

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第6484576号
(P6484576)

(45) 発行日 平成31年3月13日(2019.3.13)

(24) 登録日 平成31年2月22日(2019.2.22)

(51) Int.Cl.	F 1
F 1 6 F 15/26 (2006.01)	F 1 6 F 15/26 B
F 1 6 C 3/08 (2006.01)	F 1 6 C 3/08
F O 1 B 7/16 (2006.01)	F O 1 B 7/16
F O 1 B 9/02 (2006.01)	F O 1 B 9/02
F O 2 G 1/053 (2006.01)	F O 2 G 1/053 G

請求項の数 4 (全 22 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2016-35526 (P2016-35526)
 (22) 出願日 平成28年2月26日(2016.2.26)
 (65) 公開番号 特開2017-150624 (P2017-150624A)
 (43) 公開日 平成29年8月31日(2017.8.31)
 審査請求日 平成30年2月1日(2018.2.1)

(73) 特許権者 000006781
 ヤンマー株式会社
 大阪府大阪市北区茶屋町1番32号
 (74) 代理人 110000947
 特許業務法人あーく特許事務所
 (72) 発明者 末崎 達也
 大阪府大阪市北区茶屋町1番32号 ヤン
 マー株式会社内
 (72) 発明者 森 久則
 大阪府大阪市北区茶屋町1番32号 ヤン
 マー株式会社内
 審査官 保田 亨介

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】

往復動機関のピストン往復移動によって駆動されるクランク軸に設けられるカウンタウエイトと、前記クランク軸とは独立駆動されるバランス軸およびこのバランス軸に回転一体に設けられるバランスウエイトを有するバランスとを備えた振動低減装置において、

前記往復動機関は、前記クランク軸に連結される位置での回転方向の位相差を有する第1ピストンおよび第2ピストンが1つのシリンダに対して収容され、これらピストンが共通の中心線に沿って前記シリンダ内でそれぞれ往復移動するようになっており、

前記バランス軸の中心線と、前記クランク軸の中心線が略平行配置され、かつこれらの中心線を含む仮想平面が前記第1ピストンおよび前記第2ピストンの前記中心線と略垂直配置となっており、

前記カウンタウエイトの慣性力を前記第1ピストンおよび前記第2ピストンの合成慣性力の約1/2に設定し、

前記バランスウエイトの質量設定に当たって、振動低減目標位置と前記クランク軸の回転中心との間の距離をL1、前記振動低減目標位置とバランスウエイトの回転中心との間の距離をL2とする場合に、

バランスウエイトの慣性力×L2 = 1/2 × ピストンの合成慣性力×L1が成り立つように設定されており、

前記バランスウエイトの回転によって生じる遠心力が、前記第1ピストンの往復移動に起因する慣性力と前記第2ピストンの往復移動に起因する慣性力との合力を打ち消す方向

に発生するようにバランスウェイトの回転が制御される構成となっていることを特徴とする振動低減装置。

【請求項 2】

請求項 1 記載の振動低減装置において、

前記各ピストンの往復移動方向は水平方向であり、前記バランスは前記クランク軸を収容したクランクケースの上面に取り付けられていることを特徴とする振動低減装置。

【請求項 3】

請求項 1 または 2 記載の振動低減装置において、

前記バランスは、前記クランク軸を挟んだ両側において互いに独立駆動される 2 個が配置されており、一方のバランスのバランスウェイトの回転方向は前記クランク軸の回転方向とは反対方向に設定され、他方のバランスのバランスウェイトの回転方向は前記クランク軸の回転方向と同方向に設定されていることを特徴とする振動低減装置。

10

【請求項 4】

請求項 1、2 または 3 記載の振動低減装置において、

前記バランスにおける前記バランス軸および前記バランスウェイトの回転動力源は電動モータであり、

前記クランク軸には発電機が接続されており、このクランク軸の回転に伴って発電機による発電が行われるようになっており、

前記発電機で発電された電力の一部が前記電動モータに給電される構成となっていることを特徴とする振動低減装置。

20

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は振動低減装置に係る。特に、本発明は、往復動機関のピストン往復移動に起因する振動を低減する装置の改良に関する。

【背景技術】

【0002】

従来、往復動機関のピストン往復移動に起因する振動を低減する振動低減装置が提案されている。例えば、特許文献 1 には、エンジンの不平衡モーメントの低減を目的として、クランク軸の前後端にカウンタウェイトを設けると共に、クランク軸の後端よりも後方に設けられモータにより駆動される偏心回転重錘を備えさせた構成が開示されている。

30

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献 1】特開昭 60 - 234146 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

しかしながら、特許文献 1 に開示されている振動低減装置は、クランク軸の後端よりも後方にモータおよび偏心回転重錘を備えていることから、エンジンおよび振動低減装置を含む装置全体としてクランク軸の長手方向の長さが長くなる傾向がある。また、この特許文献 1 は、カウンタウェイトや偏心回転重錘の質量の設定などについて具体的な開示が無い。このように、特許文献 1 に開示されている振動低減装置は実用性に欠けるものである。

40

【0005】

本発明は、かかる点に鑑みてなされたものであり、その目的とするところは、実用性の高い振動低減装置を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0006】

前記の目的を達成するための本発明の解決手段は、往復動機関のピストン往復移動によ

50

って駆動されるクランク軸に設けられるカウンタウェイトと、前記クランク軸とは独立駆動されるバランス軸およびこのバランス軸に回転一体に設けられるバランスウェイトを有するバランスとを備えた振動低減装置を前提とする。この振動低減装置に対し、前記往復動機関は、前記クランク軸に連結される位置での回転方向の位相差を有する第1ピストンおよび第2ピストンが1つのシリンダに対して収容され、これらピストンが共通の中心線に沿って前記シリンダ内でそれぞれ往復移動するようになっており、前記バランス軸の中心線と、前記クランク軸の中心線が略平行配置され、かつこれらの中心線を含む仮想平面が前記第1ピストンおよび前記第2ピストンの前記中心線と略垂直配置となっており、前記カウンタウェイトの慣性力を前記第1ピストンおよび前記第2ピストンの合成慣性力の約1/2に設定し、前記バランスウェイトの質量設定に当たって、振動低減目標位置と前記クランク軸の回転中心との間の距離をL1、前記振動低減目標位置とバランスウェイトの回転中心との間の距離をL2とする場合に、バランスウェイトの慣性力×L2=1/2×ピストンの合成慣性力×L1が成り立つように設定されており、前記バランスウェイトの回転によって生じる遠心力が、前記第1ピストンの往復移動に起因する慣性力と前記第2ピストンの往復移動に起因する慣性力との合力を打ち消す方向に発生するようにバランスウェイトの回転が制御される構成となっていることを特徴とする。

10

【0007】

本発明によれば、カウンタウェイトおよびバランスウェイトの回転によって生じる遠心力は、ピストン往復移動によって生じる慣性力（ピストン往復移動方向の慣性力）を打ち消す方向に発生することになる。これにより、往復動機関の振動を低減することができる。また、前記バランス軸の中心線と、前記クランク軸の中心線が略平行配置され、かつこれらの中心線を含む仮想平面を、前記ピストンの中心線と略垂直配置したことにより、往復動機関および振動低減装置を含む装置全体としてクランク軸の長手方向の長さを短くすることができる（特許文献1に開示されているものに比べて短くすることができる）。このため、振動低減装置の実用性を高めることができる。

20

【0009】

また、クランク軸の回転数とバランス軸の回転数とが同一回転数（同期回転）とされて前記式が成立している。これによっても、カウンタウェイトおよびバランスウェイトの回転によって生じる遠心力は、ピストン往復移動によって生じる慣性力を打ち消す方向に発生することになり、往復動機関の振動を低減することができる。また、カウンタウェイトの慣性力（=質量×回転半径）、バランスウェイトの慣性力（前記式によって規定される慣性力（=質量×回転半径））、振動低減目標位置とクランク軸の回転中心との間の距離、振動低減目標位置とバランスウェイトの回転中心との間の距離それぞれを規定したことにより、振動低減装置の実用性を高めることができる。

30

また、この解決手段によれば、1つのシリンダ内に第1ピストンおよび第2ピストンを備えた往復動機関に対して、これらピストンの往復移動に起因する振動を低減することが可能となる。

【0010】

また、前記ピストンの往復移動方向を水平方向とし、前記バランスを、前記クランク軸を収容したクランクケースの上面に取り付けることが好ましい。

40

【0011】

この構成によれば、往復動機関の振動を低減できるばかりでなく、バランスウェイトの回転中心位置が振動低減目標位置から上方に所定距離を存した位置に設定されることになり、この距離を長く設定することでバランスウェイトの軽量化が可能となる。また、振動低減装置をクランクケースに取り付ける際には上側からの作業となるため、その作業性が良好となる。

【0012】

また、前記バランスとして、クランク軸を挟んだ両側において互いに独立駆動される2個を配置させ、一方のバランスのバランスウェイトの回転方向を前記クランク軸の回転方向とは反対方向に設定し、他方のバランスのバランスウェイトの回転方向を前記クランク

50

軸の回転方向と同方向に設定することが好ましい。

【0013】

この構成によれば、各バランサそれぞれのバランスイェットの軽量化を図ることができ、バランサの扱いが容易になり、往復動機関に対するバランサの取り付け構造の簡素化を図ることが可能となる。

【0014】

また、前記バランサにおける前記バランサ軸および前記バランスイェットの回転動力源を電動モータとする。また、前記クランク軸に発電機を接続させ、このクランク軸の回転に伴って発電機による発電が行われるようにする。そして、前記発電機で発電された電力の一部を前記電動モータに給電することも可能とする。

10

【0015】

この構成によれば、電動モータの動力源は、往復動機関の動力を利用した電力となるため、個別の動力源（商用電源等）を必要とすることなく、往復動機関の動力を利用した発電およびその往復動機関の振動低減を行うことができる。

【発明の効果】

【0018】

本発明では、往復動機関のピストン往復移動に起因する振動を低減する振動低減装置に対し、バランサ軸位置の具体的な特定、または、振動低減装置の構成要素の質量や寸法の具体的な特定を行ったことにより、その実用性を高めることができる。

【図面の簡単な説明】

20

【0019】

【図1】第1実施形態に係るスターリングエンジンの概略構成を示す断面図である。

【図2】第1実施形態に係るスターリングエンジンおよび振動低減装置をクランク軸の中心線に沿った方向から見た断面図である。

【図3】第1実施形態に係るスターリングエンジンをクランク軸の中心線に対して直交する水平方向から見た断面図である。

【図4】電動バランサを示す図であって図2におけるIV-IV線に沿った断面図である。

【図5】第1実施形態における電動バランサの制御系統を示す図である。

【図6】ディスプレイサピストンの往復移動に起因する振動波形、パワーピストンの往復移動に起因する振動波形、これら振動波形の合成波形、振動低減装置の作動による振動波形それぞれの一例を示す図である。

30

【図7】第1実施形態におけるピストン、クランク軸、カウンタウエイト、および、バランスイェットのモデルを示す図である。

【図8】比較例におけるピストン、クランク軸、および、バランスイェットのモデルを示す図である。

【図9】第2実施形態に係るスターリングエンジンおよび振動低減装置をクランク軸の中心線に沿った方向から見た断面図である。

【図10】第3実施形態に係るスターリングエンジンおよび振動低減装置をクランク軸の中心線に沿った方向から見た断面図である。

【図11】第4実施形態に係るスターリングエンジンおよび振動低減装置をクランク軸の中心線に沿った方向から見た断面図である。

40

【図12】第5実施形態における電動バランサの制御系統を示す図である。

【図13】第6実施形態における発電システムの概略構成図である。

【図14】第7実施形態に係る内燃機関および振動低減装置をクランク軸の中心線に沿った方向から見た断面図である。

【図15】第7実施形態に係る内燃機関をクランク軸の中心線に対して直交する水平方向から見た断面図である。

【図16】第8実施形態に係る内燃機関および振動低減装置をクランク軸の中心線に沿った方向から見た断面図である。

【図17】第9実施形態における電動バランサの制御系統を示す図である。

50

【発明を実施するための形態】

【0020】

以下、本発明の複数の実施形態を図面に基づいて説明する。

【0021】

(第1実施形態)

まず、第1実施形態について説明する。本実施形態では、単気筒であってディスプレイサピストンおよびパワーピストンがそれぞれ上下方向に往復移動するスターリングエンジンに本発明を適用した場合について説明する。

【0022】

- スターリングエンジンの概略構成 -

本実施形態の特徴である振動低減装置について説明する前に、スターリングエンジンの概略構成について説明する。

【0023】

図1は本実施形態に係るスターリングエンジン1の概略構成を示す断面図である。この図1に示すように、スターリングエンジン1は、シリンダ11の内部に、ディスプレイサピストン(第1ピストン)12およびパワーピストン(第2ピストン)13がそれぞれ往復移動可能に收容されている。ディスプレイサピストン12はパワーピストン13の上方に配置されている。これにより、シリンダ11の内部は複数の空間に区画されている。ディスプレイサピストン12の上側の空間は膨張空間(高温空間)11aとして形成されている。また、ディスプレイサピストン12の下側の空間(ディスプレイサピストン12と

10

20

【0024】

前記シリンダ11の下側に配設されたクランクケース15の内部にはクランク軸14が收容されている。前記ディスプレイサピストン12およびパワーピストン13は、それぞれクランク軸14に連結されている。具体的に、ディスプレイサピストン12およびパワーピストン13は、図示しないスコッチ・ヨーク機構を介して、所定角度(例えばクランク軸14回りで90°)だけ位相がずれた(ディスプレイサピストン12がロッドを介してクランク軸14に対して連結する位置と、パワーピストン13がロッドを介してクランク軸14に対して連結する位置とがクランク軸14の回転方向で所定角度だけずれた)状態

30

【0025】

また、クランク軸14の一端側(図1における右側)にはフライホイール3が回転一体に設けられている。また、クランク軸14の他端側(図1における左側)は、クランクケース15の外部にまで延びて発電機2に接続されている。

【0026】

前記シリンダ11には作動ガス(例えばヘリウムガス)が流通するヒータ41が接続されている。このヒータ41の一端部は前記膨張空間11aに連通している。また、ヒータ41の他端部は再生器42に連通している。この再生器42はクーラ43に連通している。クーラ43は前記圧縮空間11bに連通している。前記ヒータ41は、工場排熱やバイオマス燃焼熱等の熱を受けることで作動ガスを加熱する。一方、クーラ43内には作動ガスと熱交換可能に冷却水が流れており、この熱交換によって作動ガスを冷却する。

40

【0027】

再生器42およびクーラ43は、シリンダ11の外周部に配置されている。再生器42は、シリンダ11に対して同心円状に径の異なる円管を有し、この円管とシリンダ11との間にオーステナイト系ステンレス鋼や黄銅等の金網のマトリックス材を詰めた構成となっている。作動ガスは、マトリックス材を通り抜けて、ヒータ41またはクーラ43に流れる。作動ガスは、クーラ43からヒータ41に向けて再生器42を通り抜けるときに、マトリックス材から吸熱する。また、作動ガスは、ヒータ41からクーラ43に向けて再生器42を通り抜けるときに、マトリックス材に放熱する。

50

【 0 0 2 8 】

このような構成により、スターリングエンジン 1 は、膨張空間 1 1 a での作動ガスの膨張および圧縮空間 1 1 b での作動ガスの収縮による作動ガスの体積変化に従ってディスプレイサピストン 1 2 およびパワーピストン 1 3 がそれぞれ往復移動する。これにより、クランク軸 1 4 が回転駆動する。そして、このクランク軸 1 4 の回転力が発電機 2 に伝達されることで、発電機 2 での発電が行われるようになっている。また、この発電機 2 は、スターリングエンジン 1 の始動時には、クランク軸 1 4 を回転させるための電動機として使用される。

【 0 0 2 9 】

- 振動低減装置の構成 -

次に、本実施形態の特徴である振動低減装置 5 の構成について説明する。この振動低減装置 5 は、前記ディスプレイサピストン 1 2 およびパワーピストン 1 3 の往復移動に起因する振動を低減するものである。特に、ディスプレイサピストン 1 2 およびパワーピストン 1 3 それぞれの往復移動方向（本実施形態では上下方向）の振動を低減するものとなっている。

【 0 0 3 0 】

図 2 は本実施形態に係るスターリングエンジン 1 および振動低減装置 5 をクランク軸 1 4 の中心線 O 1 に沿った方向から見た断面図である。図 3 はスターリングエンジン 1 をクランク軸 1 4 の中心線 O 1 に対して直交する水平方向から見た断面図である。図 4 は振動低減装置 5 に備えられた電動バランス 7 を示す図であって図 2 における IV - IV 線に沿った断面図である。図 5 は電動バランス 7 の制御系統を示す図である。

【 0 0 3 1 】

振動低減装置 5 は、クランク軸 1 4 に設けられたカウンタウエイト 6 と、電動バランス 7 とを備えている。

【 0 0 3 2 】

カウンタウエイト 6 は、クランク軸 1 4 の中心線 O 1 に対して偏心した位置において、このクランク軸 1 4 に一体形成された重錘である。本実施形態にあつては、このカウンタウエイト 6 の慣性力（= 質量 × 回転半径）が前記ピストン 1 2 , 1 3 の合成慣性力の約 1 / 2 に設定されている。一例として、ピストン 1 2 , 1 3 の各質量が 2 0 k g で各ストロークが同一であつて位相差が 9 0 ° であつた場合には、カウンタウエイト 6 の質量は約 1 4 k g（= 1 / 2 × 2 0 × 2）に設定される。これらの値はこれに限定されるものではない。

【 0 0 3 3 】

また、このカウンタウエイト 6 の配設位置は、ディスプレイサピストン 1 2 およびパワーピストン 1 3 それぞれの往復移動によって生じる慣性力（ディスプレイサピストン 1 2 およびパワーピストン 1 3 それぞれの往復移動方向の慣性力であつて、ディスプレイサピストン 1 2 の慣性力とパワーピストン 1 3 の慣性力との合力）を打ち消す方向に、遠心力を発生させる位置に設定されている。

【 0 0 3 4 】

具体的には、仮にディスプレイサピストン 1 2 の質量とパワーピストン 1 3 の質量とが等しく、各ピストン 1 2 , 1 3 のストロークが同一であつて、各ピストン 1 2 , 1 3 の位相差（各ピストン 1 2 , 1 3 それぞれがクランク軸 1 4 に連結される位置での回転方向の位相差）が 9 0 ° であつた場合には、これらの位相差の中間の位置（ディスプレイサピストン 1 2 およびパワーピストン 1 3 それぞれに対して位相差が 4 5 ° の位置）に対して反対側の位置にカウンタウエイト 6 の配設位置が設定されることになる。つまり、図 2 に示すように、ディスプレイサピストン 1 2 が上死点にあり、パワーピストン 1 3 が上死点前 9 0 ° の位置にある場合に、カウンタウエイト 6 が、上死点前 4 5 ° の位置に対して反対側の位置（上死点後 1 3 5 ° の位置）となるように設定されている。また、仮にディスプレイサピストン 1 2 の質量とパワーピストン 1 3 の質量との比が 2 : 1 であり、各ピストン 1 2 , 1 3 のストロークが同一であつて、各ピストン 1 2 , 1 3 の位相差が 9 0 ° であ

10

20

30

40

50

った場合には、ディスプレイサピストン12のクランク軸14に対する連結位置から26.6°の位置(パワーピストン13の連結位置側へ26.6°の位置)に対して反対側の位置にカウンタウェイト6の配設位置が設定されることになる。これにより、カウンタウェイト6を設けたことによるオーババランス率(カウンタウェイト6を設けたことによる不釣り合い力の、各ピストン12,13の合成慣性力に対する割合(カウンタウェイト6による不釣り合い力が発生しない場合をオーババランス率0パーセントとし、カウンタウェイト6による不釣り合い力と各ピストン12,13の合成慣性力とが釣り合った場合のオーババランス率を100パーセントとする)に相当するパラメータ)が50パーセントとなる。なお、このカウンタウェイト6の配設位置は、実験やシミュレーションに基づいて、前記慣性力(ディスプレイサピストン12およびパワーピストン13それぞれの往復移動によって生じる慣性力)を打ち消す位置に設定するようにしてもよい。

10

【0035】

次に、電動バランスサ7について説明する。電動バランスサ7は、クランク軸14とは独立駆動されるものであって、スターリングエンジン1のクランクケース15の側面(図2における右側の側面)に取り付けられている。また、この電動バランスサ7は、バランスケース71、バランス軸72、バランスウェイト73、電動モータ74を備えている。

【0036】

バランスケース71は、略直方体形状の金属ケースであり、その一面にフランジ71aが設けられている。このフランジ71aが、クランクケース15の側面にボルト止め等の手段によって着脱可能に取り付けられている。つまり、本実施形態に係る電動バランスサ7は、スターリングエンジン1に対して後付け可能なものとなっている。また、図4に示すように、このバランスケース71には、バランス軸72を回転自在に支持するための支持孔71b,71bが設けられている。

20

【0037】

バランス軸72は、バランスケース71に形成されている前記支持孔71b,71bにラジアルベアリング72a,72aを介して回転自在に支持されている。このバランス軸72の一端側(図4における左側)は支持孔71bを通過して電動モータ74の出力軸に連結されている。また、バランス軸72の他端側(図4における右側)は支持孔71bを通過しており、その端部には、このバランス軸72の回転位相を検出するためのバランス軸ロータ72bが回転一体に取り付けられている。このバランス軸ロータ72bの外周囲には、このバランス軸ロータ72bの回転位相を検出するための回転位置検出センサ72cが配設されている。この回転位置検出センサ72cの出力信号はバランスコントローラ8(図5を参照)に入力されるようになっている。一例として、バランス軸ロータ72bの外周囲にはその周方向に亘って複数の突起が形成されており、回転位置検出センサ72cが電磁ピックアップで構成されることにより、バランス軸72の回転位相に応じた回転位置検出センサ72cのピックアップ信号がバランスコントローラ8に入力され、これによってバランス軸72の回転位相(電動モータ74の出力軸の回転位相とバランスウェイト73の回転位相との関係)が求められるようになっている。なお、バランス軸72の回転位相を検出する手段としては前述したものには限定されず、周知の種々のものが適用可能である。

30

40

【0038】

バランスウェイト73は、複数枚のウェイトプレート73a,73a,...が重ね合わされた構成となっている。各ウェイトプレート73aは、バランス軸72が挿通される支持リング部分73b(図2を参照)と、この支持リング部分73bに一体形成されたウェイト部分73cとを備えた偏平形状の金属製板材で成っている。このウェイトプレート73aが複数枚重ね合わされ、それぞれに設けられている支持リング部分73b,73b,...にバランス軸72が挿通され、図示しないキーによって各ウェイトプレート73a,73a,...がバランス軸72に回転一体に組み付けられている。

【0039】

そして、本実施形態にあつては、この複数枚のウェイトプレート73a,73a,...が

50

重ね合わされて成るバランスウェイト73の質量設定に当たって、このバランスウェイト73の慣性力として以下の式が成り立つように設定されている。

【0040】

バランスウェイトの慣性力 $\times L2 = 1/2 \times$ ピストンの合成慣性力 $\times L1 \dots (1)$

ここで、 $L1$ はクランク軸14の中心線(回転中心)O1と振動低減目標位置である床面との間の距離である。また、 $L2$ はバランス軸72の中心線(バランスウェイトの回転中心)O2と振動低減目標位置である床面との間の距離である。なお、本実施形態では、これら距離 $L1$ 、 $L2$ は同一である。これら距離 $L1$ 、 $L2$ が互いに異なる場合については、後述する第2実施形態で説明する。

【0041】

また、図2に示すように、前記バランス軸72の中心線O2は、クランク軸14の中心線O1に対して同一高さ位置で且つ平行となっている。また、クランク軸14の中心線O1は、ディスプレイサピストン12およびパワーピストン13それぞれの往復移動方向(鉛直方向)に対して直交する方向に延びているため、前記バランス軸72の中心線O2は、ディスプレイサピストン12およびパワーピストン13それぞれの往復移動方向に対して直交する方向に平行となる方向に延びていることになる。このため、バランス軸72の中心線O2と、クランク軸14の中心線O1が略平行配置され、かつこれらの中心線O1、O2を含む仮想平面がピストン12、13の中心線O3と略垂直配置された構成となっている。また、バランス軸72に対するバランスウェイト73の組み付け位置は、バランスウェイト73の重心位置G1が、クランク軸14の中心線O1に対して直交し且つディスプレイサピストン12およびパワーピストン13の中心線O3を含む仮想平面上に設定されている。

【0042】

電動モータ74としては、誘導電動機や同期電動機等の交流電動機が採用されており、前述したようにその出力軸が前記バランス軸72に回転一体に連結されている。このため、電動モータ74の作動に伴って、この電動モータ74の回転速度(回転角速度)と同速度でバランス軸72およびバランスウェイト73がバランスケース71の内部で回転する構成となっている。このように電動モータ74の出力軸はバランス軸72に直結されている。これにより、減速機等を必要とせず、構成の簡素化および電動バランス7の小型化を図っている。

【0043】

また、このバランス軸72およびバランスウェイト73の回転方向、回転速度、および、回転位相は、前記バランスコントローラ8から電動モータ74に出力される回転指令信号によって調整が可能である。具体的には、バランス軸72およびバランスウェイト73が、クランク軸14の回転方向(図2では時計回り方向)に対して反対方向(図2では反時計回り方向)に回転し、このクランク軸14の回転速度と同一の回転速度で回転するようになっている。つまり、前記カウンタウェイト6と同様に、ディスプレイサピストン12およびパワーピストン13それぞれの往復移動によって生じる慣性力(ディスプレイサピストン12の慣性力とパワーピストン13の慣性力との合力)を打ち消す方向に遠心力を発生させるように、バランス軸72およびバランスウェイト73が回転するようになっている。

【0044】

また、図3に示すように、前記クランク軸14におけるフライホイール3の外側の位置には、クランク軸14の回転位相を検出するためのクランク軸ロータ14aが回転一体に取り付けられている。このクランク軸ロータ14aの外周面には、このクランク軸ロータ14aの回転位相を検出するための回転位置検出センサ14bが配設されている。この回転位置検出センサ14bの出力信号はバランスコントローラ8(図5を参照)に入力されるようになっている。一例として、前述したバランス軸ロータ72bと同様に、クランク軸ロータ14aの外周面にはその周方向に亘って複数の突起が形成されており、回転位置検出センサ14bが電磁ピックアップで構成されることにより、クランク軸14の回転位

10

20

30

40

50

相に応じた回転位置検出センサ 14 b のピックアップ信号がバランスコントローラ 8 に入力され、これによってクランク軸 14 の回転位相が求められるようになっている。このクランク軸 14 の回転位相に基づいて、ディスプレイサピストン 12 およびパワーピストン 13 の位置、および、クランク軸 14 の回転速度等が算出可能となる。なお、クランク軸 14 の回転位相を検出する手段としては前述したものには限定されず、周知の種々のものが適用可能である。

【 0 0 4 5 】

なお、図 5 に示すように、前記バランスコントローラ 8 からの回転指令信号および交流電源 AC からの電力は電動モータアンプ 81 を経て電動モータ 74 に入力されるようになっている。

【 0 0 4 6 】

- 振動低減制御 -

次に、上述の如く構成された振動低減装置 5 による振動低減のための制御について説明する。この制御は、ディスプレイサピストン 12 およびパワーピストン 13 の往復移動方向の振動を低減するための電動モータ 74 の制御（電動モータ 74 に出力される回転指令信号による制御）である。

【 0 0 4 7 】

まず、振動低減装置 5 の初回始動時には、電動モータ 74 の出力軸の回転位相とバランスウェイト 73 の回転位相との関係を求め、電動モータ 74 の制御により得られるバランスウェイト 73 の回転位相が、ディスプレイサピストン 12 とパワーピストン 13 との往復移動によって生じる慣性力（ディスプレイサピストン 12 の慣性力とパワーピストン 13 の慣性力との合力）を打ち消す方向に遠心力を発生させる位置となるようにしておく必要がある。つまり、電動モータ 74 の出力軸の回転位相とバランスウェイト 73 の回転位相とにズレが生じている場合に、そのズレを考慮した回転指令信号をバランスコントローラ 8 から出力するようしておく必要がある。

【 0 0 4 8 】

このため、振動低減装置 5 の初回始動時には、前記回転位置検出センサ 72 c からの出力信号をバランスコントローラ 8 に入力し、これによってバランスウェイト 73 の回転位相を検出し、前記ズレ分を把握する。そして、このズレ分だけ前記回転指令信号を補正して電動モータ 74 に出力するようにする。

【 0 0 4 9 】

その後、スターリングエンジン 1 の運転時には、図 5 に示すように、前記回転位置検出センサ 14 b からの出力信号（クランク軸ロータ 14 a の回転位相信号）がバランスコントローラ 8 に入力され、この回転位相信号に基づいて、クランク軸 14 の回転位置（回転位相）および回転速度等が算出される。

【 0 0 5 0 】

そして、バランスコントローラ 8 は、ディスプレイサピストン 12 およびパワーピストン 13 それぞれの往復移動によって生じる慣性力（ディスプレイサピストン 12 の慣性力とパワーピストン 13 の慣性力との合力）を打ち消す遠心力がバランスウェイト 73 の回転によって発生するように、バランス軸 72 を回転させるための回転指令信号を電動モータ 74 に出力する。より具体的には、回転位置検出センサ 14 b からの出力信号によって得られたクランク軸ロータ 14 a の回転位相に応じて電動モータ 74 をフィードバック制御（前記回転指令信号をフィードバック制御）する。

【 0 0 5 1 】

図 6 は、ディスプレイサピストン 12 の往復移動に起因する振動波形（一点鎖線）、パワーピストン 13 の往復移動に起因する振動波形（二点鎖線）、これら振動波形の合成波形（破線）、振動低減装置 5 の作動による振動波形（実線）それぞれの一例を示す図である。

【 0 0 5 2 】

前述したようにディスプレイサピストン 12 およびパワーピストン 13 は所定角度（例

10

20

30

40

50

えばクランク軸 1 4 回りで 90°) だけ位相がずれた状態でクランク軸 1 4 に連結されている。このため、ディスプレイサピストン 1 2 の往復移動に起因する振動波形 (一点鎖線) およびパワーピストン 1 3 の往復移動に起因する振動波形 (二点鎖線) も所定角度だけ位相がずれた波形として現れる。そして、これら振動波形の合成波形 (破線) に対して、逆位相の振動波形 (実線) が振動低減装置 5 から発生されることで (前記回転指令信号のフィードバック制御によって、逆位相の振動波形が振動低減装置 5 から発生されることで)、スターリングエンジン 1 において、ディスプレイサピストン 1 2 およびパワーピストン 1 3 それぞれの往復移動方向 (上下方向) の振動を大幅に低減することが可能となる。

【 0 0 5 3 】

また、バランス軸 7 2 およびバランスウェイト 7 3 はクランク軸 1 4 の回転方向に対して反対方向に回転している。つまり、バランス軸 7 2 およびバランスウェイト 7 3 はカウンタウェイト 6 に対して反対方向に回転している。そして、これらカウンタウェイト 6 およびバランスウェイト 7 3 は、ディスプレイサピストン 1 2 およびパワーピストン 1 3 それぞれの往復移動によって生じる慣性力を打ち消す遠心力を発生する位置 (位相) にそれぞれ設けられている。このため、ディスプレイサピストン 1 2 およびパワーピストン 1 3 の往復移動方向に直交する方向 (水平方向) にあっては、カウンタウェイト 6 とバランスウェイト 7 3 とは互いに逆位相となる。つまり、カウンタウェイト 6 が図 2 の右側 (上死点後 90°) の位置にある場合には、バランスウェイト 7 3 は図 2 の左側に位置することになる。また、カウンタウェイト 6 が図 2 の左側 (上死点前 90°) の位置にある場合には、バランスウェイト 7 3 は図 2 の右側に位置することになる。このため、この水平方向でのカウンタウェイト 6 に起因する振動とバランスウェイト 7 3 に起因する振動とは互いに相殺されることになり、この水平方向の振動も低減することが可能となる。

【 0 0 5 4 】

図 7 は、本実施形態におけるピストン 1 2, 1 3 (この図 7 では、便宜上、ディスプレイサピストン 1 2 およびパワーピストン 1 3 を 1 つのピストン 1 2, 1 3 として表している)、クランク軸 1 4、カウンタウェイト 6、および、バランスウェイト 7 3 のモデルを示す図である。また、図 8 は、公知技術である比較例におけるピストン P、クランク軸 C、および、バランスウェイト B W 1, B W 2 のモデルを示す図である。

【 0 0 5 5 】

図 8 に示す比較例は、2 軸式の振動低減装置であって、互いに逆回転する 2 個のバランスウェイト B W 1, B W 2 を備え、これらバランスウェイト B W 1, B W 2 それぞれの質量をピストン P の質量の 1 / 2 に設定するものである。そして、ピストン P の往復移動によって生じる慣性力を打ち消す遠心力を 2 個のバランスウェイト B W 1, B W 2 が発生する構成となっている。また、ピストン P の往復移動方向に対して直交する方向の振動は、各バランスウェイト B W 1, B W 2 が互いに逆回転することで相殺している。しかしながら、この比較例では、2 台の振動低減装置を備えさせる必要があり、製造コストの高騰を招くばかりでなく、エンジンおよび振動低減装置を含む装置全体の大型化を招いてしまうことになる。

【 0 0 5 6 】

これに対し、図 7 に示す本実施形態の構成は、1 台の振動低減装置 5 を備えさせるのみで、ピストン 1 2, 1 3 の往復移動によって生じる慣性力を打ち消すことが可能であり、また、ピストン 1 2, 1 3 の往復移動方向に対して直交する方向の振動も低減することができるものとなっている。

【 0 0 5 7 】

以上説明したように、本実施形態では、カウンタウェイト 6 およびバランスウェイト 7 3 の回転によって生じる遠心力が、ディスプレイサピストン 1 2 およびパワーピストン 1 3 の往復移動によって生じる慣性力を打ち消す方向に発生することになり、スターリングエンジン 1 において、ディスプレイサピストン 1 2 およびパワーピストン 1 3 それぞれの往復移動方向 (上下方向) の振動を大幅に低減することが可能となる。

【 0 0 5 8 】

10

20

30

40

50

また、本実施形態では、前述したように、バランス軸 7 2 の中心線 O 2 と、クランク軸 1 4 の中心線 O 1 が略平行配置され、かつこれらの中心線 O 1 , O 2 を含む仮想平面がピストン 1 2 , 1 3 の中心線 O 3 と略垂直配置された構成となっている。このため、スターリングエンジン 1 および振動低減装置 5 を含む装置全体としてクランク軸 1 4 の長手方向の長さを短くすることができる（特許文献 1 に開示されているものに比べて短くすることができる）。これにより、振動低減装置 5 の実用性を高めることができる。

【 0 0 5 9 】

（第 2 実施形態）

次に、第 2 実施形態について説明する。本実施形態は、単気筒であってディスプレイサピストン 1 2 およびパワーピストン 1 3 がそれぞれ水平方向に往復移動するスターリングエンジン 1 に本発明を適用したものである。その他の構成および制御は前記第 1 実施形態のものと同様である。従って、ここでは、前記第 1 実施形態との相違点について主に説明する。

【 0 0 6 0 】

図 9 は、本実施形態に係るスターリングエンジン 1 および振動低減装置 5 をクランク軸 1 4 の中心線 O 1 に沿った方向から見た断面図である。

【 0 0 6 1 】

本実施形態における電動バランス 7 は、クランクケース 1 5 の上面に取り付けられている。

【 0 0 6 2 】

本実施形態にあっても、カウンタウェイト 6 の慣性力（＝質量×回転半径）は前記ピストン 1 2 , 1 3 の合成慣性力の約 1 / 2 に設定されている。また、このカウンタウェイト 6 の配設位置は、ディスプレイサピストン 1 2 およびパワーピストン 1 3 それぞれの往復移動によって生じる慣性力を打ち消す方向に、遠心力を発生させる位置に設定されている。

【 0 0 6 3 】

また、電動バランス 7 のバランス軸 7 2 の中心線 O 2 は、クランク軸 1 4 の中心線 O 1 に対して鉛直上方に位置し且つこのクランク軸 1 4 の中心線 O 1 と平行になっている。また、クランク軸 1 4 の中心線 O 1 は、ディスプレイサピストン 1 2 およびパワーピストン 1 3 それぞれの往復移動方向（水平方向）に対して直交する方向に延びているため、前記バランス軸 7 2 の中心線 O 2 は、ディスプレイサピストン 1 2 およびパワーピストン 1 3 それぞれの往復移動方向に対して直交する水平方向に平行となる方向に延びていることになる。このため、バランス軸 7 2 の中心線 O 2 と、クランク軸 1 4 の中心線 O 1 が略平行配置され、かつこれらの中心線 O 1 , O 2 を含む仮想平面がピストン 1 2 , 1 3 の中心線 O 3 と略垂直配置された構成となっている。また、バランス軸 7 2 に対するバランスウェイト 7 3 の組み付け位置（バランス軸 7 2 の中心線 O 2 に沿う方向での位置）は、バランスウェイト 7 3 の重心位置 G 1 が、クランク軸 1 4 の中心線 O 1 に対して直交し且つディスプレイサピストン 1 2 およびパワーピストン 1 3 の中心線 O 3 を含む仮想平面上に設定されている。

【 0 0 6 4 】

そして、本実施形態におけるバランスウェイト 7 3 の特徴としては、前記第 1 実施形態の場合と同様に、バランスウェイト 7 3 の質量設定に当たって、このバランスウェイト 7 3 の慣性力として以下の式が成り立つように設定されている。

【 0 0 6 5 】

$$\text{バランスウェイトの慣性力} \times L 2 = 1 / 2 \times \text{ピストンの合成慣性力} \times L 1 \quad \dots (1)$$

L 1 はクランク軸 1 4 の中心線 O 1 と振動低減目標位置である床面との間の距離である。また、L 2 はバランス軸 7 2 の中心線 O 2 と振動低減目標位置である床面との間の距離である。

【 0 0 6 6 】

このような式（ 1 ）によってバランスウェイト 7 3 の慣性力が決定されるため、例えば

、クランク軸 1 4 の中心線 O 1 と床面との間の距離 L 1 に対して、バランス軸 7 2 の中心線 O 2 と床面との間の距離 L 2 が 2 倍であった場合には、バランスウェイト 7 3 の慣性力は、ピストンの合成慣性力の約 1 / 4 に設定されることになる。

【 0 0 6 7 】

その他の構成および動作は前記第 1 実施形態のものと同様である。

【 0 0 6 8 】

本実施形態によれば、前述したように、カウンタウェイト 6 の慣性力をピストン 1 2 , 1 3 の合成慣性力の約 1 / 2 に設定している。また、前述した式 (1) が成立するように、バランスウェイト 7 3 の慣性力、クランク軸 1 4 の中心線 O 1 と床面との間の距離 L 1 、バランス軸 7 2 の中心線 O 2 と床面との間の距離 L 2 それぞれを規定している。これにより、前記第 1 実施形態の場合と同様に、カウンタウェイト 6 およびバランスウェイト 7 3 の回転によって生じる遠心力が、ディスプレイサピストン 1 2 およびパワーピストン 1 3 の往復移動によって生じる慣性力を打ち消す方向に発生することになり、スターリングエンジン 1 において、ディスプレイサピストン 1 2 およびパワーピストン 1 3 それぞれの往復移動方向 (水平方向) の振動を大幅に低減することが可能となる。また、前述した式 (1) によって振動低減装置 5 の構成要素の慣性力や寸法を具体的に特定することができるため、振動低減装置 5 の実用性を高めることができる。また、この式 (1) によれば、バランス軸 7 2 の中心線 O 2 と床面との間の距離 L 2 の適正化を図ることができ、バランスウェイト 7 3 の回転に起因するモーメントも抑制することが可能になり、スターリングエンジン 1 の安定した運転を実現することもできる。

【 0 0 6 9 】

また、前述した式 (1) によれば、バランスウェイト 7 3 の回転中心位置 (バランス軸 7 2 の中心線 O 2) が振動低減目標位置である床面から上方に所定距離 (上記 L 2) を存した位置に設定されることになり、この距離を長く設定することでバランスウェイト 7 3 の軽量化が可能となる。また、振動低減装置 5 をクランクケース 1 5 に取り付ける際には上側からの作業となるため、その作業性が良好である。

【 0 0 7 0 】

更に、本実施形態においてもスターリングエンジン 1 および振動低減装置 5 を含む装置全体としてクランク軸 1 4 の長手方向の長さを短くすることができ、振動低減装置 5 の実用性を高めることができる。

【 0 0 7 1 】

(第 3 実施形態)

次に、第 3 実施形態について説明する。本実施形態は、電動バランスの配設個数が前記第 1 実施形態のものとは異なっている。その他の構成および制御は前記第 1 実施形態のものと同様である。従って、ここでも、前記第 1 実施形態との相違点について主に説明する。

【 0 0 7 2 】

図 1 0 は、本実施形態に係るスターリングエンジン 1 および振動低減装置 5 をクランク軸 1 4 の中心線 O 1 に沿った方向から見た断面図である。

【 0 0 7 3 】

本実施形態に係る振動低減装置 5 は、2 個の電動バランス 7 A , 7 B を備えている。これら電動バランス 7 A , 7 B は、クランクケース 1 5 の左右の両側面に取り付けられている。各電動バランス 7 A , 7 B は、それぞれ第 1 実施形態のものと同様の構成となっている。つまり、各電動バランス 7 A , 7 B それぞれのバランスウェイト 7 3 が個別の電動モータによって互いに独立して回転可能となっている。

【 0 0 7 4 】

また、本実施形態では、一方の電動バランス 7 A は、前記実施形態のものと同様に、クランク軸 1 4 の回転方向 (図 1 0 では時計回り方向) に対して反対方向 (図 1 0 では反時計回り方向) に回転し、このクランク軸 1 4 の回転速度と同一の回転速度で回転するようになっている。また、他方の電動バランス 7 B は、クランク軸 1 4 の回転方向と同方向 (図 1 0 では時計回り方向) に回転し、このクランク軸 1 4 の回転速度と同一の回転速度で

10

20

30

40

50

回転するようになっている。具体的に、ディスプレイサピストン 12 およびパワーピストン 13 の往復移動方向に直交する方向（水平方向）にあつては、一方の電動バラサ 7A のバランスウェイト 73 の回転位置と、他方の電動バラサ 7B のバランスウェイト 73 の回転位置とは互いに逆位相となる。つまり、一方の電動バラサ 7A のバランスウェイト 73 が図 10 の右側の位置にある場合には、他方の電動バラサ 7B のバランスウェイト 73 は図 10 の左側に位置することになる。また、一方の電動バラサ 7A のバランスウェイト 73 が図 10 の左側の位置にある場合には、他方の電動バラサ 7B のバランスウェイト 73 は図 10 の右側に位置することになる。これにより、スターリングエンジン 1 において、バランスウェイト 73, 73 それぞれの回転に起因する水平方向での振動を低減することが可能となる。

10

【0075】

本実施形態の場合、各電動バラサ 7A, 7B それぞれのバランスウェイト 73 の慣性力として以下の式が成り立つように設定されている。

【0076】

$$1 \text{ 個のバランスウェイトの慣性力} \times L^2 = 1/4 \times \text{ピストンの合成慣性力} \times L^1 \quad \dots (2)$$

なお、各バランスウェイト 73, 73 それぞれの慣性力を合わせて一つの慣性力として見なした場合には前記式 (1) が成立することになる。

【0077】

そして、各電動バラサ 7A, 7B それぞれの制御は個別に行われるようになっている。つまり、ディスプレイサピストン 12 およびパワーピストン 13 それぞれの往復移動によって生じる慣性力を打ち消す遠心力がバランスウェイト 73, 73 それぞれの回転によって発生するように、バランス軸 72, 72 を回転させるための回転指令信号を各電動バラサ 7A, 7B それぞれの電動モータに出力する。つまり、前記回転位置検出センサからの出力信号によって得られたクランク軸ロータの回転位相に対して逆位相となる位置にバランスウェイト 73 が位置するように電動モータ 74 をフィードバック制御する。

20

【0078】

本実施形態においても、前記第 1 実施形態と同様の効果を奏することができる。

【0079】

(第 4 実施形態)

30

次に、第 4 実施形態について説明する。本実施形態は、図 11 に示すように、ディスプレイサピストン 12 およびパワーピストン 13 がそれぞれ水平方向に往復移動するスターリングエンジン 1 に対し、前記第 3 実施形態と同様に、振動低減装置 5 が 2 個の電動バラサ 7A, 7B を備えたものとなっている。これら電動バラサ 7A, 7B は、クランクケース 15 の上面および下面に取り付けられている。各電動バラサ 7A, 7B は、それぞれ第 1 実施形態のものと同様の構成となっている。その他の構成および動作は前記第 3 実施形態のものと同様である。また、各電動バラサ 7A, 7B それぞれのバランスウェイト 73 の慣性力としては、前記式 (2) が成り立つように設定されている。なお、各バランスウェイト 73, 73 それぞれの慣性力を合わせて一つの慣性力として見なした場合には前記式 (1) が成立することになる。

40

【0080】

本実施形態においても、前記第 3 実施形態の場合と同様に、スターリングエンジン 1 において、バランスウェイト 73, 73 それぞれの回転に起因する振動（上下方向の振動）を低減することが可能となる。

【0081】

(第 5 実施形態)

次に、第 5 実施形態について説明する。本実施形態は、電動バラサ 7 の動力源が前記第 1 実施形態のものとは異なっている。その他の構成および制御は前記第 1 実施形態のものと同様である。従つて、ここでも、前記第 1 実施形態との相違点について主に説明する。

【0082】

50

図12は、本実施形態における電動バラサ7の制御系統を示す図である。この図12に示すように、本実施形態のものでは、電動バラサ7の動力源として、交流電源ACに代えて前記発電機2を利用するものとなっている。つまり、スターリングエンジン1の運転によって発電機2で発電された電力を利用して電動バラサ7の電動モータ74を駆動する構成となっている。その他の構成および動作は前記第1実施形態のものと同様である。

【0083】

本実施形態によれば、電動バラサ7の電動モータ74の動力源は、スターリングエンジン1の動力を利用した電力となるため、個別の動力源（商用電源等）を必要とすることなく、スターリングエンジン1の動力を利用した発電およびそのスターリングエンジン1の振動低減を行うことができる。

10

【0084】

なお、本実施形態の構成（電動バラサ7の動力源として発電機2を利用する構成）は、前記第2実施形態、前記第3実施形態、および、前記第4実施形態にも適用することが可能である。

【0085】

（第6実施形態）

次に、第6実施形態について説明する。本実施形態は、複数のスターリングエンジン1および発電機2を備えた発電システムに本発明を適用したものである。

【0086】

図13は、本実施形態における発電システムの概略構成図である。この図13に示すように、本実施形態における発電システムは、第1～第3の3台のスターリングエンジン1A, 1B, 1Cを備えており、各スターリングエンジン1A, 1B, 1Cそれぞれに図示しない第1～第3の発電機が接続されている。つまり、第1スターリングエンジン1Aによって第1発電機の発電が行われ、第2スターリングエンジン1Bによって第2発電機の発電が行われ、第3スターリングエンジン1Cによって第3発電機の発電が行われる構成となっている。また、各スターリングエンジン1A, 1B, 1Cそれぞれには、前記第2実施形態のものと同様の第1～第3の振動低減装置5A, 5B, 5Cが設けられている。

20

【0087】

また、各振動低減装置5A, 5B, 5Cには、個別にバラサコントローラ8A, 8B, 8Cおよび電動モータアンプ81A, 81B, 81Cが備えられており、第1～第3の振動低減装置5A, 5B, 5Cそれぞれの電動モータが個別に制御される構成となっている。これは、前記第1～第3の発電機それぞれにおける発電量に差がある場合に、各発電量に応じて各スターリングエンジン1A, 1B, 1Cが運転されることによる振動を個別に低減できるようにするためである。なお、図13の82は操作部であり、83は分電盤である。

30

【0088】

本実施形態の構成によれば、各スターリングエンジン1A, 1B, 1Cそれぞれにおいて、前記実施形態と同様の効果を奏することができる。

【0089】

なお、前記第1実施形態、前記第3実施形態、前記第4実施形態、および、前記第5実施形態それぞれの構成（スターリングエンジン1および振動低減装置5の構成）も本実施形態に係る発電システムに適用することが可能である。

40

【0090】

（第7実施形態）

次に、第7実施形態について説明する。本実施形態では、単気筒であって1つのピストンが上下方向に往復移動する内燃機関（例えばディーゼルエンジン）に本発明を適用した場合について説明する。

【0091】

図14は本実施形態に係る内燃機関101および振動低減装置5をクランク軸114の

50

中心線O1に沿った方向から見た断面図である。また、図15は本実施形態に係る内燃機関101をクランク軸114の中心線O1に対して直交する水平方向から見た断面図である。

【0092】

これらの図に示すように、内燃機関101は、シリンダ111の内部にピストン112が往復移動可能に収容され、このピストン112の上側空間が、混合気が燃焼する燃焼室111aとなっている。ピストン112はコネクティングロッド113を介してクランク軸114に連結されている。また、シリンダヘッド111bには、気筒内に燃料を噴射するインジェクタ111cが取り付けられている。このインジェクタ111cの燃料噴射はエンジンコントローラ108によって制御される。

10

【0093】

本実施形態においても、前記第1実施形態のものと同様に、クランク軸114に設けられたカウンタウェイト6と電動バランス7とを備えて成る振動低減装置5が設けられている。

【0094】

本実施形態におけるカウンタウェイト6も、クランク軸114の中心線O1に対して偏心した位置において、このクランク軸114に一体形成された重錘である。このカウンタウェイト6の慣性力(=質量×回転半径)は、前記ピストン112の慣性力の約1/2に設定されている。

【0095】

また、本実施形態における往復動機関は、1個のピストン112を備えた内燃機関101であるため、カウンタウェイト6の配設位置は、クランク軸114に対するコネクティングロッド113の連結位置とは反対側(位相が180°ずれた位置)に設定されている。これにより、ピストン112の往復移動によって生じる慣性力を打ち消す方向に、遠心力を発生させるようになっている。

20

【0096】

その他の構成および動作は前記第1実施形態のものと同様である。

【0097】

本実施形態においても、カウンタウェイト6およびバランスウェイト73の回転によって生じる遠心力が、ピストン112の往復移動によって生じる慣性力を打ち消す方向に発生することになり、内燃機関101において、ピストン112の往復移動方向(上下方向)の振動を大幅に低減することが可能となる。

30

【0098】

更に、本実施形態でも、バランス軸72の中心線O2と、クランク軸114の中心線O1が略平行配置され、かつこれらの中心線O1、O2を含む仮想平面がピストン112の中心線O3と略垂直配置された構成となっている。このため、内燃機関101および振動低減装置5を含む装置全体としてクランク軸114の長手方向の長さを短くすることができる。これにより、振動低減装置5の実用性を高めることができる。

【0099】

(第8実施形態)

次に、第8実施形態について説明する。本実施形態は、単気筒であってピストン112が水平方向に往復移動する内燃機関101に本発明を適用したものである。その他の構成および制御は前記第2実施形態および前記第7実施形態のものと同様である。従って、ここでは、これら実施形態との相違点について主に説明する。

40

【0100】

図16は、本実施形態に係る内燃機関101および振動低減装置5をクランク軸114の中心線O1に沿った方向から見た断面図である。

【0101】

本実施形態における電動バランス7は、クランクケース15の上面に取り付けられている。

50

【 0 1 0 2 】

具体的に、本実施形態にあっても、カウンタウエイト6の慣性力(=質量×回転半径)は前記ピストン112の合成慣性力の約1/2に設定されている。

【 0 1 0 3 】

また、電動バラサ7のバランス軸72の中心線O2は、クランク軸114の中心線O1に対して鉛直上方に位置し且つこのクランク軸114の中心線O1と平行になっている。また、クランク軸114の中心線O1は、ピストン112の往復移動方向(水平方向)に対して直交する方向に延びているため、前記バランス軸72の中心線O2は、ピストン112の往復移動方向に対して直交する水平方向に延びていることになる。このため、バランス軸72の中心線O2と、クランク軸114の中心線O1が略平行配置され、かつこれら

10

の中心線O1, O2を含む仮想平面がピストン112の中心線O3と略垂直配置された構成となっている。また、バランス軸72に対するバランスウエイト73の組み付け位置は、バランスウエイト73の重心位置G1が、クランク軸114の中心線O1に対して直交し且つピストン112の中心線O3を含む仮想平面上に設定されている。

【 0 1 0 4 】

そして、このバランスウエイト73の慣性力としても前記式(1)が成り立つように設定されている。その他の構成および動作は前記第1実施形態のものと同様である。

【 0 1 0 5 】

本実施形態の構成によっても、カウンタウエイト6およびバランスウエイト73の回転によって生じる遠心力が、ピストン112の往復移動によって生じる慣性力を打ち消す方向に発生することになり、内燃機関101において、ピストン112の往復移動方向(水平方向)の振動を大幅に低減することが可能となる。また、前述した式(1)によって振動低減装置5の構成要素の慣性力や寸法を具体的に特定することができるため、振動低減装置5の実用性を高めることができる。

20

【 0 1 0 6 】

また、内燃機関101および振動低減装置5を含む装置全体としてクランク軸114の長手方向の長さを短くすることができ、これによっても、振動低減装置5の実用性を高めることができる。

【 0 1 0 7 】

なお、前記第7実施形態および前記第8実施形態の如く往復動機関として内燃機関101を適用した構成についても、前記第3実施形態、前記第4実施形態、前記第5実施形態、および、前記第6実施形態それぞれに適用することが可能である。

30

【 0 1 0 8 】

(第9実施形態)

次に、第9実施形態について説明する。本実施形態は、電動バラサ7の制御系統の構成が第7実施形態のものとは異なっている。その他の構成および制御は前記第7実施形態のものと同様である。従って、ここでは、電動バラサ7の制御系統についてのみ説明する。

【 0 1 0 9 】

図17は、本実施形態における電動バラサ7の制御系統を示す図である。この図17に示すように、本実施形態のものでは、前記バラサコントローラ8の機能と前記エンジンコントローラ108の機能が1つのコントローラ80に集約されている。つまり、このコントローラ80から電動モータ74への回転指令信号およびインジェクタ111cへの燃料噴射指令信号が送信される構成となっている。

40

【 0 1 1 0 】

これによれば、制御系統全体としてのコントローラの個数を削減でき構成の簡素化および低コスト化を図ることができる。

【 0 1 1 1 】

本発明は、以上説明した各実施の形態に限定されるものではなく、他のいろいろな形で実施することができる。そのため、かかる実施の形態はあらゆる点で単なる例示にすぎず

50

、限定的に解釈してはならない。本発明の範囲は請求の範囲によって示すものであって、明細書本文には、何ら拘束されない。更に、請求の範囲の均等範囲に属する変形や変更は、全て本発明の範囲内のものである。

【0112】

例えば、前記各実施形態では、往復動機関1(101)を発電機2の動力源として利用した場合について説明した。本発明はこれに限らず、ウォータポンプやオイルポンプ等の他の機器の動力源として往復動機関1(101)を利用する場合についても適用が可能である。

【0113】

また、前記各実施形態では、単気筒の往復動機関1(101)に本発明を適用した場合について説明した。本発明はこれに限らず、多気筒の往復動機関に対しても適用が可能である。

10

【0114】

また、前記各実施形態では電動モータ74を交流電動機としていたが、本発明はこれに限らず直流電動機を採用することも可能である。

【0115】

また、前記各実施形態ではバランス軸72とバランスウェイト73とを別体で構成していたが、これらを一体で構成してもよい。

【産業上の利用可能性】

【0116】

本発明は、往復動機関のピストンの往復移動に起因する振動を低減する振動低減装置に適用可能である。

20

【符号の説明】

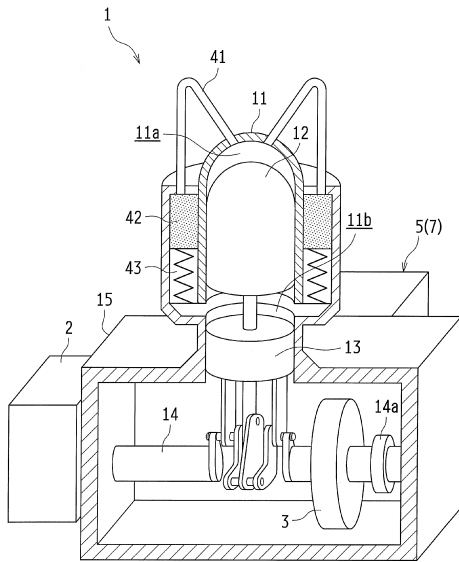
【0117】

- 1 スターリングエンジン(往復動機関)
- 1 1 シリンダ
- 1 2 ディスプレーサピストン(第1ピストン)
- 1 3 パワーピストン(第2ピストン)
- 1 4 クランク軸
- 1 5 クランクケース
- 2 発電機
- 5 振動低減装置
- 6 カウンタウェイト
- 7 電動バランス(バランス)
- 7 2 バランス軸
- 7 3 バランスウェイト
- 7 4 電動モータ
- 1 0 1 内燃機関(往復動機関)
- 1 1 2 ピストン
- 1 1 4 クランク軸
- 0 1 クランク軸の中心線(振動低減目標位置)
- 0 2 バランス軸の中心線
- 0 3 ピストンの中心線
- G 1 バランスウェイトの重心位置

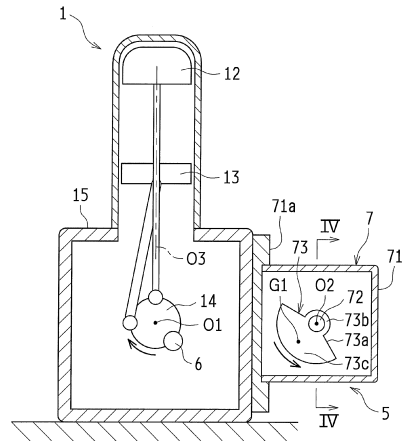
30

40

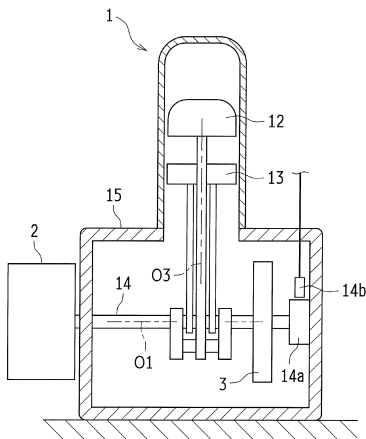
【 図 1 】



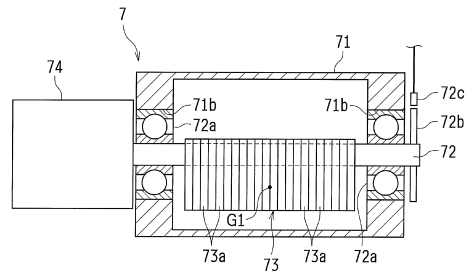
【 図 2 】



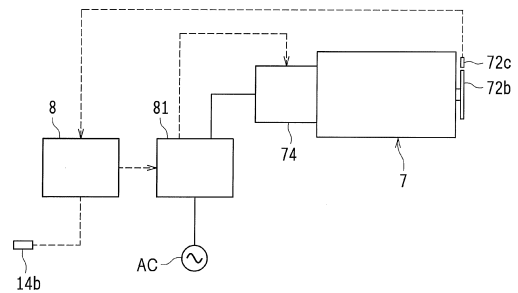
【 図 3 】



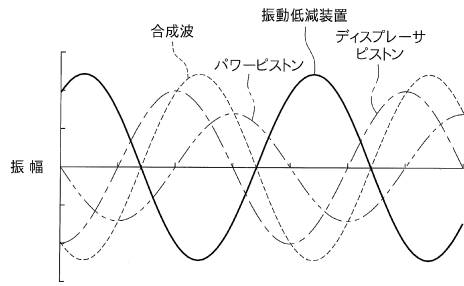
【 図 4 】



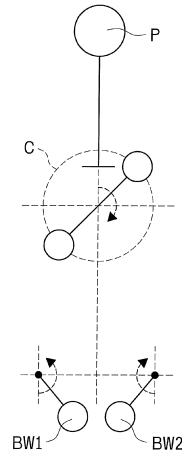
【 図 5 】



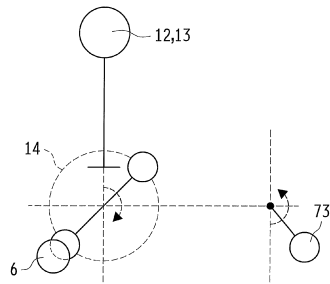
【図 6】



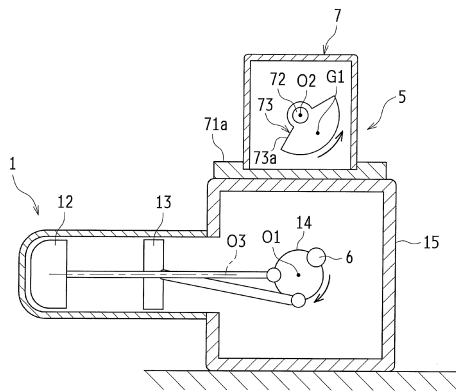
【図 8】



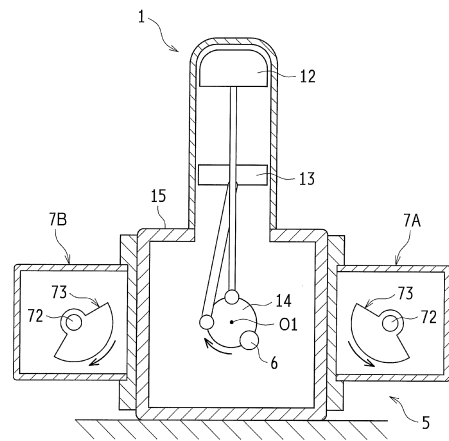
【図 7】



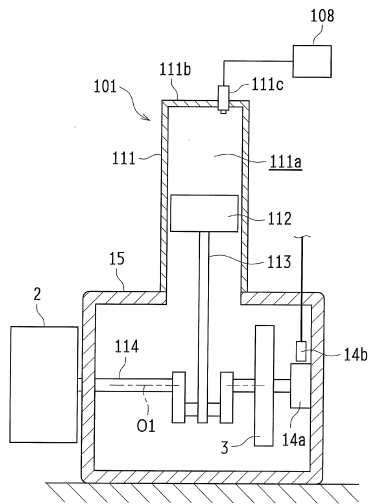
【図 9】



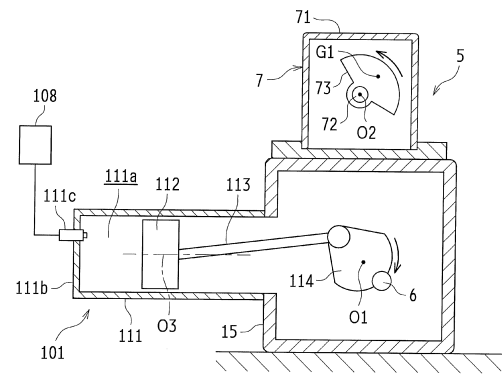
【図 10】



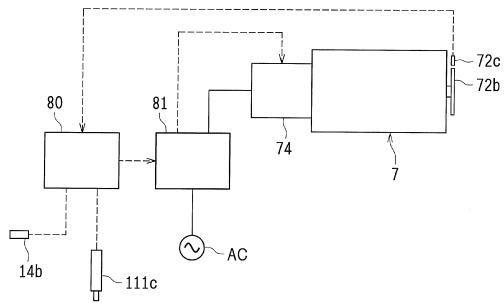
【図15】



【図16】



【図17】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I
F 0 2 B 77/00 (2006.01) F 0 2 B 77/00 J
F 0 2 B 77/00 L

(56)参考文献 特開2014-240690(JP,A)
特開2006-046324(JP,A)
特開平04-311656(JP,A)
特開2006-038126(JP,A)
特開2009-281458(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F 0 1 B 1 / 0 1 - 3 1 / 3 6
F 0 2 B 6 1 / 0 0 - 7 9 / 0 0
F 0 2 G 1 / 0 0 - 5 / 0 4
F 1 6 C 3 / 0 0 - 9 / 0 6
F 1 6 F 1 5 / 0 0 - 1 5 / 3 6