(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号

特許第4258591号
(P4258591)

(45)発行日　平成21年4月30日(2009.4.30)　(24)登録日　平成21年2月20日(2009.2.20)

(51)Int.Cl.		F I		
F02B 77/00	(2006.01)	F02B	77/00	K
F02B 61/06	(2006.01)	F02B	61/06	H
F16F 15/31	(2006.01)	F16F	15/31	C
F01M 9/10	(2006.01)	F01M	9/10	Z
F16F 15/14	(2006.01)	F16F	15/14	B

請求項の数 1　(全 9 頁)

(21)出願番号　特願平11-333956
(22)出願日　平成11年11月25日(1999.11.25)
(65)公開番号　特開2001-153185(P2001-153185A)
(43)公開日　平成13年6月8日(2001.6.8)
審査請求日　平成18年10月25日(2006.10.25)

(73)特許権者　000004385
ＮＯＫ株式会社
東京都港区芝大門１丁目１２番１５号
(74)代理人　100071205
弁理士　野本　陽一
(72)発明者　大能　一登
神奈川県藤沢市辻堂新町４－３－１
エヌ・オー・ケー・メグラスティック株式会社内

審査官　城臺　仁美

(56)参考文献　特開２０００－２７４４８９（ＪＰ，Ａ）
特開平０６－０７４３０１（ＪＰ，Ａ）

最終頁に続く

(54)【発明の名称】ダイナミックダンパ

(57)【特許請求の範囲】
【請求項１】
エンジンのクランク室（４）内に位置して前記エンジンのクランク軸（３）に同心的に取り付けられる回転盤（１１）に、少なくともこの回転盤（１１）の内周側を向いた面が軸心（O_{11}）と平行な線を曲率中心（P_{12}）とする円筒状凹面（１２ａ）をなす複数の収容室（１２）が円周方向所定間隔で設けられ、前記各収容室（１２）内に転動マス（１５）がそれぞれ転動可能な状態に収容され、前記各収容室（１２）に、給油孔（１４）が開設されたことを特徴とするダイナミックダンパ。
【発明の詳細な説明】
【０００１】
【発明の属する技術分野】
本発明は、エンジンのクランク軸３等のような回転軸に発生する捩り振動や、トルク変動を吸収する手段として用いられるダイナミックダンパに関する。
【０００２】
【従来の技術】
エンジンの駆動は、吸気、圧縮、爆発（膨張）及び排気の各行程を繰り返しながら行われ、図６に示されるように、ピストン１の往復運動をコンロッド２を介してクランク軸３で回転運動に変換しているため、このクランク軸３には、回転に伴って捩り振動（回転方向の振動）が生じる。そしてこのような捩り振動の増大による不具合の発生を防止するため、前記エンジンのクランク室４から外部へ突出した前記クランク軸３の軸端３ａ，３ｂに

はダイナミックダンパ１００が取り付けられ、その一種として、従来、例えば図７に示されるような遠心振り子式ダイナミックダンパが知られている。

【０００３】

遠心振り子式ダイナミックダンパは、振動数が回転数に比例して変化する遠心振り子１０３による吸振機構を備えるもので、例えば、エンジンのクランク室４から突出したクランク軸３の先端３ａ又は後端３ｂに取り付けられる円盤状のハブ１０１と、このハブ１０１にその軸心から所定の半径Ｒの円周Ｃ上に等間隔で配置された複数のピン１０２と、これら各ピン１０２に回転可能に取り付けられた遠心振り子１０３とを備えるものである。そしてこの構成によれば、ハブ１０１に前記クランク軸３の捩り振動が入力されると、各遠心振り子１０３が、ピン１０２を中心としてハブ１０１（クランク軸３）の軸心Ｏとピン１０２の軸心Ｐとを通る線Ｑの両側へ揺動し、その揺動によるトルクの方向は前記捩り振動のトルクと反対であり、これによって制振力を得る。

【０００４】

すなわち、遠心振り子１０３の重心Ｇとその揺動中心であるピン１０２の軸心Ｐとの距離（以下、挙動半径という）をｒ、ハブ１０１の角速度をωとすると、遠心振り子１０３の固有振動数ｆｅは、前記挙動半径ｒと、前記角速度ωに依存する遠心力の場$R\omega^2$とによって、

【数１】

$$fe \fallingdotseq \sqrt{\frac{R\cdot\omega^2}{r}} = \omega\sqrt{\frac{R}{r}} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (1)$$

となり、回転数（角速度ω）に比例して変化する。また、回転におけるｎ次成分の捩り振動を低減するには、前記Ｒ及びｒを、

【数２】

$$\sqrt{\frac{R}{r}} = n \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (2)$$

となるように設定することが有効である。したがって、この種のダイナミックダンパによれば、Ｒ／ｒを適切に設定することによって、遠心振り子１０３の固有振動数ｆｅが、例えば４気筒４サイクルエンジンの回転におけるｎ次成分の捩り振動の振動数と常に等しくなるように変化するので、特定次数の捩り振動をあらゆる回転数において有効に低減することができる。

【０００５】

ところが、上記従来技術による遠心振り子式ダイナミックダンパにおいては、遠心振り子１０３を回転可能に支持するためのピン１０２及び軸受（図示省略）が必須であるため、構造が複雑になるばかりでなく、製造原価が高くなり、信頼性にも問題があった。

【０００６】

【発明が解決しようとする課題】

本発明は、上記のような問題に鑑みてなされたものであって、その主な技術的課題は、構造が簡素で、振動低減効果の信頼性が高いダイナミックダンパを製作可能とすることにある。

【０００７】

【課題を解決するための手段】

上記従来の技術的課題は、本発明によって有効に解決することができる。

すなわち本発明に係るダイナミックダンパは、エンジンのクランク室内に位置して前記エンジンのクランク軸３に同心的に取り付けられる回転盤に、少なくともこの回転盤の内周側を向いた面が軸心と平行な線を曲率中心とする円筒状凹面をなす複数の収容室が円周方向所定間隔で設けられ、前記各収容室内に転動マスがそれぞれ転動可能な状態に収容され、前記各収容室に、給油孔が開設されたものである。この構成において、前記転動マスは、遠心力を受けて前記収容室内で円筒状凹面上を転動しつつ往復挙動することによって、従来の遠心振り子式ダイナミックダンパにおける遠心振り子と同様の吸振機能を奏するものであり、ピンによる支持構造を必要とせず、回転盤がクランク室内に位置してクランク

軸３に取り付けられるので、クランク室内に循環供給される潤滑油の一部が給油孔を通じて収容室内へ供給される。

【０００８】

【発明の実施の形態】

図１は、本発明に係るダイナミックダンパの好ましい第一の実施形態を概略的に示すものである。この実施形態によるダイナミックダンパ１０は、後述する自動車用エンジンのクランク軸の捩り振動を低減するもので、参照符号１１は内周のボス部１１ａにおいて前記クランク軸に取り付けられる回転盤としてのハブである。

【０００９】

ハブ１１には、９０°の位相間隔で四つの収容室１２が片面から凹設されている。各収容室１２は、ハブ１１の軸心O_{11}を中心とする半径R_{12}の円周C_{12}を通り前記軸心O_{11}と平行な線を曲率中心P_{12}とする円筒面状に形成されており、その開口端部は、それぞれボス部１１ａの一端外周面に嵌着された金属板からなる円盤状の側板１３によって塞がれている。

【００１０】

側板１３の外周縁には、略Ｕ字形の切欠１３ａが各収容室１２に対応する９０°の位相間隔で形成されている。各切欠１３ａの内端は前記各収容室１２の開口部の内周領域に達し、これによって給油孔１４が構成されている。

【００１１】

各収容室１２内には、それぞれ転動マス１５が収容されている。この転動マス１５は、例えば図２（Ａ）に示されるような円柱状、同（Ｂ）に示されるような円筒状、あるいは同（Ｃ）に示されるような球状等を呈するもので、その半径r_{15}は収容室１２の半径r_{12}よりも小さいものとなっている。したがってこの転動マス１５は、ハブ１１の回転時には遠心力によって収容室１２内をハブ１１の外周側へ向けて移動し、ハブ１１にクランク軸３からの捩り振動が入力されることによって、軸心O_{11}と収容室１２の室央（曲率中心P_{12}）とを通る線Q_{11}の両側を往復するように、前記収容室１２の内面のうち前記軸心O_{11}側を向いた円筒状凹面１２ａ上を転動するものである。

【００１２】

詳しくは、収容室１２の円筒状凹面１２ａ上を転動する転動マス１５の重心G_{15}の軌跡の半径（挙動半径という）Δｒは、転動マス１５の半径r_{15}と収容室１２の半径（円筒状凹面１２ａの曲率半径）r_{12}との差に相当する。すなわちクランク軸３と共に回転するハブ１１に捩り振動が入力されると、この転動マス１５は、収容室１２の室央に相当する前記円筒状凹面１２ａの曲率中心P_{12}を中心とする挙動半径Δｒをもって転がりながら、振り子のように往復挙動する。

【００１３】

ここで、ハブ１１の角速度をωとすると、転動マス１５が図３（Ａ）又は（Ｂ）のようなコロ状のものである場合、その往復挙動の振動数ｆｅは、挙動半径Δｒと、前記角速度ωに依存する遠心力の場と、転動マス１５の慣性質量とによって、

【数３】

$$fe=\omega\sqrt{\frac{2R_{12}}{3\Delta r}} \qquad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (3)$$

となり、回転数（角速度ω）に比例して変化する。また、回転におけるｎ次成分の捩り振動を低減するには、R_{12}及びΔｒを、

【数４】

$$\sqrt{\frac{2R_{12}}{3\Delta r}}=n \qquad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (4)$$

となるように設定することが有効である。

【００１４】

すなわち、R_{12}及びΔｒを適切に設定することによって、転動マス１５の往復挙動の振動数ｆｅはエンジンの回転におけるｎ次（例えば２次）の捩り振動の振動数と常に同一と

なり、かつ前記往復挙動が、入力される捩り振動と所定の位相差をもって行われることにより制振方向のトルクを発生する。このため、あらゆる回転数において前記ｎ次振動を有効に低減することができる。

【００１５】

また、転動マス１５の半径r_{15}と収容室１２の半径（円筒状凹面１２ａの曲率半径）r_{12}によって、前記転動マス１５の挙動半径Δｒを著しく小さくすることができるので、ｎの値を高くして、高い次数の捩り振動の低減に有効なダイナミックダンパとすることができる。しかも、挙動半径Δｒを小さくすることによって転動マス１５の半径r_{15}が必然的に小さくなるということはないので、転動マス１５に所要の質量を与えて吸振性を向上させることができる。

【００１６】

更に、このダイナミックダンパ１０によれば、図７に示される従来の遠心振り子式ダイナミックダンパのようなピンや軸受による支持構造を必要としないため、構造が簡素である。しかも、転動マス１５による吸振系を多数設ける場合は、これに伴ってハブ１１に形成する収容室１２の数も増大するため、重量の増大を来さない。

【００１７】

図３は自動車用エンジンの概略構造を示すものである。この図における参照符号３は、各気筒内のピストン１の往復運動をコンロッド２を介して回転運動に変換するクランク軸で、クランク室４から外部へ突出したこのクランク軸３の先端３ａ及び後端３ｂにはそれぞれ補機に駆動力を伝達するためのプーリ５及びはずみ車であるフライホイール６が取り付けられている。本発明のダイナミックダンパ１０は、この図３に一点鎖線で示されるように、クランク室４内に配置され、クランク軸３のクランクアームの両側部分３ｃ～３ｇのうち、一箇所又は複数箇所に取り付けられる。

【００１８】

エンジン内部では、クランク室４の下部に設けられたオイルパン７から、潤滑油（エンジンオイル）が図示されていないオイルポンプによって吸い上げられて各ピストン１の作動部へ供給され、そこから落下しあるいは流れ落ちてオイルパン７へ戻る過程で、各部を潤滑する。そして、前記クランク室４内に位置してクランク軸３に取り付けられた本発明のダイナミックダンパ１０には、その側板１３に給油孔１４が開設されているため、エンジン内部を循環されている前記エンジンオイルの一部がこの給油孔１４から収容室１２内へ入り込み、この収容室１２の内面と転動マス１５との間を良好に潤滑する。したがって転動マス１５の作動が円滑に行われると共に、摩耗等が抑制され、吸振機能の信頼性の高いものとすることができる。

【００１９】

図１に示される実施形態においては、給油孔１４が側板１３の外周縁に形成したＵ字形切欠１３ａからなるものとしたが、その他にも例えば図４に例示したような構成とすることができる。

【００２０】

すなわち図４において、（Ａ）は、給油孔１４が、側板１３の外周縁に各収容室１２に対応する９０°の位相間隔で形成された切り起こし部１３ｂからなるものである。（Ｂ）は、給油孔１４が、側板１３に各収容室１２と対応する９０°の位相間隔で開設した小孔からなるものである。（Ｃ）は、収容室１２がハブ１１を軸方向に貫通した円孔状に形成され、その軸方向両端開口が、ボス部１１ａの両端外周面に嵌着された二枚の側板１３Ａ，１３Ｂによって塞がれ、この双方の側板１３Ａ，１３Ｂに、小孔からなる給油孔１４が開設されたものである。

【００２１】

なお、収容室１２の配置はハブ１１の重心のアンバランスを生じない位置関係であれば良く、図１のように９０°の位相間隔とすることには限定されない。

【００２２】

ところで、クランク軸３の捩り方向固有振動数がf_tである場合、このクランク軸３に

おけるｎ次の振り振動は、回転数がf_t／ｎの時に捩れ角が最大となることが知られている。すなわち、例えば前記回転数が比較的低速であるf_t／４の時には４次の振り振動のピークが現れ、それより高速であるf_t／２の時には２次の振り振動のピークが現れる。したがって、上記構成のダイナミックダンパにおいては、収容室１２と転動マス１５との組み合わせを、（４）式におけるｎ値の互いに異なる複数組設定することによって、複数の次数の振り振動を低減可能とすることが一層好ましい。

【００２３】

図５はその一例としての実施形態を示すものである。すなわちこのダイナミックダンパ１０において、９０°の位相間隔で設けられた四つの収容室のうち、互いに１８０°対称位置にある収容室１２Ａ，１２Ａは、それぞれハブ１１の軸心O_{11}を中心とする半径R_{12}の円周C_{12}を通り前記軸心O_{11}と平行な線を曲率中心P_{12A}とする円筒面状に形成されている。また、これとは９０°異なる位相で互いに１８０°対称位置にある収容室１２Ｂ，１２Ｂは長孔状をなすものであって、外周側の円筒状凹面１２ａと内周側の円筒状凸面１２ｂとを有し、その曲率中心P_{12B}は、前記円周Ｃ１２上にある。

【００２４】

円形の収容室１２Ａの半径r_{12A}と、長孔状の収容室１２Ｂにおける円筒状凹面１２ａの曲率半径r_{12B}は互いに同一であるのに対し、長孔状の収容室１２Ｂ内に収容された転動マス１５Ｂの半径r_{15B}は、円形の収容室１２Ａ内に収容された転動マス１５Ａの半径r_{15A}より小さいものとなっている。このため、相対的に小径の転動マス１５Ｂは、その挙動半径Δｒが大きくなって、（４）式におけるｎの値が小さくなり、相対的に大径の転動マス１５Ａは、その挙動半径Δｒが小さくなるので、前記ｎの値が大きくなる。

【００２５】

ハブ１１の軸方向一側又は両側に設けられた側板１３には、給油孔１４Ａ，１４Ｂが開設されている。これら給油孔１４Ａ，１４Ｂは、先に説明した図１又は図４と同様のものである。

【００２６】

したがってこの実施形態によれば、転動マス１５Ａは、クランク軸３の特定次数の振動数と常に同一の振動数で入力振動と反対方向へ挙動することによって、あらゆる回転数においてこの次数の振動を有効に低減する動的吸振系とすることができる。同様に転動マス１５Ｂは、それより高次数の捩り振動をあらゆる回転数において有効に低減する動的吸振系とすることができる。

【００２７】

なお、上記実施形態のような構成のほか、例えば図１における収容室１２の円筒状凹面１２ａの曲率半径r_{12}を変えることによって転動マス１５の挙動半径Δｒを互いに異なるものとしたり、あるいはハブ１１の軸心O_{11}を中心とする前記円筒状凹面１２ａの曲率中心P_{12}の回転軌跡（円周C_{12}）の半径R_{12}を異なるものとすることによって、R_{12}／Δｒの異なる複数種類の組み合わせを設定し、転動マス１５に、異なる次数の捩り振動に対する低減機能を与えることができる。また、R_{12}／Δｒの異なる収容室１２と転動マス１５の組み合わせを３種類以上とし、３つ以上の次数の捩り振動を低減可能な構成とすることも可能である。

【００２８】

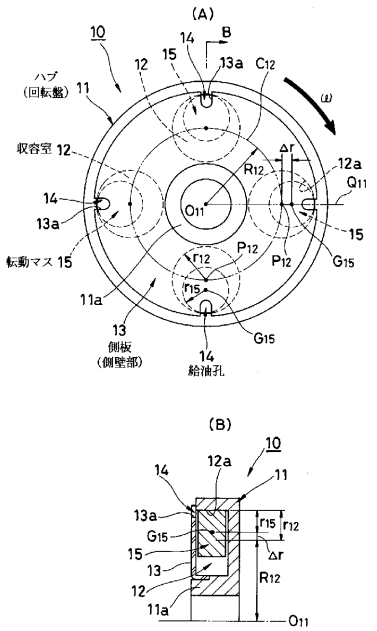
【発明の効果】

本発明に係るダイナミックダンパによると、収容室内で転動マスが円筒状凹面上を転動しつつ振り子運動することによって吸振機能を奏するものであるため、構造を簡素化することができ、転動マスの挙動半径を著しく小さく出来るので、高い次数の捩り振動を低減可能な構造とすることができる。しかも、このダイナミックダンパはエンジンのクランク室に配置され、給油孔から収容室に入り込む潤滑油で転動マスと収容室の内壁間が潤滑されるため、吸振性能の信頼性の高いものとすることができる。

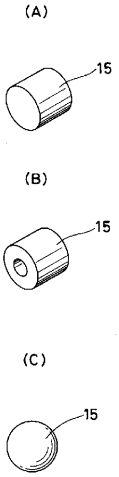
【図面の簡単な説明】

【図１】本発明に係るダイナミックダンパの一実施形態を示す図で、（Ａ）は正面図、（Ｂ）は（Ａ）のＢ－Ｏ$_{11}$断面図である。
【図２】上記実施形態における転動マスの形状例を示す斜視図である。
【図３】上記実施形態のダイナミックダンパとエンジンとの関係を概略的に示す説明図である。
【図４】上記実施形態における給油孔の他の構造を示す半断面図である。
【図５】本発明に係るダイナミックダンパの他の実施形態を示す正面図である。
【図６】従来技術に係るダイナミックダンパとエンジンとの関係を概略的に示す説明図である。
【図７】従来技術による遠心振り子式ダイナミックダンパの一例を概略的に示す図で、（Ａ）は正面図、（Ｂ）は（Ａ）のＢ－Ｏ断面図である
【符号の説明】
１　ピストン
２　コンロッド
３　クランク軸
４　クランク室
５　プーリ
６　フライホイール
７　オイルパン
１０　ダイナミックダンパ
１１　ハブ（回転盤）
１１ａ　ボス部
１２，１２Ａ，１２Ｂ　収容室
１２ａ　円筒状凹面
１３，１３Ａ，１３Ｂ　側板（側壁部）
１３ａ　切欠
１３ｂ　切り起こし部
１４，１４Ａ，１４Ｂ　給油孔
１５，１５Ａ，１５Ｂ　転動マス

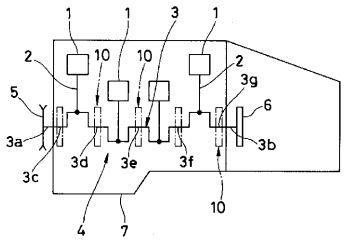
【図１】


(A)
10
14
B
15
12
13a
C12
ハブ
(回転盤) 11
収容室 12
Δr
R12
12a
O11
Q11
14
13a
15
転動マス 15
P12
P12
G15
r12
r15
11a
13
側板
(側壁部)
14
給油孔
G15
(B)
10
12a
14
11
13a
r15
r12
G15
Δr
15
13
R12
12
11a
O11

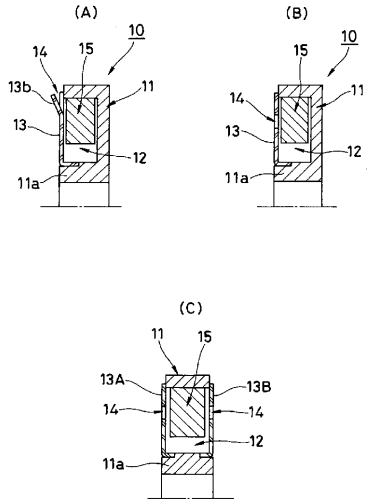
【図２】


(A)
15
(B)
15
(C)
15

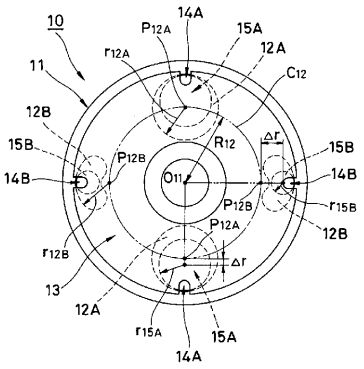
【図３】


1
1
3
1
2
10
10
2
3g
5
6
3a
3b
3c
3d
3e
3f
10
4
7

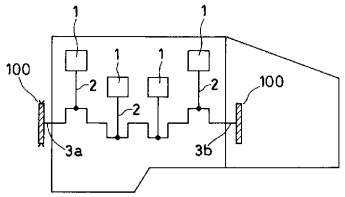
【図４】


(A)
10
14
15
13b
11
13
12
11a
(B)
15
10
14
11
13
12
11a
(C)
11
15
13A
13B
14
14
12
11a

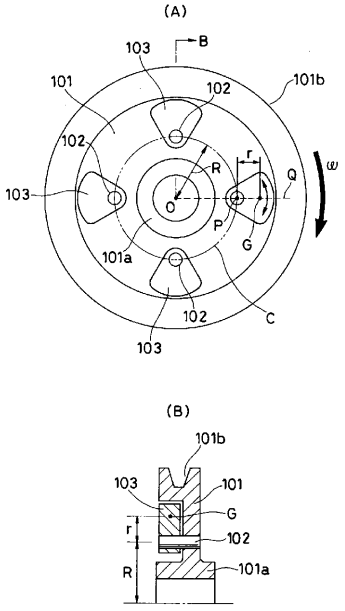
【図５】


10
11
12B
15B
14B
14A
P12A
15A
12A
r12A
C12
R12
Δr
P12B
O11
r15B
r12B
13
r15A

【図６】


1
2
100
3a
3b

【図７】


(A)
B
103
101
102
101b
R
r
Q
ω
O
P
G
101a
C
(B)
101b
103
101
G
r
102
R
101a

フロントページの続き

(58)調査した分野(Int.Cl., ＤＢ名)
F16F15/00-15/36
F01M1/00-9/12
F01B77/00
F02B61/06