

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2015-94384  
(P2015-94384A)

(43) 公開日 平成27年5月18日(2015.5.18)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
F 1 6 F 15/02 (2006.01)	F 1 6 F 15/02 C	3 J 0 4 8
F 1 6 F 3/10 (2006.01)	F 1 6 F 3/10 H	3 J 0 5 9

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 14 頁)

(21) 出願番号 特願2013-232323 (P2013-232323)  
(22) 出願日 平成25年11月8日 (2013.11.8)

(71) 出願人 504258527  
国立大学法人 鹿児島大学  
鹿児島県鹿児島市郡元一丁目21番24号  
(74) 代理人 100090273  
弁理士 園分 孝悦  
(72) 発明者 近藤 英二  
鹿児島県鹿児島市郡元一丁目21番24号  
国立大学法人 鹿児島大学内  
Fターム(参考) 3J048 AA06 AD07 BC04 BD08 BF05  
CB02 CB17 CB21 CB22 EA07  
3J059 AA05 BA11 BB04 BB07 BD03  
CA14 CB03 DA17 DA32 GA50

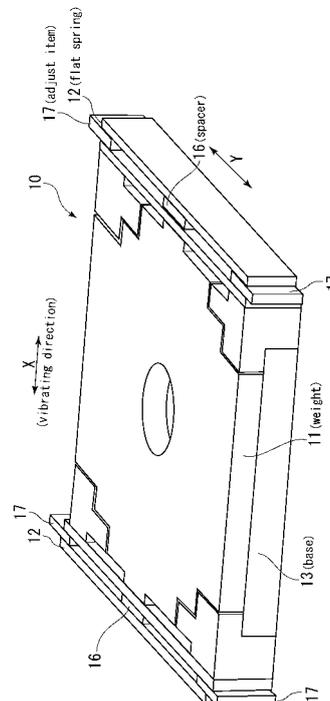
(54) 【発明の名称】 スライド型平行板ばね式動吸振器

(57) 【要約】

【課題】 振動する機械構造物に適用して、その振動低減に優れた効果を発揮するスライド型平行板ばね式動吸振器を提供する。

【解決手段】 ばね 質量からなる振動系を持ち、減衰器を含んでなる。ベース 1 3 上にスライド可能に載置された錘 1 1 の両側部に、振動方向 X と直交方向 Y に一対の平行な板ばね 1 2 を結合すると共に、各板ばね 1 2 の両端部がベース 1 3 に締結され、一対の板ばね 1 2 それぞれが、減衰材を 2 枚の鋼板でサンドイッチ状に挟む構造でなる減衰器を有する。

【選択図】 図 5



## 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

ばね 質量からなる振動系を持ち、減衰器を含んでなる動吸振器であって、ベース上にスライド可能に載置された錘の両側部に、その振動方向と直交方向に一对の平行な板ばねを結合すると共に、各前記板ばねの両端部が前記ベースに締結され、前記一对の板ばねそれぞれが、減衰材を 2 枚の鋼板でサンドイッチ状に挟む構造でなる前記減衰器を有することを特徴とするスライド型平行板ばね式動吸振器。

## 【請求項 2】

各前記板ばねは、その長手方向中央で前記錘に結合することを特徴とする請求項 1 に記載のスライド型平行板ばね式動吸振器。

## 【請求項 3】

各前記板ばねの長手方向両端部において長さ調節片が介挿され、この長さ調節片により前記板ばねの実質的な長さが規定されることを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載のスライド型平行板ばね式動吸振器。

## 【請求項 4】

前記減衰材は、前記一对の板ばねの一方及び他方のいずれか又は双方における長手方向の一端側及び他端側のいずれか、又は双方に配設可能であることを特徴とする請求項 1 ~ 3 のいずれか 1 項に記載のスライド型平行板ばね式動吸振器。

## 【発明の詳細な説明】

## 【技術分野】

## 【0001】

本発明は、大型の機械構造物、典型的にはマシニングセンタ等の工作機械に適用されるスライド型平行板ばね式動吸振器に関するものである。

## 【背景技術】

## 【0002】

一般に受動型の動吸振器は、振動特性(質量、固有振動数及び減衰比)を適切に選ぶことにより、機械構造物の振動を効果的に低減できることが知られている。一方、従来受動型の動吸振器は、固有振動数と減衰比、特に減衰比を調整することが困難なため、要求される仕様を満足する動吸振器の実現は困難な場合が多い。

## 【0003】

なお、この種の動吸振器として、例えば特許文献 1 に開示されるようなものが知られている。

## 【先行技術文献】

## 【特許文献】

## 【0004】

【特許文献 1】特開 2011-106590 号公報

## 【発明の概要】

## 【発明が解決しようとする課題】

## 【0005】

特に機械構造物としての工作機械の場合、その高速化(高能率化)に伴って振動が加工精度に及ぼす影響は大きくなっているが、工作機械の構造変更による振動低減は限界に達しつつある。また、動吸振器は構造物の振動低減に有効な装置であるが、工作機械に適した動吸振器はない。

## 【0006】

更に、従来減衰器は構造が複雑で経年変化が大きく、また任意の減衰を得ることが困難である。また従来から用いられている片持ちはり構造の動吸振器など、板ばねを用いるタイプの動吸振器は、構造は簡単であるが設置スペース(体積)が大きくなるという問題がある。工作機械の場合、重量が重いため錘が大きくなる傾向にあり、限られた場所の中から振動低減に有効な取り付け箇所を確保するのは困難である。

## 【0007】

10

20

30

40

50

本発明はかかる実情に鑑み、振動する機械構造物に適用して、その振動低減に優れた効果を発揮し、比較的簡単な構造で設置スペース（体積）が小さく、取り付け場所の選択が比較的容易なスライド型平行板ばね式動吸振器を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0008】

本発明のスライド型平行板ばね式動吸振器は、ばね質量からなる振動系を持ち、減衰器を含んでなる動吸振器であって、ベース上にスライド可能に載置された錘の両側部に、その振動方向と直交方向に一对の平行な板ばねを結合すると共に、各前記板ばねの両端部が前記ベースに締結され、前記一对の板ばねそれぞれが、減衰材を2枚の鋼板でサンドイッチ状に挟む構造でなる前記減衰器を有することを特徴とする。

10

【0009】

また、本発明のスライド型平行板ばね式動吸振器において、各前記板ばねは、その長手方向中央で前記錘に結合することを特徴とする。

【0010】

また、本発明のスライド型平行板ばね式動吸振器において、各前記板ばねの長手方向両端部において長さ調節片が介挿され、この長さ調節片により前記板ばねの実質的な長さが規定されることを特徴とする。

【0011】

また、本発明のスライド型平行板ばね式動吸振器において、前記減衰材は、前記一对の板ばねの一方及び他方のいずれか又は双方における長手方向の一端側及び他端側のいずれか、又は双方に配設可能であることを特徴とする。

20

【発明の効果】

【0012】

本発明によれば、2枚の鋼板の間に減衰材を挟むことで任意の減衰比を得られ、この板ばねを一对平行に配置し、それらの間に錘を結合することで、高い固有振動数を実現する。強制振動を生じている主振動系に取り付けることで、その振動を有効に低減及び抑制することができる。

【図面の簡単な説明】

【0013】

【図1】本発明のスライド型平行板ばね式動吸振器の主振動系との関係でその概要を示す図である。

30

【図2】本発明のスライド型平行板ばね式動吸振器をモデル化した例を示す図である。

【図3】本発明の実施形態におけるスライド型平行板ばね式動吸振器の適用例を示す図である。

【図4】本発明の実施形態のスライド型平行板ばね式動吸振器の構成例を示す（A）は平面図、（B）は側面図、（C）は正面図である。

【図5】本発明の実施形態のスライド型平行板ばね式動吸振器の構成例を示す斜視図である。

【図6】本発明の実施形態のスライド型平行板ばね式動吸振器における板ばね及び長さ調節片等の構成例を示す図である。

40

【図7】本発明の実施形態のスライド型平行板ばね式動吸振器における板ばね及び長さ調節片とその作用等を示す図である。

【図8】本発明の実施形態のスライド型平行板ばね式動吸振器における減衰材の配設パターンを示す図である。

【図9】本発明の実施形態におけるスライド型平行板ばね式動吸振器の振動試験について示す平面図である。

【図10】本発明の実施形態における振動試験に使用したスライド型平行板ばね式動吸振器の主要諸元の例を示す図である。

【図11】本発明の実施形態におけるスライド型平行板ばね式動吸振器の板ばねの長さとの固有振動数の関係を示す図である。

50

【図 1 2】本発明の実施形態におけるスライド型平行板ばね式動吸振器の板ばねの長さモード減衰比の関係を示す図である。

【図 1 3】本発明の実施形態におけるスライド型平行板ばね式動吸振器の板ばねの長さモード剛性関係を示す図である。

【発明を実施するための形態】

【0014】

以下、図面に基づき、本発明によるスライド型平行板ばね式動吸振器の好適な実施の形態を説明する。

ここで先ず、本発明に係るスライド型平行板ばね式動吸振器の基本原理に関連して、その概要について説明する。動吸振器とはばね質量からなる振動系を持ち、更に減衰器を

10

含んでなり、図 1 のように強制振動を生じている機械構造物（主振動系）に取り付けられて振動することにより、主振動系の機械構造物の振動を低減あるいは抑制する装置である。

動吸振器の振動抑制原理は、動吸振器の固有振動数を対象物の固有振動数に一致させ、反共振点をつくって振動を抑制するというものである。

【0015】

振動の減衰メカニズムとしては、減衰材のせん断変形における振動エネルギーから熱エネルギーへの変換によるものである。

20

動吸振器により比較的広い範囲の振動数で振動を低減するためには、動吸振器に任意の振動特性を持たせ、動吸振器の固有振動数と減衰比を適当な値に設定する必要がある。

平行板ばね式動吸振器の固有振動数の計算式は、図 2 のモデルを適用して次のように表される。

$$k = P / \quad = 2 b E n ( t / l ) ^ 3$$

また、動吸振器の固有振動数は、次式で与えられる。

$$f = 1 / 2 \quad \{ 2 b E n / m ( t / l ) ^ 3 \}$$

30

【0016】

なお、図 2 及び上記各式におけるパラメータは、次の通りである。

P：荷重

：たわみ

b：板ばねの幅

t：板ばねの厚さ

n：重ねた板ばねの枚数（片方）

E：ばね材料の縦弾性係数

l：板ばねの長さ

【0017】

図 3 は、上述の基本原理を踏まえて、本発明の実施形態におけるスライド型平行板ばね式動吸振器 10 の適用例を示している。ここではスライド型平行板ばね式動吸振器を特にマシニングセンタ 100 に適用した例とし、特にその主軸ヘッド 101 の振動の低減を図ることを目的とする。

40

【0018】

動吸振器は、任意の質量の錘、任意のばね定数のばね及び任意の減衰を持つ減衰器を設ける必要があり、本発明では、この三つの機能を動吸振器に持たせるため、図 4 及び図 5 に示す構造を有している。即ち、図 4 及び図 5 に示す構造の平行板ばね式動吸振器 10 の基本構成において錘 11（weight）、板ばね 12（flat spring）及びベース 13（base）からなる。錘 11 の振動方向 X（vibrating direction）両側部に一對の板ばね 12 がその長手方向（Y 方向）中央で結合し、この場合各板ばね 12 は締着ボルト 14 により錘

50

11に締結される。また、各板ばね12の長手方向両端部は、締着ボルト15によりベース13に堅固に固定される。錘11はベース13上でX方向にスライド振動可能である。

【0019】

一对の板ばね12を平行に配置することで、振動方向を規定することができる。即ち、板ばね12によって支持された錘11は、図4のX方向の振動方向に1自由系としてベース13上で振動し、これにより有害なねじり振動が発生し難い構造となっている。また、薄い板ばねであっても比較的高いばね定数が得られる。更に板ばね12の枚数や厚さ、材料あるいは長さを変えることによっても、固有振動数や減衰比を容易に変更することが可能である。

【0020】

錘11の両側部に結合する一对の板ばね12の材料としてばね鋼を使用し、それぞれ2枚のばね鋼板相互間には図4のようにスペーサ16が介挿される。スペーサ16により2枚のばね鋼板相互間隔、板ばね隙間T (flat spring thickness) が規定される。また、板ばね12の長手方向両端部においてばね鋼板間に長さ調節片17が介挿される。長さ調節片17により板ばね12の実質的な長さL (flat spring length) が規定される。

【0021】

長さ調節片17はスペーサ16と同一の厚さを有する。この場合、長さ調節片17には図6に示されるように板ばね12の長手方向(Y方向)に沿って、締着ボルト15が挿通する長穴17aが形成され、長さ調節片17は長穴17aの長径分に対応してY方向にスライド可能である。

長さ調節片17をその長穴17aの長径方向一端側にスライドさせることにより、図7(A)のように板ばね12の長さLは最も長くなり、この状態から図7(B)のように長さ調節片17をばね12の内方へ押し込むことでその長さLは次第に短くなる。そして、長穴17aの長径方向他端側まで長さ調節片17をスライドさせることで、板ばね12の長さLは最も短くなる。このように長さ調節片17を適宜スライドさせることで、ばね12の固有振動数を変更可能とする。

【0022】

更に、板ばね12の2枚のばね鋼板相互間には図6のように減衰材18 (damping material) が介挿される。減衰材18は、2枚重ねた板ばね12のばね鋼板間にサンドイッチ状に挟まれ、任意の減衰比を得られるようにしている。減衰材18の寸法としては長さ20mm、幅23mm、厚さ1mmのものを6枚使用し、組立後にはスペーサ16と同一の厚さの5mmまで潰れる。

【0023】

この場合、減衰材18は、一对の板ばね12の一方及び他方のいずれか又は双方における長手方向の一端側及び他端側のいずれか、又は双方に配設される。

図8(A)~(D)は、減衰材18の具体的な配設パターンを示している。図8(A)のように一方の板ばね12の一端側の1ヶ所に配設し、図8(B)のように一方の板ばね12の一端側及び他端側の双方の2ヶ所に配設し、図8(C)のように一方の板ばね12の一端側及び他端側の双方の2ヶ所と他方の板ばね12の一端側の1ヶ所の計3ヶ所に配設し、図8(D)のように双方の板ばね12のそれぞれ一端側及び他端側の双方の4ヶ所に配設することができる。

【0024】

次に、スライド型平行板ばね式動吸振器10の振動試験について説明する。試験手順として図9を参照して、次のI)~IV)の行程で行われる。

I) 最初に動吸振器10におけるA, B, C, Dの4ヶ所に配置された長さ調節片17の位置を、板ばね12の長さが一番長くなるように目盛りに合わせて。

II) 打撃点Pをインパルスハンマ1で水平に5回打撃する。なお、インパクトハンマ1の反対側の測定点Mには1軸加速センサ2が取り付けられる。

III) 次に、測定された加振力を入力、振動加速度を出力とし、FFT (Fast Fourier Transform; 高速フーリエ変換) アナライザを介してパーソナルコンピュータに取り込み、

10

20

30

40

50

モーダル解析ソフトを用いて周波数応答関数から固有振動数と減衰比を求める。

IV) A ~ Dの順番で板ばね12の長さLを調節する厚板を1目盛り分ずつ動かして、板ばね12の長さを短くし、行程II) ~ III)を繰り返して動吸振器10の振動特性を測定する。なお、板ばね12の長さLを調節する際、図7のように長さ調節片17を1目盛り2.5mmでスライドさせる。

【0025】

上記において図10は、この振動試験に使用した動吸振器10の主要諸元の例を示している。タイプ1の動吸振器(DVA1)及びタイプ2の動吸振器(DVA2)は、錘11の質量と板ばね12の厚さが異なっている。

【0026】

振動試験の試験結果及びその考察等について説明する。図11は、動吸振器10において調節片17を押し込んだ目盛の数(板ばね12の長さL)と固有振動数の関係を示している。タイプ1及びタイプ2の動吸振器10のどちらの場合も、調節片17を押し込んだ目盛の数が多くなる(板ばね12の長さLが短くなる)程、固有振動数は増加しており、それぞれ最大値は305Hz、895Hzであり、また最小値は240Hz、660Hzとなった。また、減衰材18の数が増える程、増加率は小さくなった。

【0027】

次に図12は、動吸振器10において調節片17を押し込んだ目盛の数(板ばね12の長さL)とモード減衰比の関係を示している。タイプ1の動吸振器10では、減衰材18がない場合と減衰材18が1個の場合、モード減衰比は調節片17を押し込んだ目盛の数が多くなる(板ばね12の長さLが短くなる)のに伴って増加した。減衰材18が2個の場合、約6%で略一定になった。減衰材18が3個と4個の場合には減衰比は減少し、最小値は約6%になった。タイプ2の動吸振器10ではそれぞれの条件において、調節片17を押し込んだ目盛の数(板ばね12の長さ)に関係なく減衰比の大きさは略一定の値となり、減衰材18の数の増加に伴って減衰比は大きくなった。

【0028】

また、図13は、動吸振器10において調節片17を押し込んだ目盛の数(板ばね12の長さL)とモード剛性の関係を示している。タイプ1の動吸振器10では、調節片17を押し込んだ目盛の数が多くなる(板ばね12の長さLが短くなる)のに伴ってモード剛性は増加した。一方、タイプ2の動吸振器10では、調節片17を押し込んだ目盛の数(板ばね12の長さL)、減衰材18の数に関係なく、モード剛性の大きさは略一定の値になった。

【0029】

振動試験の結果から本発明のスライド型平行板ばね式動吸振器10の特性等につき要約するとまず、固有振動数については調節片17を押し込んだ目盛の数が多くなる(板ばね12の長さLが短くなる)のに伴って増加し、タイプ1及びタイプ2の動吸振器10において、それぞれ最大値は305Hz、895Hz、最小値は240Hz、660Hzであった。また、減衰材18の数が増えるのに伴って増加率は小さくなった。

モード減衰比については、タイプ1の動吸振器10では減衰材18なしと減衰材18が1個の場合、調節片17を押し込んだ目盛の数が多くなる(板ばね12の長さLが短くなる)のに伴って増加したが、減衰材18が2個の場合は略一定で約6%になった。また、減衰材18が3個と4個の場合、調節片17を押し込んだ目盛の数が多くなる(板ばね12の長さLが短くなる)のに伴って減少し、最小値は約6%になった。タイプ2の動吸振器10では、調節片17を押し込んだ目盛の数(板ばね12の長さL)に関係なく減衰比の大きさは略一定となった。また、減衰材18の数が増えるのに伴ってモード減衰比は大きくなった。

モード剛性については、タイプ1の動吸振器10では、調節片17を押し込んだ目盛の数が多くなる(板ばね12の長さLが短くなる)のに伴ってモード剛性は大きくなった。タイプ2の動吸振器10では、調節片17を押し込んだ目盛の数(板ばね12の長さL)、減衰材18の数に関係なく略一定の値になった。

10

20

30

40

50

## 【 0 0 3 0 】

以上より本発明のスライド型平行板ばね式動吸振器 1 0 を典型的な例としてマシニングセンタ 1 0 0 に適用し、強制振動を生じている主軸ヘッド 1 0 1 に取り付けすることで、その主振動系の振動を有効に低減及び抑制することができる。

この場合、平行板ばね式動吸振器 1 0 は、錘 1 1 がベース 1 3 上でスライドするスライド型であるため、動吸振器 1 0 全体として概略薄箱状の形態を有する。これによりマシニングセンタ 1 0 0 の主軸ヘッド 1 0 1 等に対して、嵩張ることなくコンパクトに搭載することができる。従って、既存設備において大幅な改造等の変更を伴うことなく、本発明の平行板ばね式動吸振器 1 0 を有効に且つ簡易に適用することができ、コストあるいは工数等の点でも極めて有利である。

10

## 【 0 0 3 1 】

以上、本発明を種々の実施形態と共に説明したが、本発明はこれらの実施形態にのみ限定されるものではなく、本発明の範囲内で変更等が可能である。

マシニングセンタの主軸ヘッドに適用した例を説明したが、その他の工作機械や産業機械等に対しても上記実施形態と同様に本発明を適用可能である。

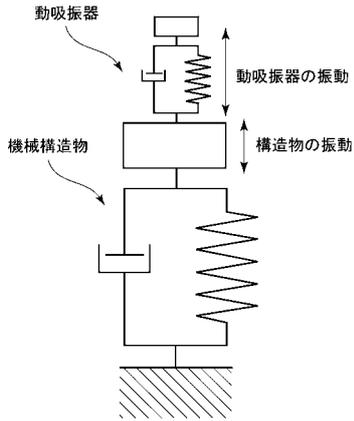
## 【 符号の説明 】

## 【 0 0 3 2 】

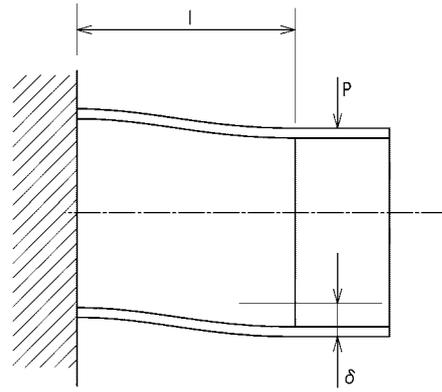
- 1 インパクトハンマ
- 2 1 軸加速センサ
- 1 0 スライド型平行板ばね式動吸振器
- 1 1 錘
- 1 2 板ばね
- 1 3 ベース
- 1 4 , 1 5 締着ボルト
- 1 6 スペーサ
- 1 7 長さ調節片
- 1 8 減衰材
- 1 0 0 マシニングセンタ
- 1 0 1 主軸ヘッド

20

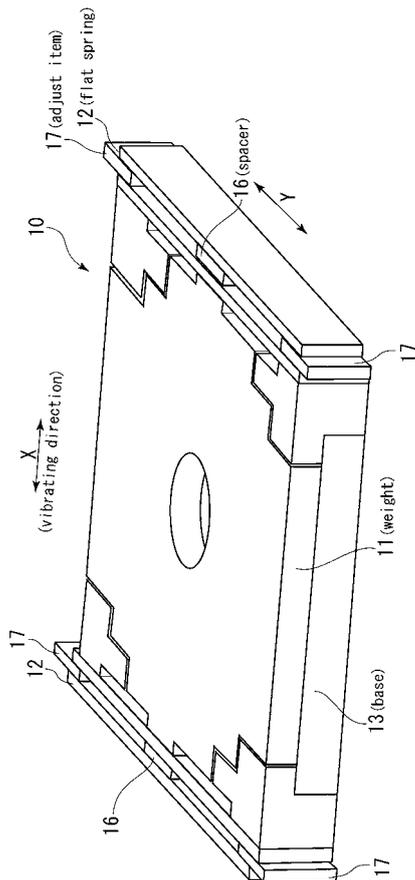
【 図 1 】



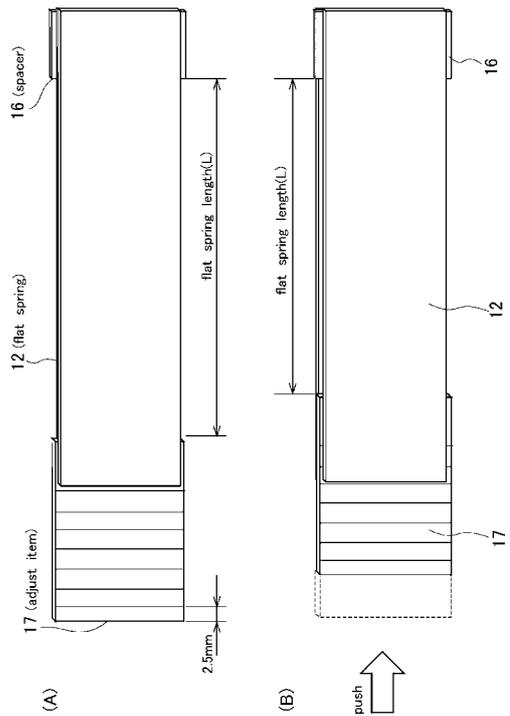
【 図 2 】



【 図 5 】



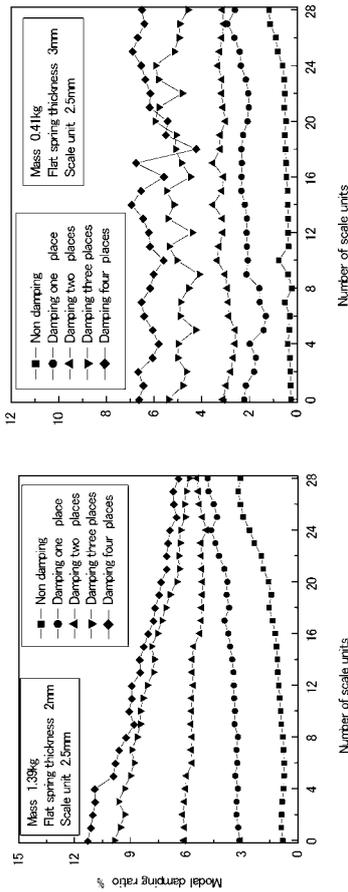
【 図 7 】



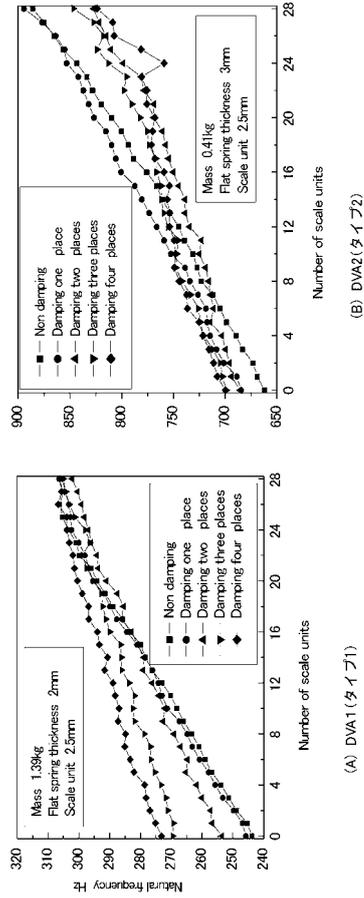
【図 1 0】

	Weight mass	Flat spring thickness
DVA 1 (タイプ1)	1.39kg	2mm
DVA 2 (タイプ2)	0.41kg	3mm

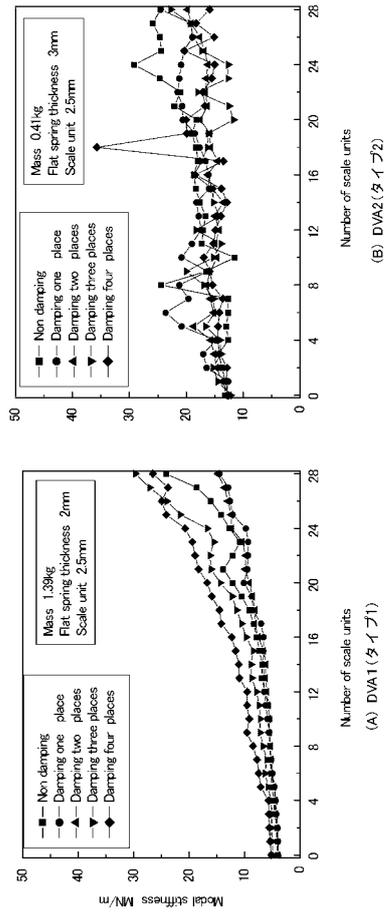
【図 1 2】



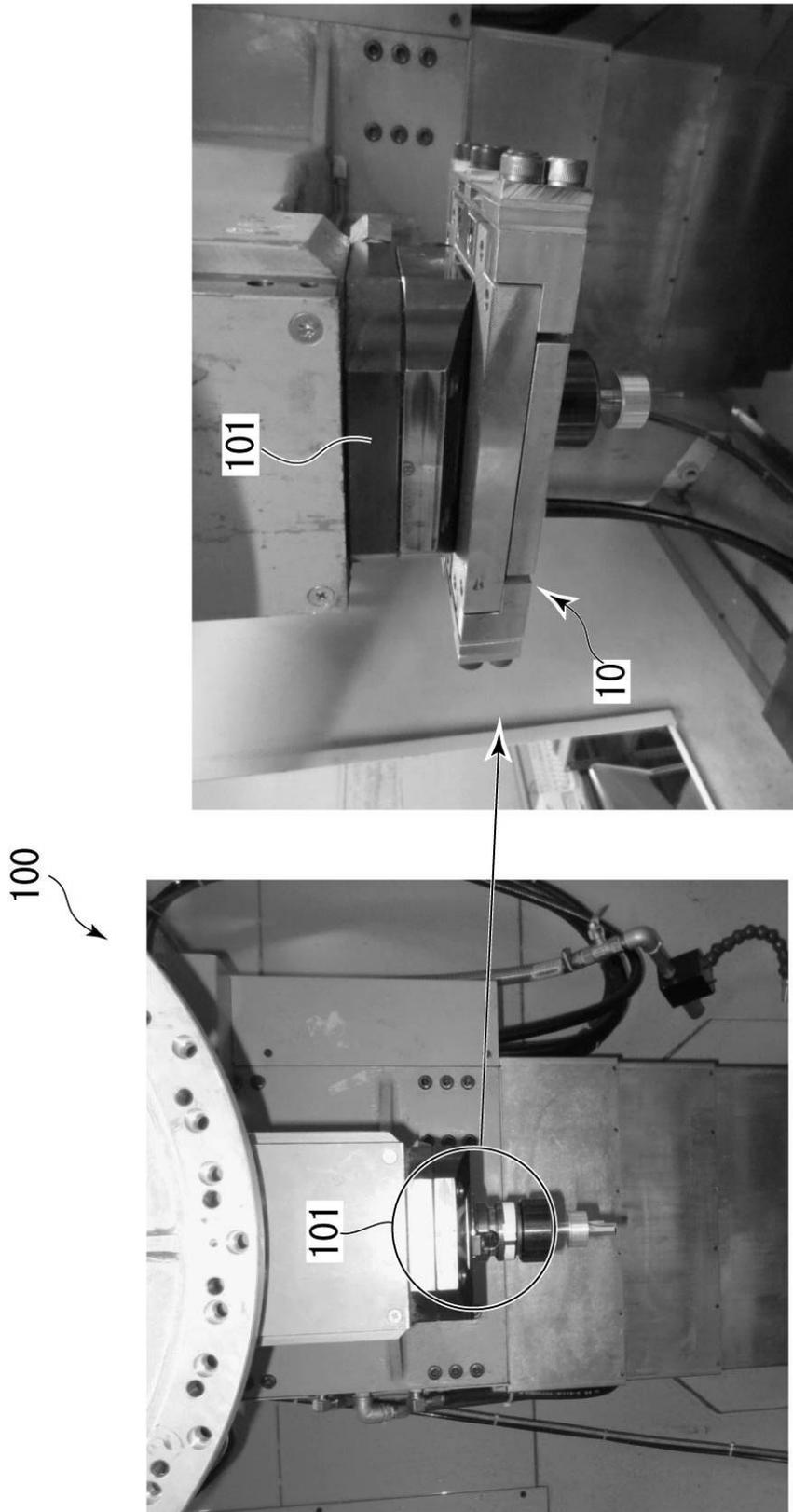
【図 1 1】



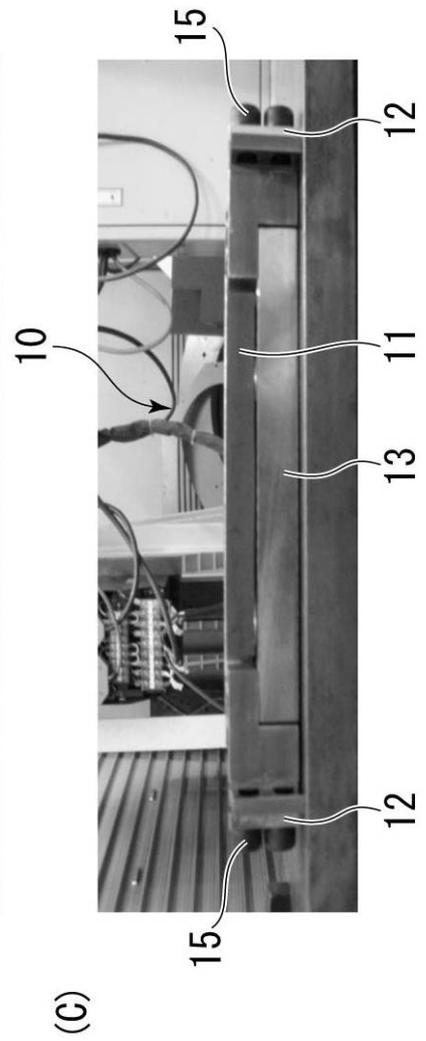
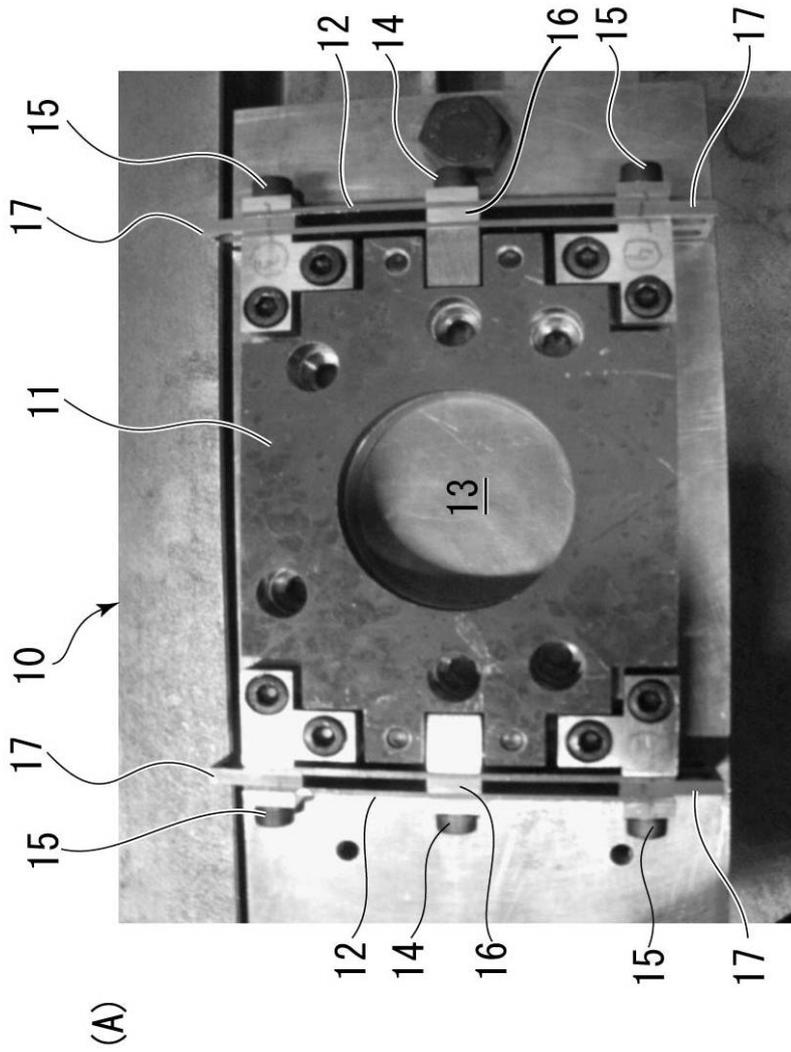
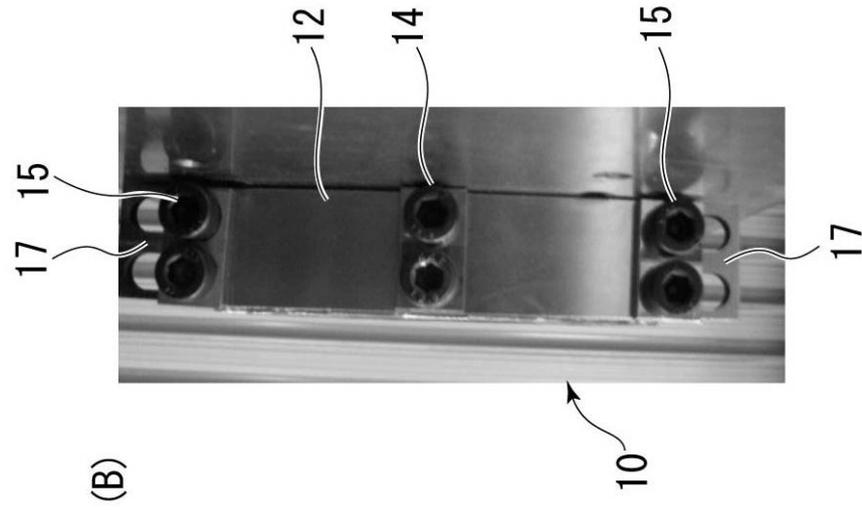
【図 1 3】



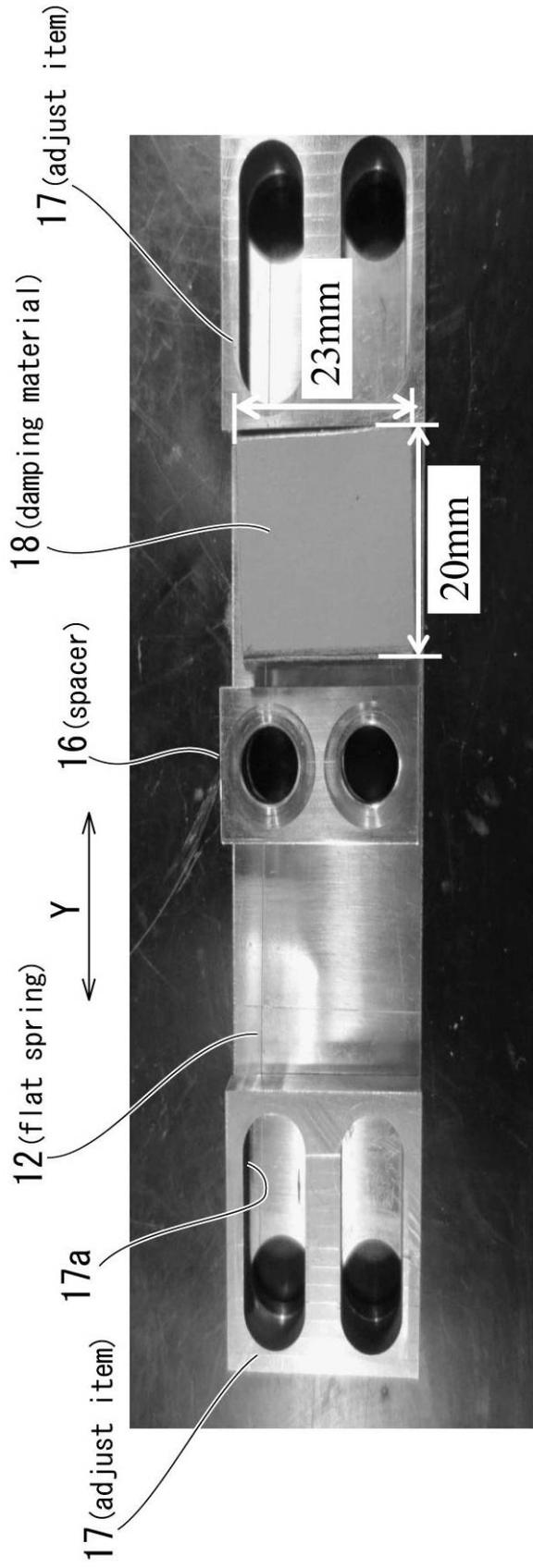
【 図 3 】



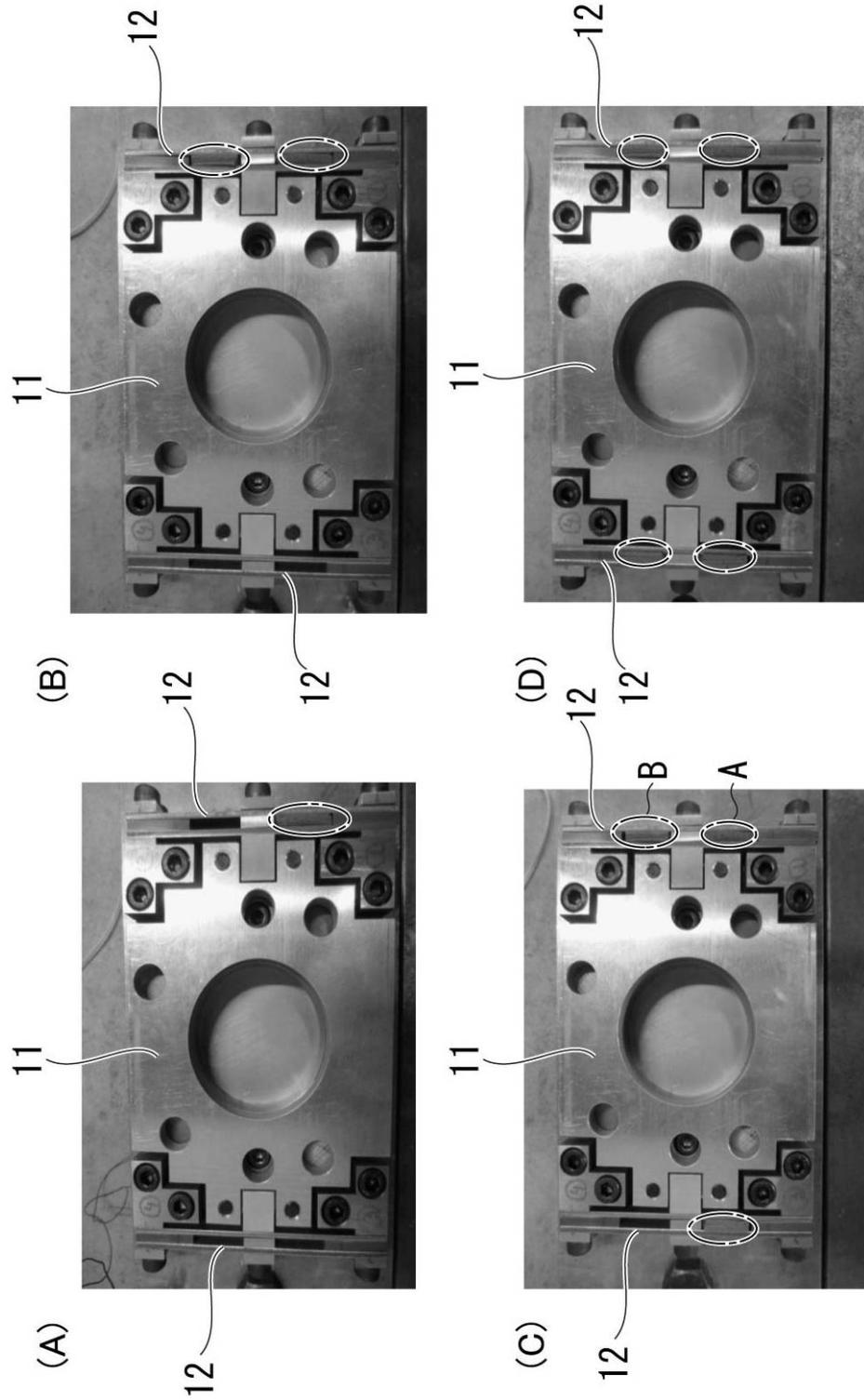
【図4】



【 図 6 】



【 図 8 】



【図9】

