、種々の形態を採用することができる。

【００４４】

第４の実施形態

図１１は、本発明の第４の実施形態に係る動吸振装置の構成を示す断面図である。なお、本実施形態において、上述した実施形態と同一の構成部分は同一の符号をもって示す。

図１１に示す動吸振装置１７１は、２つの可動部材６および６１を有しており、保持部材５に端面が当接している可動部材６の挿入孔６ａと軸部材２の軸部３との間のギャップδ１と可動部材６１の挿入孔６１ａと軸部材２の軸部３との間のギャップδ２とは異なる値に設定されており、下側の可動部材６のギャップδ１は上側の可動部材６１のギャップδ２よりも大きく設定されている。

【００４５】

図１２は、図１１に示した動吸振装置１７１および振動体Ｏのモデル図である。

図１２に示すように、動吸振装置１７１は、バネK_1と、バネK_1によって質量m_0の質量体Ms_0に連結された質量m_1の付加質量体Ms_1と、付加質量体Ms_1の保持凹部Ｆ内に移動可能に保持され、それぞれ、保持凹部Ｆの衝突面ＦａおよびＦｂとの間のギャップがδ_1およびδ_2に設定された可動質量体Ms_2およびMs_3とによってモデル化される。

【００４６】

上記構成の動吸振装置１７１のギャップδ_1およびδ_2をそれぞれ、たとえば、５０μｍおよび３０μｍとして、上記の旋盤装置の刃物板５３ｂに装着すると、刃物板５３ｂに発生する振動は、刃物板５３ｂの振動振幅が大きいうちは、下側の可動部材６が主に作動しやすく、可動部材６と軸部３との衝突によって刃物板５３ｂの振動エネルギが吸収される。

また、可動部材６のギャップδ_1は可動部材６１のギャップδ_2より大きいことから、下側の可動部材６が軸部３に衝突する際には、下側の可動部材６と上側の可動部材６１との間には相対運動が発生する。可動部材６と可動部材６１とは互いの端面が接しており、相対運動によって互いの端面の間に摩擦が発生し、可動部材６には軸部材２の係合部５の係合部５ａとの摩擦とあわせて両端面に摩擦力が作用し、これらの摩擦によってさらに振動エネルギが吸収される。

これに加えて、下側の可動部材６が軸部３に衝突すると、その衝撃によって上側の可動部材６１と軸部３との衝突が誘発されやすくなり、さらに振動エネルギが吸収されやすくなる。

この結果、刃物板５３ｂの大きな振動振幅の減衰に要する時間が大幅に短縮化される。

また、刃物板５３ｂの振動振幅がある程度小さくなると、上側の可動部材６１が主に作動し、刃物板５３ｂの振動振幅が小さくなっても刃物板５３ｂの振動エネルギを吸収するとともに、上側の可動部材６１には、下側の可動部材６との間に摩擦力が作用するため、さらに振動エネルギの吸収効率が向上する。

【００４７】

以上のように、本実施形態に係る動吸振装置１７１は、上記した第３の実施形態に係る動吸振装置１６１と比較して、刃物板５３ｂに対してさらに大きな振動の減衰性が得られる。

なお、本実施形態では、可動部材６および６１の２つの場合について説明したが、さらに

多くのギャップδの異なる可動部材を有する構成とすることにより、さらに大きな振動の減衰性が得られるとともに、微小な振動を確実に吸収することが可能になる。

【００４８】

第５の実施形態

図１３は、本発明の動吸振装置の第５の実施形態を示す断面図である。なお、本実施形態において、上述した実施形態と同一の構成部分は同一の符号をもって示す。

図１３に示す動吸振装置１８１は、軸部材２の軸部３に挿入される可動部材６を複数（４個）有しており、可動部材６と軸部３との間に形成されるギャップδはそれぞれ等しい。他の構成については第１の実施形態に係る動吸振装置１と同様である。

図１３に示す動吸振装置１８１では同一構成の各可動部材６は、互いの端面が当接しており、軸部材２が振動体Ｏからの振動によって振動すると、それぞれの可動質量体６が所定のギャップδ内で独立に移動して軸部材２の軸部３に衝突する。

このとき、各可動質量体６は、互いの端面に接触しているため、各可動質量体６の端面間には摩擦が発生する。可動部材６が単一の場合には、可動部材６に作用する摩擦力は軸部材２の係合部５の係合面５ａとの間でのみ発生する。

本実施形態では、多数の可動部材６によって軸部材２に衝突する回数が増加するとともに、各可動部材６の端面間に発生する摩擦によって、振動体Ｏである刃物板５３ｂの振動エネルギをさらに吸収することができ、減衰性を一層向上させることができる。

【００４９】

変形例

上述の第５の実施形態では、軸部材２の係合部５の係合面５ａ上に、下側の可動部材６の一端面を直接載置した構成とした。

しかしながら、上記構成では、可動部材６の一端面に大きな摩擦が作用し、条件によっては、可動部材６と軸部材２の軸部３との衝突が発生しにくくなる場合も想定される。

このため、たとえば、軸部材２の係合部５と可動部材６との間に、振動体Ｏの振動方向に沿って推力軸受を介在させ、軸部材２の係合部５と可動部材６との間の摩擦を低下させ、軸部材２の係合部５に対して可動部材６が相対移動しやすい構成とすることも可能である。

可動部材６が軸部材２の係合部５に対して相対移動しやすくなると、可動部材６と軸部材２の軸部３との衝突が発生しやすくなるとともに、上側の可動部材６１と可動部材６との間の相対運動も発生しやすくなり、振動エネルギの吸収効率を向上させることができる。

【００５０】

また、上側の可動部材６１と下側の可動部材６との間にも、振動体Ｏの振動方向に沿って推力軸受を介在させた構成とすることにより、上側の可動部材６１が移動しやすくなる。この構成の場合には、上側の可動部材６１と下側の可動部材６との間の摩擦によって振動エネルギの吸収効率を高めるのではなく、上側の可動部材６１および下側の可動部材６と軸部材２との衝突が発生し易くすることによって振動エネルギの吸収効率を高めることができる。

【００５１】

第６の実施形態

図１４は、本発明の動吸振装置の第６の実施形態を示す断面図である。なお、本実施形態において、上述した実施形態と同一の構成部分は同一の符号をもって示す。

図１４に示す動吸振装置１９１は、同一構成の可動質量体６を２個有しており、また、軸部材２の軸部３の長さＬも上述した第１の実施形態に係る動吸振装置のものよりも短縮化されている。

上述した各実施形態に係る動吸振装置は、刃物板５３ｂの一次振動モードおよび二次振動モードの振動に関わらず、各種の振動を減衰させる効果を有するが、たとえば、上記の旋盤装置の刃物板５３ｂの振動によって軸部材２が共振する場合と共振しない場合とでは、共振する場合のほうが軸部材２の振動振幅が大きくなって可動部材と軸部材２との衝突が発生しやすくなり、振動の減衰性が良くなる。

【００５２】
上記した旋盤装置の刃物板５３ｂは、上記の旋盤装置の刃物板５３ｂが単に振動する一次振動モードと、刃物板５３ｂにねじれが加わった二次振動モードを有する。
しかしながら、たとえば、上記した第１の実施形態に係る動吸振装置１が刃物板５３ｂの一次振動モードにの振動によって共振するように軸部材３の長さＬや係合部５の質量等が設定されていたとすると、一次振動モードの振動とともに二次振動モードの振動も減衰されるが、十分な減衰を得ることは難しい。
【００５３】
このため、本実施形態に係る動吸振装置１９１では、刃物板５３ｂの二次振動モードの振動によって動吸振装置１９１の軸部材２が共振を発生するように、たとえば、軸部材２の軸部の長さＬを短縮化し、可動部材６の質量を減らして動吸振装置１９１の共振周波数帯域を高める構成としている。
たとえば、刃物板５３ｂの一次振動モードにの振動によって共振するように設定された動吸振装置に加えて、本実施形態に係る動吸振装置１９１を併せて刃物板５３ｂに装着することにより、刃物板５３ｂの一次振動モードおよび二次振動モードの振動を同時に効率良く減衰させることができる。
【００５４】
第７の実施形態
図１５は、本発明の動吸振装置の第７の実施形態を示す断面図である。なお、本実施形態において、上述した実施形態と同一の構成部分は同一の符号をもって示す。
図１５に示す動吸振装置１９２は、可動部材６の構造に特徴を有し、他の構成要素については上述した実施形態と同様である。
図１５に示す動吸振装置１９２の可動部材６は、可動部材６に形成された軸部材２の軸部３を挿入するための挿入孔６ａの内周の一部に軸部３に対して突出する当接面６ｂが形成されている。
この当接面６ｂと軸部３との間のギャップは、所定の値に調整されている。
軸部材２が振動すると、可動部材６の当接面６ｂのみが軸部３に衝突し、他の部分は衝突しない。
たとえば、可動部材６の挿入孔６ａの内周全面が当接面６ｂとなっている場合には、挿入孔６ａが傾斜していたり、挿入孔６ａと軸部材３とのギャップが所定の値になっていないと、正確に可動部材６と軸部３とが衝突せず、振動エネルギを衝突エネルギとして吸収することができない場合もあるが、本実施形態のように、挿入孔６ａの一部に当接面６ｂを形成することにより確実に可動部材６と軸部３とを所定のギャップの範囲で衝突させることができ、動吸振装置の吸振（減衰）特性を安定化させることができる。
【００５５】
第８の実施形態
図１６は、本発明に係る動吸振装置を他の対象に適用した場合を示す図であり、図１６に示す適用対象は、たとえば、門型マシニングンタのラムである。　図１６において、ラム２０１は、たとえば、門型のマシニングンタの水平方向に設けられた水平部材に対して鉛直方向に設けられており、油圧シリンダによって移動可能となっている。
ラム２０１の先端には、工具２０３を装着、駆動するためのアタッチメント２０２が装着され、アタッチメント２０２に設けられた工具２０３により加工を行う。
ラム２０１は、任意の位置に繰り出されるため、ラム２０１の繰出量の変化に応じて工具２０３にかかる切削力によってラム２０１に発生する振動の振動数および振動振幅は種々変化しうる。
このため、本実施形態では、図１６に示すように、ラム２０１の各種の振動および振動振幅に対応して、軸部材２の剛性、係合部５の質量、可動部材６と軸部材２との間のギャップ等が設定された複数の動吸振装置１９４および１９５をラム２０１に装着する。
この結果、工具２０３にかかる切削力によって発生するラム２０１の種々の振動を効果的に減衰させることが可能になる。

【００５６】
第９の実施形態
次に、上記のマシニングガンタのラムへの適用を一例に、上述した各実施形態に係る動吸振装置における可動部材と軸部材との間に形成されるギャップと軸部材の軸剛性の最適化方法について説明する。
図１７に、ラム２０１に図１１において説明した構成の動吸振装置１７１を適用した場合のモデル図を示す。
ラム２０１のモデルは、質量m_0とバネK_0からなる単振子である。ラム２０１には質量m_1およびバネK_1からなる軸部材２が連結固定され、軸部材２には質量m_2およびm_3の可動部材６、６１がそれぞれギャップδ_1、δ_2で保持されているているものとする。
また、ラム２０１には粘性摩擦c_0、軸部材２には粘性摩擦c_1、軸部材２の係合部５と下側の可動部材６との間には粘性摩擦c_2および下側の可動部材６と上側の可動部材６１との間には粘性摩擦c_3がそれぞれ作用するものとする。
さらに、軸部材２の係合部５と下側の可動部材６との間にはクーロン摩擦q_2、下側の可動部材６と上側の可動部材６１との間にはクーロン摩擦q_3がそれぞれ作用するものとする。
【００５７】
次いで、上記のモデルに基づいて、各質量m_0、m_1、m_2、m_3の自由運動時の運動方程式をたて、初期条件を与えて、逐次的に運動方程式の解を所定の微小な計算時間間隔、たとえば、０．５ｍｓ毎に計算するシミュレーションを行う。
また、軸部材２の係合部５と下側の可動部材６との間および下側の可動部材６と上側の可動部材６１との間の動摩擦と静止摩擦は、可動部材６、６１の移動方向に基づいて動摩擦の向きを決定し、可動部材６、６１の移動速度の大きさによって動摩擦と静止摩擦とを切り換える。
【００５８】
また、自由運動の各所定の計算時間間隔毎の解析後に、可動部材６、６１と軸部材２との間のギャップ量を調べ、ギャップ量が全て正の値の場合には可動部材６、６１と軸部材２とは衝突しなかったと判断する。
負の値のギャップ量が存在する場合には、計算時間間隔の間に衝突が発生したと判断する。
可動部材６、６１と軸部材２との衝突が起きた場合には、重心位置の保存則、運動量の保存則、角重心位置の保存則、角運動量の保存則、衝突時刻の保存則、および反発方程式の保存則を連立させて解き、各質量m_0、m_1、m_2、m_3の衝突後の位置と速度を求める。
【００５９】
シミュレーションの条件は、ラム２０１の重量は実際には約２０００ｋｇであるが、先端の振動部分の等価質量m_0を５００ｋｇとし、また、ラム２０１の固有振動数を５０Ｈｚとし、バネK_0の剛性を５０Ｎ／μｍとした。
軸部材２の質量m_1は１５ｋｇとし、可動部材６、６１の質量m_2、m_3をそれぞれ７．８ｋｇとした。
軸部材２の係合部５と可動部材６との間には、推力軸受を設けてあることから、動摩擦を０．０２、静止摩擦を０．０５とし、可動部材６と可動部材６１との間の動摩擦を０．１０、静止摩擦を０．１５とした。
軸部材２と可動部材６、６１との間の反発係数は０．５とした。
また、初期条件として、ギャップδ_1を０．０８ｍｍとし、ギャップδ_2を０．０５ｍｍとし、軸部材２の剛性を５Ｎ／μｍとし、ギャップδ_1、δ_2を０．１ｍｍの単位で、軸部材２の剛性を１Ｎ／μｍの単位で変化させ、各質量m_0、m_1、m_2、m_3の振動波形をシミュレーションする。
【００６０】
上記のシミュレーションから得られる各質量m_0、m_1、m_2、m_3の振動波形のみでは

、軸部材２の最適な剛性および最適なギャップδ_1、δ_2を判断することは困難であるため、各質量m_0、m_1、m_2、m_3の運動エネルギと各バネK_0、K_1のたわみによるエネルギを合計し、ラム２０１および動吸振装置１７１からなる系全体が保有する保有エネルギを求め、保有エネルギの減衰曲線を指数曲線に回帰して各軸部材２の剛性および各ギャップδ_1、δ_2に対する保有エネルギの減衰時定数を求めた。この結果を図１８に示す。

図１８に示す各軸部材２の剛性および各ギャップδ_1、δ_2に対する保有エネルギの減衰時定数から、最適な軸部材２の剛性およびギャップδ_1、δ_2を決定することができる。

以上のような手法によって決定された動吸振装置の軸部材２の剛性およびギャップδ_1、δ_2にしたがって動吸振装置を設計することにより、最も振動の減衰性の高い動吸振装置が得られる。

【００６１】

【発明の効果】

本発明によれば、振動体の振動を減衰させるのに、可動体と軸部材との衝突および摩擦を利用しているため、油等の粘性流体を使用していないため、温度等の影響がなく、また、保守も容易である。

また、本発明によれば、可動質量体と付加質量体との衝突によって振動体の振動エネルギを吸収するため、広い帯域での吸振特性が得られ、たとえば、一次振動モードと高次振動モードの振動を同時に抑制することができる。

また、本発明によれば、構造が簡単であるため、製作が容易でかつ、振動体への取付も容易である。

【図面の簡単な説明】

【図１】本発明の動吸振装置の第１実施形態を示す断面図である。

【図２】図１に示した動吸振装置１および動吸振装置１が適用される振動対象物をモデル化した図である。

【図３】図２に示したモデルに基づいて、動吸振装置１による制振シミュレーションの結果を示す図である。

【図４】本発明の動吸振装置の適用される振動体を有する装置の一例としての旋盤装置の全体構成を示す図である。

【図５】図４に示した旋盤装置によってタービンロータを加工する様子を示す図である。

【図６】図４に示した旋盤装置の刃物台付近の拡大図であって、本発明に係る動吸振装置を刃物板に取り付けた状態を示す図である。

【図７】動吸振装置を刃物板へ装着しない状態で、刃物板にプラスッチックハンマで衝撃を与えたときの解析データを示す図である。

【図８】動吸振装置を刃物板へ装着した状態で、刃物板にプラスッチックハンマで衝撃を与えたときの解析データを示す図である。

【図９】本発明に係る動吸振装置の第２の実施形態を説明するための図である。

【図１０】本発明の第３の実施形態に係る動吸振装置の構成を示すモデル図である。

【図１１】本発明の第４の実施形態に係る動吸振装置の構成を示す断面図である。

【図１２】図１１に示した動吸振装置および振動体Ｏのモデル図である。

【図１３】本発明の動吸振装置の第５の実施形態を示す断面図である。

【図１４】本発明の動吸振装置の第６の実施形態を示す断面図である。

【図１５】本発明の動吸振装置の第７の実施形態を示す断面図である。

【図１６】本発明に係る動吸振装置を他の対象に適用した場合を示す図である。

【図１７】ラムに本発明の動吸振装置を適用した場合のモデル図である。

【図１８】軸部材の剛性および各ギャップδ_1、δ_2に対する系が保有する保有エネルギの減衰時定数との関係を示す図である。

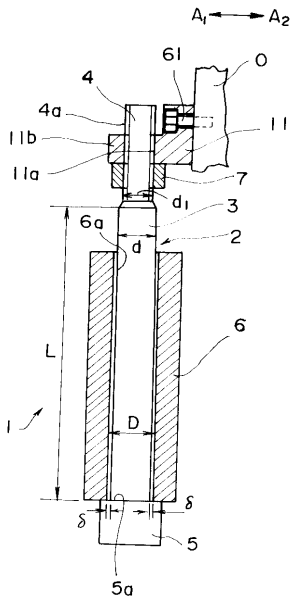
【図１９】従来における動吸振装置のモデルの一例を示す図である。

【符号の説明】

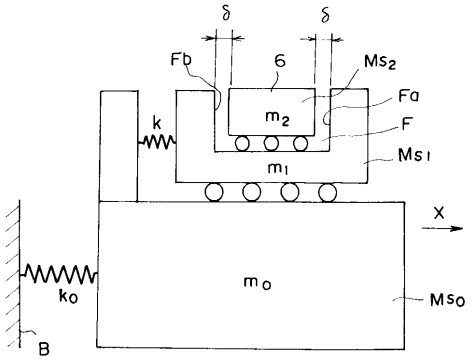
１，１６１，１６２，１７１，１８１，１９１，１９２，１９４、１９５…動吸振装置

2…軸部材
3…軸部
4…取付部
5…係合部
6…可動部材
6ａ…挿入孔
7…ナット
１１…固定部材

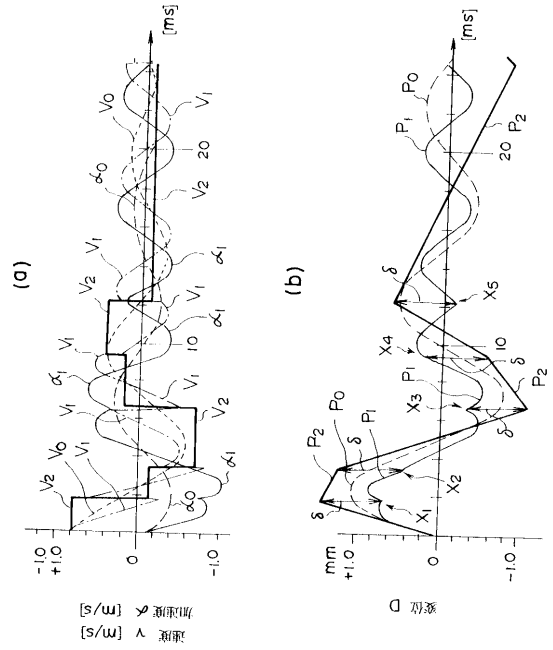
【図１】



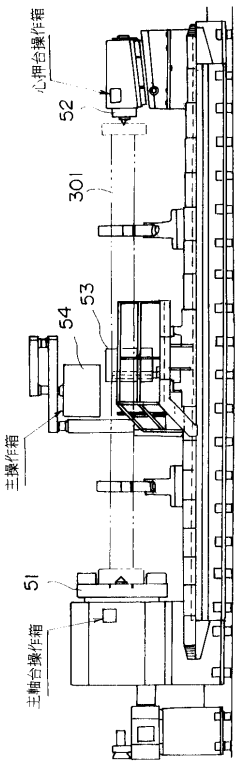
【図２】



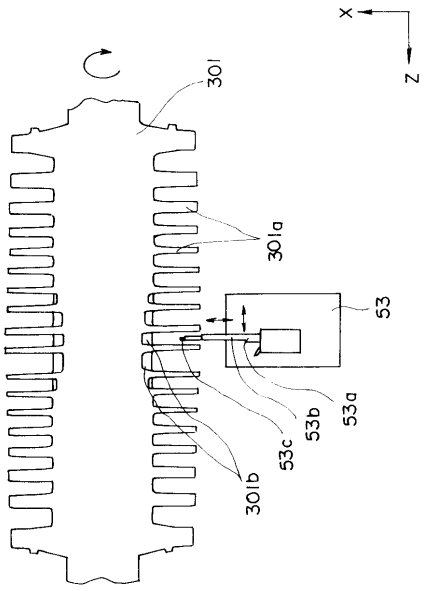
【図３】


(a)
(b)
[ms]
速度 V [m/s]
加速度 α [m/s]
変位 D
mm

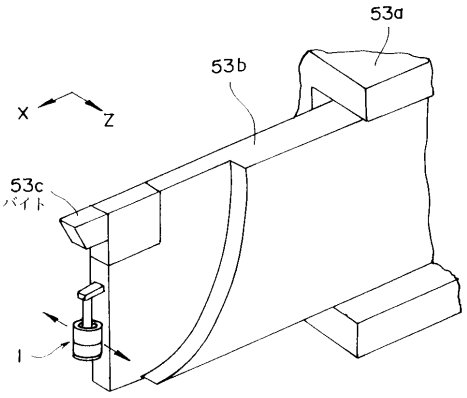
【図４】


心押台操作箱
52
301
53
54
主操作箱
51
主軸台操作箱

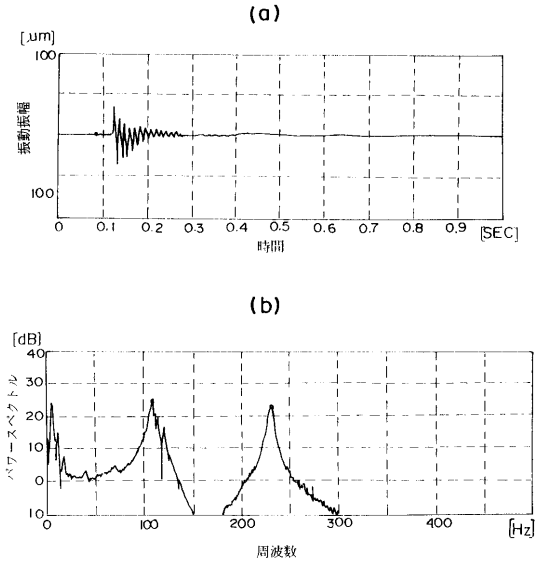
【図５】


X
Z
301
301a
53
53a
53b
53c
301b

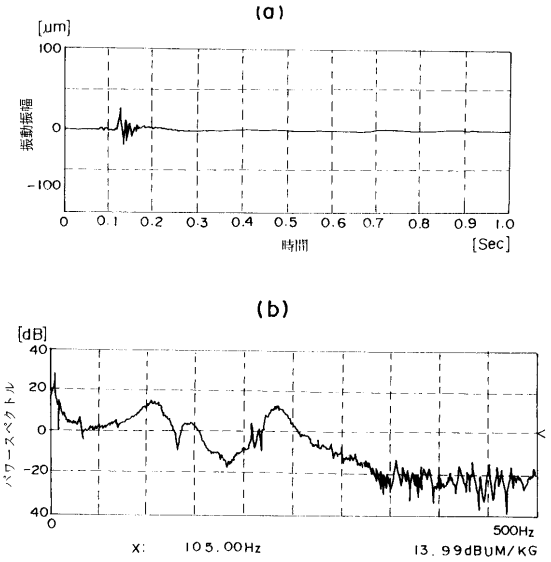
【図６】


53a
53b
X
Z
53c
バイト

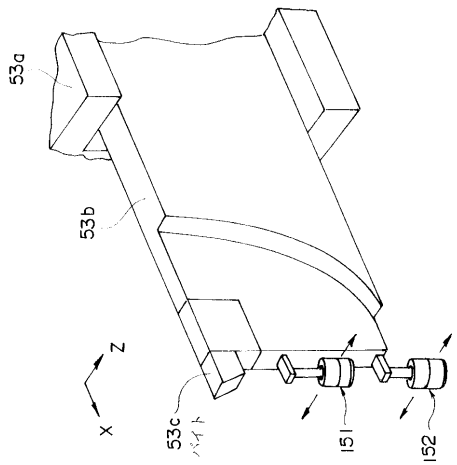
【図７】


(a)
[μm]
振動振幅
時間
[SEC]
(b)
[dB]
パワースペクトル
周波数
[Hz]

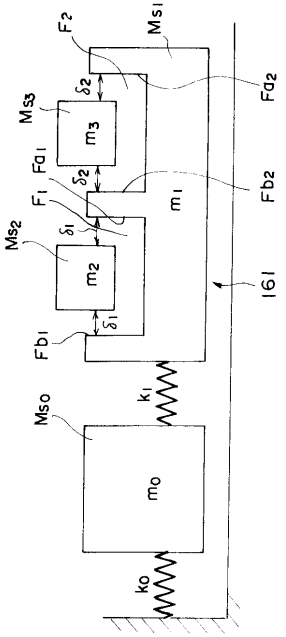
【図８】


(a)
[μm]
振動振幅
時間
[Sec]
(b)
[dB]
パワースペクトル
500Hz
X: 105.00Hz
13.99dBUM/KG

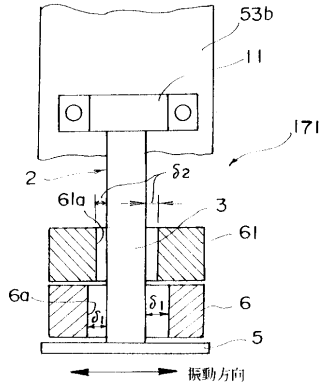
【図９】


53a
53b
53c
バイト
151
152
Z
X

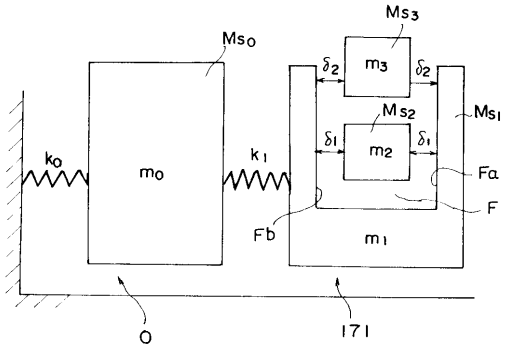
【図１０】


F2
Ms1
Fd2
Ms3
m3
Fd1
δ2
F1
Fb2
m1
Ms2
m2
δ1
Fb1
161
k1
Ms0
m0
k0

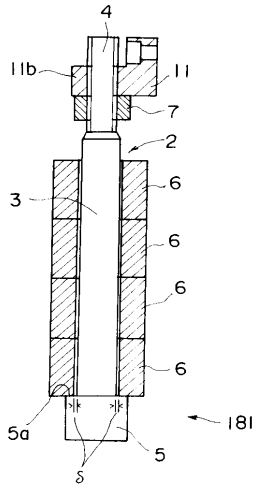
【図１１】



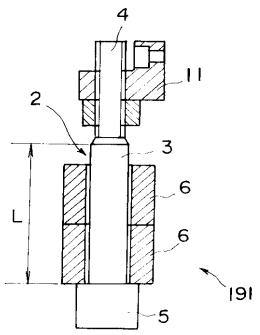
【図１２】



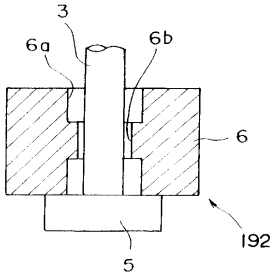
【図１３】



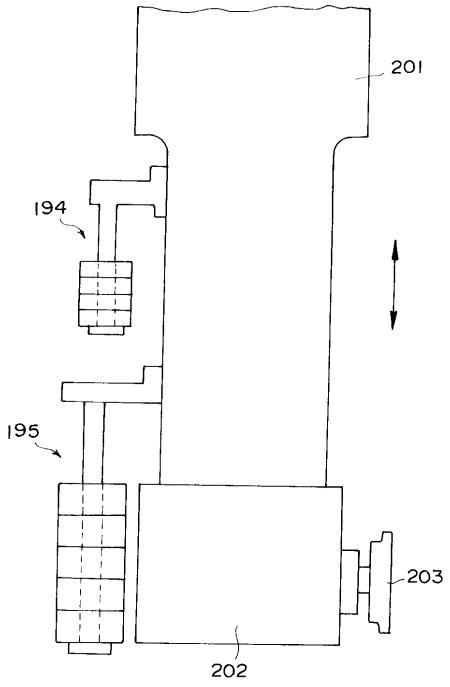
【図１４】



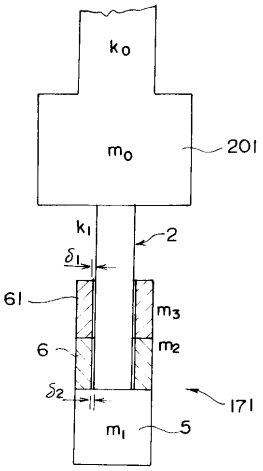
【図１５】



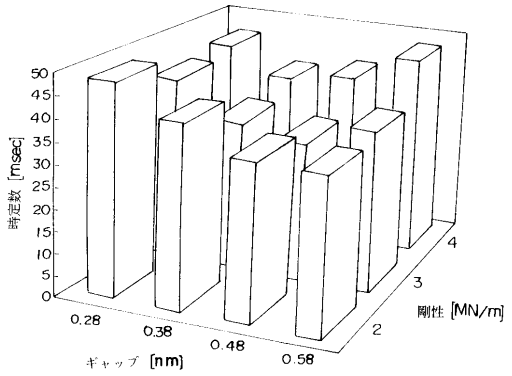
【図１６】



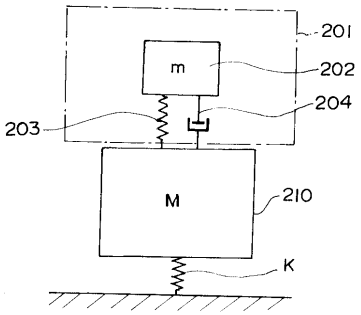
【図１７】


k0
m0
201
k1
2
δ1
61
m3
m2
6
δ2
171
m1
5

【図１８】


50
45
40
35
30
25
20
15
10
5
0
時定数 [msec]
0.28
0.38
0.48
0.58
ギャップ [nm]
2
3
4
剛性 [MN/m]

【図１９】


201
m
202
204
203
M
210
K

フロントページの続き

審査官　藤本　信男

(56)参考文献　特開平０４－１５１０４３（ＪＰ，Ａ）
特開平０７－０８０７０２（ＪＰ，Ａ）
特開平０３－１６３２０９（ＪＰ，Ａ）
特開昭５７－１７９４５０（ＪＰ，Ａ）
特開昭６３－２７０９３９（ＪＰ，Ａ）
特開昭５７－１３７７３６（ＪＰ，Ａ）
特開昭５７－１３４０３８（ＪＰ，Ａ）
特開昭５９－００９３３３（ＪＰ，Ａ）
実開平０３－０８６２２７（ＪＰ，Ｕ）
実開昭５０－００６８７４（ＪＰ，Ｕ）
特開昭４８－０７２５７０（ＪＰ，Ａ）

(58)調査した分野(Int.Cl.，ＤＢ名)
F16F 15/02
B23Q 11/00