

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第6932016号  
(P6932016)

(45) 発行日 令和3年9月8日(2021.9.8)

(24) 登録日 令和3年8月19日(2021.8.19)

(51) Int.Cl. F I  
**FO1L 1/18 (2006.01)** FO1L 1/18 N

請求項の数 8 (全 16 頁)

(21) 出願番号	特願2017-59570 (P2017-59570)	(73) 特許権者	000005326
(22) 出願日	平成29年3月24日 (2017.3.24)		本田技研工業株式会社
(65) 公開番号	特開2018-162697 (P2018-162697A)		東京都港区南青山二丁目1番1号
(43) 公開日	平成30年10月18日 (2018.10.18)	(74) 代理人	110002192
審査請求日	令和1年12月9日 (2019.12.9)		特許業務法人落合特許事務所
		(72) 発明者	原田 丈也
			埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
			社本田技術研究所内
		(72) 発明者	真砂 清彦
			埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
			社本田技術研究所内
		(72) 発明者	河野 克
			埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
			社本田技術研究所内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 多気筒エンジンの動弁装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

各シリンダ(12)に設けた一对のバルブ(13I)を、カムホルダ(11b)に支持されたカムシャフト(20I)に相対移動不能に設けたカム(21I)により作動する一对のロッカアーム(16I)で開閉駆動する多気筒エンジンの動弁装置であって、

シリンダ軸線(L1)方向に見たときに、少なくとも一つの前記シリンダ(12)の前記一对のロッカアーム(16I)は、その長手方向の中心線がカムシャフト軸線(L2)に直交する方向に対して相互に逆方向に傾斜することを特徴とする多気筒エンジンの動弁装置。

【請求項2】

各シリンダ(12)に設けた一对のバルブ(13I)を、カムホルダ(11b)に支持されたカムシャフト(20I)に相対移動不能に設けたカム(21I)により作動する一对のロッカアーム(16I)で開閉駆動する多気筒エンジンの動弁装置であって、

シリンダ軸線(L1)方向に見たときに、少なくとも一つの前記シリンダ(12)の前記一对のロッカアーム(16I)は、その長手方向の中心線がカムシャフト軸線(L2)に直交する方向に対して相互に同方向に傾斜することを特徴とする多気筒エンジンの動弁装置。

【請求項3】

各シリンダ(12)に設けた一对のバルブ(13I)を、カムホルダ(11b)に支持されたカムシャフト(20I)に相対移動不能に設けたカム(21I)により作動する一

対のロッカアーム（16I）で開閉駆動する多気筒エンジンの動弁装置であって、

シリンダ軸線（L1）方向に見たときに、前記一对のロッカアーム（16I）は、その長手方向の中心線がカムシャフト軸線（L2）に直交する方向に対して相互に同方向に傾斜し、爆発順序が連続する二つの前記シリンダ（12）の前記ロッカアーム（16I）の傾斜方向は相互に逆方向であることを特徴とする多気筒エンジンの動弁装置。

【請求項4】

各シリンダ（12）に設けた一对のバルブ（13I）を、カムホルダ（11b）に支持されたカムシャフト（20I）に相対移動不能に設けたカム（21I）により作動する一对のロッカアーム（16I）で開閉駆動する多気筒エンジンの動弁装置であって、

シリンダ軸線（L1）方向に見たときに、前記一对のロッカアーム（16I）は、その長手方向の中心線がカムシャフト軸線（L2）に直交する方向に対して相互に同方向に傾斜し、爆発順序が連続する二つの前記シリンダ（12）の前記ロッカアーム（16I）の傾斜方向は相互に同方向であることを特徴とする多気筒エンジンの動弁装置。

【請求項5】

各シリンダ（12）に設けた一对のバルブ（13I, 13E）を、カムホルダ（11b）に支持されたカムシャフト（20I, 20E）に相対移動不能に設けたカム（21I, 21E）により作動する一对のロッカアーム（16I, 16E）で開閉駆動する多気筒エンジンの動弁装置であって、

シリンダ軸線（L1）方向に見たときに、前記一对のロッカアーム（16I, 16E）は、その長手方向の中心線がカムシャフト軸線（L2）に直交する方向に対して相互に同方向に傾斜し、吸気側の前記カムシャフト（20I）により駆動される前記ロッカアーム（16I）の傾斜方向と、排気側の前記カムシャフト（20E）により駆動される前記ロッカアーム（16E）の傾斜方向とは相互に同方向であり、前記吸気側のカムシャフト（20I）に設けた吸気側のヘリカルギヤ（22I）と、前記排気側のカムシャフト（20E）に設けた排気側のヘリカルギヤ（22E）とが相互に歯合し、前記吸気側のヘリカルギヤ（22I）により発生するスラスト荷重は、吸気側の前記ロッカアーム（16I）により発生するスラスト荷重に対して逆方向であり、前記排気側のヘリカルギヤ（22E）により発生するスラスト荷重は、排気側の前記ロッカアーム（16E）により発生するスラスト荷重に対して逆方向であることを特徴とする多気筒エンジンの動弁装置。

【請求項6】

各シリンダ（12）に設けた一对のバルブ（13I, 13E）を、カムホルダ（11b）に支持されたカムシャフト（20I, 20E）に相対移動不能に設けたカム（21I, 21E）により作動する一对のロッカアーム（16I, 16E）で開閉駆動する多気筒エンジンの動弁装置であって、

シリンダ軸線（L1）方向に見たときに、前記一对のロッカアーム（16I, 16E）は、その長手方向の中心線がカムシャフト軸線（L2）に直交する方向に対して相互に同方向に傾斜し、吸気側の前記カムシャフト（20I）により駆動される前記ロッカアーム（16I）の傾斜方向と、排気側の前記カムシャフト（20E）により駆動される前記ロッカアーム（16E）の傾斜方向とは相互に同方向であり、前記吸気側のカムシャフト（20I）に設けた吸気側のヘリカルギヤ（22I）と、前記排気側のカムシャフト（20E）に設けた排気側のヘリカルギヤ（22E）とが相互に歯合し、前記吸気側のヘリカルギヤ（22I）により発生するスラスト荷重は、吸気側の前記ロッカアーム（16I）により発生するスラスト荷重に対して同方向であり、前記排気側のヘリカルギヤ（22E）により発生するスラスト荷重は、排気側の前記ロッカアーム（16E）により発生するスラスト荷重に対して同方向であることを特徴とする多気筒エンジンの動弁装置。

【請求項7】

前記ロッカアーム（16I, 16E）の支点の位置をカムシャフト軸線（L2）方向にずらすことで、前記ロッカアーム（16I, 16E）の長手方向の中心線をカムシャフト軸線（L2）に直交する方向に対して傾斜させたことを特徴とする、請求項1～請求項6の何れか1項に記載の多気筒エンジンの動弁装置。

10

20

30

40

50

## 【請求項 8】

前記ロッカアーム（16I, 16E）は前記カム（21I, 21E）に当接するローラ（18）を備え、前記ローラ（18）の軸線（L3）を前記カムシャフト軸線（L2）に対して傾斜させることで、前記ローラ（18）を前記カム（21I, 21E）に当接させる際に、前記ロッカアーム（16I, 16E）の長手方向の中心線をカムシャフト軸線（L2）に直交する方向に対して傾斜させたことを特徴とする、請求項1～請求項6の何れか1項に記載の多気筒エンジンの動弁装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【技術分野】

## 【0001】

本発明は、各シリンダに設けた一对のバルブを、カムホルダに支持されたカムシャフトに相対移動不能に設けたカムにより作動する一对のロッカアームで開閉駆動する多気筒エンジンの動弁装置に関する。

## 【背景技術】

## 【0002】

エンジンの吸気バルブや排気バルブを開閉駆動するエンジンの動弁装置は、クランクシャフトの回転に同期して回転するカムシャフトと、カムシャフトに相対移動不能に設けたカムに当接して揺動運動するロッカアームとを備え、揺動運動するロッカアームで吸気バルブや排気バルブを押圧して開閉駆動するようになっている。

## 【発明の概要】

## 【発明が解決しようとする課題】

## 【0003】

ところで、カムシャフトからロッカアームへの駆動力の伝達は、カムシャフトに相対移動不能に設けたカムとロッカアームに設けたローラとの当接により行われるが、寸法誤差や組付誤差によりロッカアームの長手方向がカムシャフトの軸線に対して正しく直交していないと、カムがローラを押し下げたときの反力荷重でロッカアームからカムシャフトに不均衡なスラスト荷重が作用してしまい、カムシャフトが軸線方向に移動してカムホルダに衝突することで打音が発生したり、接触部の摩耗により信頼性が低下したりする問題があった。

## 【0004】

本発明は前述の事情に鑑みてなされたもので、多気筒エンジンの動弁装置においてロッカアームからカムシャフトに作用するスラスト荷重をコントロール可能にすることを目的とする。

## 【課題を解決するための手段】

## 【0005】

上記目的を達成するために、請求項1に記載された発明によれば、各シリンダに設けた一对のバルブを、カムホルダに支持されたカムシャフトに相対移動不能に設けたカムにより作動する一对のロッカアームで開閉駆動する多気筒エンジンの動弁装置であって、シリンダ軸線方向に見たときに、少なくとも一つの前記シリンダの前記一对のロッカアームは、その長手方向の中心線がカムシャフト軸線に直交する方向に対して相互に逆方向に傾斜することを特徴とする多気筒エンジンの動弁装置が提案される。

## 【0006】

また請求項2に記載された発明によれば、各シリンダに設けた一对のバルブを、カムホルダに支持されたカムシャフトに相対移動不能に設けたカムにより作動する一对のロッカアームで開閉駆動する多気筒エンジンの動弁装置であって、シリンダ軸線方向に見たときに、少なくとも一つの前記シリンダの前記一对のロッカアームは、その長手方向の中心線がカムシャフト軸線に直交する方向に対して相互に同方向に傾斜することを特徴とする多気筒エンジンの動弁装置が提案される。

## 【0007】

また請求項3に記載された発明によれば、各シリンダに設けた一对のバルブを、カムホ

10

20

30

40

50

ルダに支持されたカムシャフトに相対移動不能に設けたカムにより作動する一対のロッカアームで開閉駆動する多気筒エンジンの動弁装置であって、シリンダ軸線方向に見たときに、前記一対のロッカアームは、その長手方向の中心線がカムシャフト軸線に直交する方向に対して相互に同方向に傾斜し、爆発順序が連続する二つの前記シリンダの前記ロッカアームの傾斜方向は相互に逆方向であることを特徴とする多気筒エンジンの動弁装置が提案される。

【0008】

また請求項4に記載された発明によれば、各シリンダに設けた一対のバルブを、カムホルダに支持されたカムシャフトに相対移動不能に設けたカムにより作動する一対のロッカアームで開閉駆動する多気筒エンジンの動弁装置であって、シリンダ軸線方向に見たときに、前記一対のロッカアームは、その長手方向の中心線がカムシャフト軸線に直交する方向に対して相互に同方向に傾斜し、爆発順序が連続する二つの前記シリンダの前記ロッカアームの傾斜方向は相互に同方向であることを特徴とする多気筒エンジンの動弁装置が提案される。

10

【0009】

また請求項5に記載された発明によれば、各シリンダに設けた一対のバルブを、カムホルダに支持されたカムシャフトに相対移動不能に設けたカムにより作動する一対のロッカアームで開閉駆動する多気筒エンジンの動弁装置であって、シリンダ軸線方向に見たときに、前記一対のロッカアームは、その長手方向の中心線がカムシャフト軸線に直交する方向に対して相互に同方向に傾斜し、吸気側の前記カムシャフトにより駆動される前記ロッカアームの傾斜方向と、排気側の前記カムシャフトにより駆動される前記ロッカアームの傾斜方向とは相互に同方向であり、前記吸気側のカムシャフトに設けた吸気側のヘリカルギヤと、前記排気側のカムシャフトに設けた排気側のヘリカルギヤとが相互に歯合し、前記吸気側のヘリカルギヤにより発生するスラスト荷重は、吸気側の前記ロッカアームにより発生するスラスト荷重に対して逆方向であり、前記排気側のヘリカルギヤにより発生するスラスト荷重は、排気側の前記ロッカアームにより発生するスラスト荷重に対して逆方向であることを特徴とする多気筒エンジンの動弁装置が提案される。

20

【0010】

また請求項6に記載された発明によれば、各シリンダに設けた一対のバルブを、カムホルダに支持されたカムシャフトに相対移動不能に設けたカムにより作動する一対のロッカアームで開閉駆動する多気筒エンジンの動弁装置であって、シリンダ軸線方向に見たときに、前記一対のロッカアームは、その長手方向の中心線がカムシャフト軸線に直交する方向に対して相互に同方向に傾斜し、吸気側の前記カムシャフトにより駆動される前記ロッカアームの傾斜方向と、排気側の前記カムシャフトにより駆動される前記ロッカアームの傾斜方向とは相互に同方向であり、前記吸気側のカムシャフトに設けた吸気側のヘリカルギヤと、前記排気側のカムシャフトに設けた排気側のヘリカルギヤとが相互に歯合し、前記吸気側のヘリカルギヤにより発生するスラスト荷重は、吸気側の前記ロッカアームにより発生するスラスト荷重に対して同方向であり、前記排気側のヘリカルギヤにより発生するスラスト荷重は、排気側の前記ロッカアームにより発生するスラスト荷重に対して同方向であることを特徴とする多気筒エンジンの動弁装置が提案される。

30

40

【0011】

また請求項7に記載された発明によれば、請求項1～請求項6の何れか1項の構成に加えて、前記ロッカアームの支点の位置をカムシャフト軸線方向にずらすことで、前記ロッカアームの長手方向の中心線をカムシャフト軸線に直交する方向に対して傾斜させたことを特徴とする多気筒エンジンの動弁装置が提案される。

【0012】

また請求項8に記載された発明によれば、請求項1～請求項6の何れか1項の構成に加えて、前記ロッカアームは前記カムに当接するローラを備え、前記ローラの軸線を前記カムシャフト軸線に対して傾斜させることで、前記ローラを前記カムに当接させる際に、前

50

記ロッカアームの長手方向の中心線をカムシャフト軸線に直交する方向に対して傾斜させたことを特徴とする多気筒エンジンの動弁装置が提案される。

【0013】

なお、実施の形態の吸気バルブ13Iおよび排気バルブ13Eは本発明のバルブに対応し、実施の形態の吸気ロッカアーム16Iおよび排気ロッカアーム16Eは本発明のロッカアームに対応し、実施の形態の吸気カムシャフト20Iおよび排気カムシャフト20Eは本発明のカムシャフトに対応し、実施の形態の吸気カム21Iおよび排気カム21Eは本発明のカムに対応し、実施の形態の吸気ヘリカルギヤ22Iおよび排気ヘリカルギヤ22Eは本発明のヘリカルギヤに対応する。

【発明の効果】

【0014】

請求項1～請求項6の構成によれば、多気筒エンジンの動弁装置は、各シリンダに設けた一对のバルブを、カムホルダに支持されたカムシャフトに相対移動不能に設けたカムにより作動する一对のロッカアームで開閉駆動する。

【0015】

特に請求項1の構成によれば、シリンダ軸線方向に見たときに、少なくとも一つのシリンダの一对のロッカアームは、その長手方向の中心線がカムシャフト軸線に直交する方向に対して相互に逆方向に傾斜するので、一对のロッカアームからカムシャフトに作用するスラスト荷重を各シリンダ毎に相殺することで、スラスト荷重を低減してカムシャフトの軸方向の移動を阻止することができる。

【0016】

特に請求項2の構成によれば、シリンダ軸線方向に見たときに、少なくとも一つのシリンダの一对のロッカアームは、その長手方向の中心線がカムシャフト軸線に直交する方向に対して相互に同方向に傾斜するので、一对のロッカアームからカムシャフトに作用するスラスト荷重の方向を各シリンダ毎に一定にすることで、カムシャフトをカムホルダに押し付けて軸方向の移動を阻止することができる。

【0017】

特に請求項3の構成によれば、シリンダ軸線方向に見たときに、一对のロッカアームは、その長手方向の中心線がカムシャフト軸線に直交する方向に対して相互に同方向に傾斜し、爆発順序が連続する二つのシリンダのロッカアームの傾斜方向は相互に逆方向であるので、前記二つのシリンダのロッカアームからカムシャフトに作用するスラスト荷重を相殺することで、スラスト荷重を低減してカムシャフトの軸方向の移動を阻止することができる。

【0018】

特に請求項4の構成によれば、シリンダ軸線方向に見たときに、一对のロッカアームは、その長手方向の中心線がカムシャフト軸線に直交する方向に対して相互に同方向に傾斜し、爆発順序が連続する二つのシリンダのロッカアームの傾斜方向は相互に同方向であるので、前記二つのシリンダのロッカアームからカムシャフトに作用するスラスト荷重の方向を一定にすることで、カムシャフトをカムホルダに押し付けて軸方向の移動を阻止することができる。

【0019】

特に請求項5の構成によれば、シリンダ軸線方向に見たときに、一对のロッカアームは、その長手方向の中心線がカムシャフト軸線に直交する方向に対して相互に同方向に傾斜し、吸気側のカムシャフトにより駆動されるロッカアームの傾斜方向と、排気側のカムシャフトにより駆動されるロッカアームの傾斜方向とは相互に同方向であり、吸気側のカムシャフトに設けた吸気側のヘリカルギヤと、排気側のカムシャフトに設けた排気側のヘリカルギヤとが相互に歯合し、吸気側のヘリカルギヤにより発生するスラスト荷重は、吸気側のロッカアームにより発生するスラスト荷重に対して逆方向であり、排気側のヘリカルギヤにより発生するスラスト荷重は、排気側のロッカアームにより発生するスラスト荷重に対して逆方向であるので、吸気側のカムシャフトおよび排気側のカムシャフトに作用す

10

20

30

40

50

るスラスト荷重を、それぞれ吸気側のヘリカルギヤおよび排気側のヘリカルギヤにより発生するスラスト荷重で相殺し、スラスト荷重を低減して吸気側のカムシャフトおよび排気側のカムシャフトの軸方向の移動を阻止することができる。

【0020】

特に請求項6の構成によれば、シリンダ軸線方向に見たときに、一对のロッカアームは、その長手方向の中心線がカムシャフト軸線に直交する方向に対して相互に同方向に傾斜し、吸気側のカムシャフトにより駆動されるロッカアームの傾斜方向と、排気側のカムシャフトにより駆動されるロッカアームの傾斜方向とは相互に同方向であり、吸気側のカムシャフトに設けた吸気側のヘリカルギヤと、排気側のカムシャフトに設けた排気側のヘリカルギヤとが相互に歯合し、吸気側のヘリカルギヤにより発生するスラスト荷重は、吸気側のロッカアームにより発生するスラスト荷重に対して同方向であり、排気側のヘリカルギヤにより発生するスラスト荷重は、排気側のロッカアームにより発生するスラスト荷重に対して同方向であるので、吸気側のカムシャフトおよび排気側のカムシャフトに作用するスラスト荷重を、それぞれ吸気側のヘリカルギヤおよび排気側のヘリカルギヤにより発生するスラスト荷重で付勢し、吸気側のカムシャフトおよび排気側のカムシャフトをカムホルダに押し付けて軸方向の移動を阻止することができる。

10

【0021】

また請求項7の構成によれば、ロッカアームの支点の位置をカムシャフト軸線方向にずらすことで、ロッカアームの長手方向の中心線をカムシャフト軸線に直交する方向に対して傾斜させたので、既存のロッカアームを設計変更することなくロッカアームを傾斜させることができる。

20

【0022】

また請求項8の構成によれば、ロッカアームはカムに当接するローラを備え、ローラの軸線をカムシャフト軸線に対して傾斜させることで、ローラをカムに当接させる際に、ロッカアームの長手方向の中心線をカムシャフト軸線に直交する方向に対して傾斜させたので、既存のシリンダヘッドを設計変更することなくロッカアームを傾斜させることができる。

【図面の簡単な説明】

【0023】

【図1】エンジンのシリンダヘッドの縦断面図。(第1の実施の形態)

【図2】図1の2-2線矢視図。(第1の実施の形態)

【図3】図1の3-3線矢視図。(第1の実施の形態)

【図4】ロッカアームにより発生する各シリンダ毎の吸気カムシャフトのスラスト荷重を示すグラフ。(第1の実施の形態)

【図5】図2に対応する図。(第2の実施の形態)

【図6】図2に対応する図。(第3および第4の実施の形態)

【図7】図2に対応する図。(第4の実施の形態)

【図8】図2に対応する図。(第5の実施の形態)

【図9】ロッカアームを傾斜させる他の手法の説明図。(第6の実施の形態)

40

【発明を実施するための形態】

【第1の実施の形態】

【0024】

以下、図1～図4に基づいて本発明の第1の実施の形態を説明する。第1の実施の形態は、本願の請求項1の発明に対応する。

【0025】

図1～図3に示すように、直列4気筒エンジンのシリンダヘッド11には、各シリンダ12毎に一对の吸気ポート11a, 11aが形成されており、一对の吸気ポート11a, 11aが一对の吸気バルブ13I, 13Iで開閉される。吸気バルブ13Iは、吸気ポート11aを開閉する傘部13aと、シリンダヘッド11に設けたバルブガイド14に摺動

50

自在に案内される軸部 13 b とを備えており、バルブスプリング 15 により閉弁方向に付勢される。

【0026】

吸気バルブ 13 I を開閉駆動する吸気ロッカアーム 16 I はスイングアーム式のもので、その一端の支点がシリンダヘッド 11 の上面に設けた油圧ラッシュアジャスタ 17 に揺動自在に枢支され、その他端の作用点が吸気バルブ 13 I の軸部 13 b の先端部に当接し、その長手方向中間部にローラ 18 が設けられる。シリンダヘッド 11 の上部に一体に形成されたカムホルダ 11 b と、このカムホルダ 11 b に締結されたカムキャップ 19 との間に、吸気カムシャフト 20 I が回転自在に支持される。吸気カムシャフト 20 I には吸気カム 21 I が相対移動不能に設けられており、吸気カム 21 I は吸気ロッカアーム 16 I のローラ 18 に当接する。

10

【0027】

図 2 から明らかなように、シリンダ軸線 L1 方向に見たとき、カムシャフト軸線 L2 に直交する方向に対して、各シリンダ 12 の一对の吸気ロッカアーム 16 I, 16 I の長手方向の中心線は相互に逆方向に角度で傾斜する。従って、シリンダ軸線 L1 方向に見たとき、各シリンダ 12 の一对の吸気ロッカアーム 16 I, 16 I は「八」字状に配置される。以下、一对の吸気ロッカアーム 16 I, 16 I の「八」字状の配置を傾斜対称配置と呼ぶ。一对の吸気ロッカアーム 16 I, 16 I の傾斜対称配置は、一对の油圧ラッシュアジャスタ 17, 17 の間隔を広げることで実現される。

【0028】

20

以上の構成により、吸気カムシャフト 20 I はクランクシャフトが 2 回転する間に 1 回転し、吸気カムシャフト 20 I が 1 回転する間に吸気カム 21 I, 21 I のカム山がローラ 18, 18 を 1 回押圧すると、吸気ロッカアーム 16 I, 16 I が油圧ラッシュアジャスタ 17, 17 を支点として一方向に揺動することで、一对の吸気バルブ 13 I, 13 I がバルブスプリング 15, 15 を圧縮しながら開弁する。吸気カム 21 I, 21 I のカム山がローラ 18, 18 を通過すると、圧縮されたバルブスプリング 15, 15 の弾発力で一对の吸気バルブ 13 I, 13 I が閉弁する。なお、本実施の形態において、4 個のシリンダ 12 ... の爆発順序、つまり吸気ロッカアーム 16 I, 16 I の作動順序は、1 シリンダ 3 シリンダ 4 シリンダ 2 シリンダの順序である。

【0029】

30

次に、上記構成を備えた本発明の第 1 の実施の形態の作用を説明する。

【0030】

吸気カムシャフト 20 I の回転により、各シリンダ 12 の一对の吸気カム 21 I, 21 I が一对の吸気ロッカアーム 16 I, 16 I のローラ 18, 18 をバルブスプリング 15, 15 の弾発力に抗して押圧すると、一对の吸気カム 21 I, 21 I はローラ 18, 18 からの反力荷重を受けることになる。このとき、図 3 に示すように、各シリンダ 12 の一对の吸気ロッカアーム 16 I, 16 I は「八」字状の傾斜対称配置に配置されるため、一方の吸気ロッカアーム 16 I のローラ 18 から吸気カムシャフト 20 I に伝達される荷重  $f_1$  と、他方の吸気ロッカアーム 16 I のローラ 18 から吸気カムシャフト 20 I に伝達される荷重  $f_2$  とは、同じ大きさで相互に逆方向となり、二つの反力荷重  $f_1, f_2$  が相殺される。このようにして、各シリンダ 12 毎に二つの反力荷重  $f_1, f_2$  が相殺されることで、吸気ロッカアーム 16 I ... の傾斜角度のばらつきにより吸気カムシャフト 20 I にスラスト荷重が作用することが防止され、吸気カムシャフト 20 I の軸方向位置が安定する。その結果、吸気カムシャフト 20 I がカムホルダ 11 b に衝突して打音が発生することが防止される。

40

【0031】

上述した一对の吸気ロッカアーム 16 I, 16 I の傾斜対称配置は 4 個のシリンダ 12 ... の全てに適用する必要はなく、4 個のシリンダ 12 ... のうちの特定のシリンダ 12 ... だけに適用することができる。

【0032】

50

図4(A)~図4(F)のグラフにおいて、横軸がクランクシャフトの回転角で、縦軸が吸気カムシャフト20Iのスラスト荷重であり、スラスト荷重の四つのピークは左側から順番に1シリンダによるスラスト荷重、3シリンダによるスラスト荷重、4シリンダによるスラスト荷重および2シリンダによるスラスト荷重である。

【0033】

図4(A)は、一对の吸気ロッカアーム16I, 16Iの傾斜対称配置を全く適用しない場合であり、各シリンダ12による吸気カムシャフト20Iのスラスト荷重は全て大きくなっている。図4(F)は、一对の吸気ロッカアーム16I, 16Iの傾斜対称配置を全てのシリンダ12...に適用した場合であり、各シリンダ12による吸気カムシャフト20Iのスラスト荷重は全て小さくなっている。

10

【0034】

図4(B)は、4個のシリンダ12...のうちの1個のシリンダ12(2シリンダ)に一对の吸気ロッカアーム16I, 16Iの傾斜対称配置を適用したもので、1シリンダにより発生するスラスト荷重が低減していることが分かる。図4(C)は、4個のシリンダ12...のうちの爆発順序が連続する2個のシリンダ12, 12(つまり吸気ロッカアーム16I, 16Iの作動順序が連続する4シリンダおよび2シリンダ)に一对の吸気ロッカアーム16I, 16Iの傾斜対称配置を適用したもので、1シリンダおよび2シリンダにより発生するスラスト荷重が低減していることが分かる。

【0035】

図4(D)は、4個のシリンダ12...のうちの爆発順序が連続しない2個のシリンダ12, 12(つまり吸気ロッカアーム16I, 16Iの作動順序が連続しない2シリンダおよび3シリンダ)に一对の吸気ロッカアーム16I, 16Iの傾斜対称配置を適用したもので、1シリンダおよび4シリンダにより発生するスラスト荷重が低減していることが分かる。図4(E)は、4個のシリンダ12...のうちの3個のシリンダ12...(2シリンダ、3シリンダおよび4シリンダ)に一对の吸気ロッカアーム16I, 16Iの傾斜対称配置を適用したもので、1シリンダ、2シリンダおよび4シリンダにより発生するスラスト荷重が低減していることが分かる。

20

【0036】

図4(G)のグラフは、傾斜対称配置の吸気ロッカアーム16I, 16Iを適用したシリンダ12...の数と、吸気カムシャフト20Iに作用するスラスト荷重のピーク値との関係を示すものである。スラスト荷重のピーク値は、吸気ロッカアーム16I, 16Iの傾斜対称配置を適用していないシリンダ12...において発生することは明らかであるが、そのスラスト荷重のピーク値は、吸気ロッカアーム16I, 16Iの傾斜対称配置を適用したシリンダ12...の数が增加するほど減少する。

30

【0037】

その理由は、シリンダ12...の爆発順序が、傾斜対称配置を適用したシリンダ12 傾斜対称配置を適用しないシリンダ12の順序であると、前者の傾斜対称配置を適用したシリンダ12によるスラスト荷重の減少効果が、後者の傾斜対称配置を適用しないシリンダ12に及ぶことで、そのシリンダ12のスラスト荷重のピーク値が減少するためである。

【0038】

以上、エンジンの吸気側の動弁装置について説明したが、第1の実施の形態の技術思想は、エンジンの排気側の動弁装置、つまり排気カムシャフトで排気ロッカアームを介して排気バルブを駆動する動弁装置に対しても、そのまま適用することができる。

40

【0039】

また第1の実施の形態では、全てのシリンダ12...に吸気ロッカアーム16I, 16Iの傾斜対称配置を適用しているが、特定のシリンダ12だけに吸気ロッカアーム16I, 16Iの傾斜対称配置を適用しても良い。

【第2の実施の形態】

【0040】

以下、図5に基づいて本発明の第2の実施の形態を説明する。第2の実施の形態は、本

50

願の請求項 2 の発明に対応する。

【 0 0 4 1 】

第 2 の実施の形態は、全てのシリンダ 1 2 ... の一対の吸気ロッカアーム 1 6 I , 1 6 I の長手方向の中心線が、シリンダ軸線 L 1 方向に見たとき、カムシャフト軸線 L 2 に直交する方向に対して、相互に同方向に同角度で傾斜する。すなわち、シリンダ軸線 L 1 方向に見たとき、各シリンダ 1 2 の一対の吸気ロッカアーム 1 6 I , 1 6 I は傾斜平行状態に配置される。一対の吸気ロッカアーム 1 6 I , 1 6 I の傾斜平行配置は、一対の油圧ラッシュアジャスタ 1 7 , 1 7 の位置をカムシャフト軸線 L 2 方向の同方向に移動させることで実現される。

【 0 0 4 2 】

この構成により、吸気カムシャフト 2 0 I の回転により、各シリンダ 1 2 の一対の吸気カム 2 1 I , 2 1 I が一対の吸気ロッカアーム 1 6 I , 1 6 I のローラ 1 8 , 1 8 をバルブスプリング 1 5 , 1 5 の弾発力に抗して押圧し、一対の吸気カム 2 1 I , 2 1 I がローラ 1 8 , 1 8 からの反力荷重を受けるとき、各シリンダ 1 2 の一対の吸気ロッカアーム 1 6 I , 1 6 I は傾斜平行配置されているため、一方の吸気ロッカアーム 1 6 I のローラ 1 8 から吸気カムシャフト 2 0 I に伝達される荷重  $f_1$  と、他方の吸気ロッカアーム 1 6 I のローラ 1 8 から吸気カムシャフト 2 0 I に伝達される荷重  $f_2$  とが同方向に作用する。しかも各シリンダ 1 2 の吸気ロッカアーム 1 6 I , 1 6 I から吸気カムシャフト 2 0 I に作用するスラスト荷重の方向が同方向であるため、吸気カムシャフト 2 0 I がシリンダヘッド 1 1 のカムホルダ 1 1 b に対して常に一定の方向に押し付けられることで、吸気カムシャフト 2 0 I の位置を安定させて打音の発生を防止することができる。

【 0 0 4 3 】

以上、エンジンの吸気側の動弁装置について説明したが、第 2 の実施の形態の技術思想は、エンジンの排気側の動弁装置、つまり排気カムシャフトで排気ロッカアームを介して排気バルブを駆動する動弁装置に対しても、そのまま適用することができる。

【 0 0 4 4 】

また第 2 の実施の形態では、全てのシリンダ 1 2 ... に吸気ロッカアーム 1 6 I , 1 6 I の傾斜平行配置を適用しているが、特定のシリンダ 1 2 だけに吸気ロッカアーム 1 6 I , 1 6 I の傾斜平行配置を適用しても良い。

【 第 3 の実施の形態 】

【 0 0 4 5 】

次に、図 6 に基づいて本発明の第 3 の実施の形態を説明する。第 3 の実施の形態は、本願の請求項 3 あるいは請求項 4 の発明に対応する。

【 0 0 4 6 】

第 1 の実施の形態では、各シリンダ 1 2 の一対の吸気ロッカアーム 1 6 I , 1 6 I の長手方向の中心線が「八」字状に配置されているが、第 3 の実施の形態では、各シリンダ 1 2 の一対の吸気ロッカアーム 1 6 I , 1 6 I の長手方向の中心線が、カムシャフト軸線 L 2 に直交する方向に対して同方向に平行に同角度ずつ傾斜している。この一対の吸気ロッカアーム 1 6 I , 1 6 I の傾斜平行配置の傾斜方向はシリンダ 1 2 ... 毎に異なっており、図 6 において、 1 シリンダは時計方向、 2 シリンダは反時計方向、 3 シリンダは反時計方向、 4 シリンダは時計方向に設定される。

【 0 0 4 7 】

4 個のシリンダ 1 2 ... の爆発順序は、 1 シリンダ 3 シリンダ 4 シリンダ 2 シリンダであるため、 1 シリンダおよび 3 シリンダは連続して爆発するが、 1 および 3 シリンダの一対の吸気ロッカアーム 1 6 I , 1 6 I の長手方向の中心線の傾斜方向は相互に逆方向であるため、 1 および 3 シリンダの吸気ロッカアーム 1 6 I ... により発生する吸気カムシャフト 2 0 I のスラスト荷重が相互に打ち消し合い、吸気カムシャフト 2 0 I の軸方向位置が安定する。

【 0 0 4 8 】

同様に、 3 シリンダおよび 4 シリンダは連続して爆発するが、 3 および 4 シリ

10

20

30

40

50

ンダの一对の吸気ロッカアーム 16 I, 16 I の長手方向の中心線の傾斜方向は相互に逆方向であるため、3 および 4 シリンダの吸気ロッカアーム 16 I ... により発生する吸気カムシャフト 20 I のスラスト荷重が相互に打ち消し合い、吸気カムシャフト 20 I の軸方向位置が安定する。

【0049】

以上のように、多気筒エンジンの各シリンダ 12 の一对の吸気ロッカアーム 16 I, 16 I を傾斜平行配置とし、連続して爆発する二つのシリンダ 12, 12 の各一对の吸気ロッカアーム 16 I, 16 I の長手方向の中心線の傾斜方向を逆方向とすれば、スラスト荷重を相殺して吸気カムシャフト 20 I の移動を抑制することができ、また連続して爆発する二つのシリンダ 12, 12 の各一对の吸気ロッカアーム 16 I, 16 I の長手方向の中心線の傾斜方向を同方向とすれば、スラスト荷重を加算して吸気カムシャフト 20 I をシリンダヘッド 11 のカムホルダ 11 b に押し付けて打音の発生を防止することができる。

10

【0050】

以上、エンジンの吸気側の動弁装置について説明したが、第 3 の実施の形態の技術思想は、エンジンの排気側の動弁装置、つまり排気カムシャフトで排気ロッカアームを介して排気バルブを駆動する動弁装置に対しても、そのまま適用することができる。

【第 4 の実施の形態】

【0051】

次に、図 7 に基づいて本発明の第 4 の実施の形態を説明する。第 4 の実施の形態は、本願の請求項 5 の発明に対応する。

20

【0052】

第 4 の実施の形態は、吸気側の動弁装置に加えて、排気バルブ 13 E, 13 E、排気カムシャフト 20 E、排気カム 21 E, 21 E および排気ロッカアーム 16 E, 16 E を含む排気側の動弁装置を備え、吸気側の動弁装置および排気側の動弁装置の協働によって作用効果を発揮するものである。

【0053】

各シリンダ 12 の一对の吸気ロッカアーム 16 I, 16 I は傾斜平行配置されており、かつ全てのシリンダ 12 ... の吸気ロッカアーム 16 I ... の長手方向の中心線の傾斜方向は同一であるため、吸気ロッカアーム 16 I ... からの反力荷重で吸気カムシャフト 20 I は矢印 A 方向に付勢される。また各シリンダ 12 の一对の排気ロッカアーム 16 E, 16 E は傾斜平行配置されており、かつ全てのシリンダ 12 ... の排気ロッカアーム 16 E ... の長手方向の中心線の傾斜方向は同一であるため、排気ロッカアーム 16 E ... からの反力荷重で排気カムシャフト 20 E は矢印 A' 方向に付勢される。すなわち、吸気カムシャフト 20 I の付勢方向 A と、排気カムシャフト 20 E の付勢方向 A' とは、相互に逆方向である。

30

【0054】

吸気カムシャフト 20 I の軸端に固設された吸気ヘリカルギヤ 22 I と、排気カムシャフト 20 E の軸端に固設された排気ヘリカルギヤ 22 E とが相互に歯合しており、吸気カム 21 I および排気カム 21 E は同速度で矢印 C, C' で示すように相互に逆方向に回転する。このとき、吸気ヘリカルギヤ 22 I および排気ヘリカルギヤ 22 E は傾斜する歯筋で歯合するため、吸気カムシャフト 20 I には矢印 B 方向の歯合反力が作用し、排気カム 21 E には矢印 B' 方向の歯合反力が作用する。

40

【0055】

吸気ロッカアーム 16 I ... から吸気カムシャフト 20 I に作用するスラスト荷重 A と、吸気ヘリカルギヤ 22 I から吸気カムシャフト 20 I に作用するスラスト荷重 B とは相互に逆方向であるため、それらが相殺することで吸気カムシャフト 20 I に作用するトータルのスラスト荷重が低減する。また排気ロッカアーム 16 E ... から排気カムシャフト 20 E に作用するスラスト荷重 A' と、排気ヘリカルギヤ 22 E から排気カムシャフト 20 E に作用するスラスト荷重 B' とは相互に逆方向であるため、それらが相殺することで排気カムシャフト 20 E に作用するトータルのスラスト荷重が低減する。

50

## 【 0 0 5 6 】

このようにして吸気カムシャフト 2 0 I および排気カムシャフト 2 0 E に作用するスラスト荷重が低減することで、吸気カムシャフト 2 0 I および排気カムシャフト 2 0 E の軸方向位置が安定し、吸気カムシャフト 2 0 I および排気カムシャフト 2 0 E の移動による打音の発生が防止される。

## 【 第 5 の実施の形態 】

## 【 0 0 5 7 】

次に、図 8 に基づいて本発明の第 5 の実施の形態を説明する。第 5 の実施の形態は、本願の請求項 6 の発明に対応する。

## 【 0 0 5 8 】

第 5 の実施の形態は、第 4 の実施の形態の変形であって、吸気ヘリカルギヤ 2 2 I および排気ヘリカルギヤ 2 2 E の歯筋の傾斜方向が逆方向になっており、そのために吸気ヘリカルギヤ 2 2 I が受ける歯合反力よりなるスラスト荷重 B の方向が、吸気カムシャフト 2 0 I が吸気ロッカアーム 1 6 I ... から受けるスラスト荷重 A の方向に一致し、かつ排気ヘリカルギヤ 2 2 E が受ける歯合反力よりなるスラスト荷重 B ' の方向が、排気カムシャフト 2 0 E が排気ロッカアーム 1 6 E ... から受けるスラスト荷重 A ' の方向に一致する。

## 【 0 0 5 9 】

その結果、吸気カムシャフト 2 0 I は両スラスト荷重 A , B の合力でシリンダヘッド 1 1 のカムホルダ 1 1 b に押し付けられて軸方向の位置が安定し、かつ排気カムシャフト 2 0 E は両スラスト荷重 A ' , B ' の合力でシリンダヘッド 1 1 のカムホルダ 1 1 b に押し付けられて軸方向の位置が安定する。

## 【 第 6 の実施の形態 】

## 【 0 0 6 0 】

次に、図 9 に基づいて本発明の第 6 の実施の形態を説明する。

## 【 0 0 6 1 】

上述した第 1 ~ 第 5 の実施の形態では、油圧ラッシュアジャスタ 1 7 の位置を移動させることで吸気ロッカアーム 1 6 I (あるいは排気ロッカアーム 1 6 E ) を傾斜させているが、第 6 の実施の形態は他の手法で吸気ロッカアーム 1 6 I (あるいは排気ロッカアーム 1 6 E ) を傾斜させるものである。

## 【 0 0 6 2 】

吸気ロッカアーム 1 6 I を例にとって説明すると、図 9 ( A ) に示すように、カムシャフト軸線 L 2 に対してローラ 1 8 の軸線 L 3 が予め角度 だけ傾斜している。図 9 ( B ) に示すように、この吸気ロッカアーム 1 6 I のローラ 1 8 に吸気カム 2 1 I が当接すると、ローラ 1 8 が吸気カム 2 1 I から受ける荷重で、吸気ロッカアーム 1 6 I の長手方向の中心線は遊びの範囲内でカムシャフト軸線 L 2 に直交する方向に対して角度 で傾斜するため、第 1 ~ 第 5 の実施の形態と同様に、吸気ロッカアーム 1 6 I から吸気カムシャフト 2 0 I に積極的にスラスト荷重を作用させることができる。

## 【 0 0 6 3 】

以上、本発明の実施の形態を説明したが、本発明はその要旨を逸脱しない範囲で種々の設計変更を行うことが可能である。

## 【 0 0 6 4 】

例えば、本発明の多気筒エンジンは実施の形態の直列 4 気筒エンジンに限定されず、4 気筒以外の直列多気筒エンジンや、各バンクが多気筒である V 型多気筒エンジン等に対しても適用することができる。

## 【 0 0 6 5 】

また本発明のロッカアームは、実施の形態の一端に油圧ラッシュアジャスタに当接する支点を備え、他端にバルブに当接する作用点を備え、中間部にカムに当接する力点を備えるスイングアーム式のものに限定されず、中間部に支点を備え、両端に力点および作用点を備えるシーソ式のものであっても良い。

## 【 0 0 6 6 】

また一对の吸気ロッカアーム 1 6 I , 1 6 I の傾斜対称配置を実現するために、一对の吸気バルブ 1 3 I , 1 3 I 間の距離を、一对の油圧ラッシュアジャスタ 1 7 , 1 7 間の距離よりも大きくしても良い。一对の排気ロッカアーム 1 6 E , 1 6 E の傾斜対称配置についても同様である。

【 0 0 6 7 】

また一对の吸気ロッカアーム 1 6 I , 1 6 I あるいは一对の排気ロッカアーム 1 6 E , 1 6 E の傾斜対称配置において、2本のロッカアームの傾斜角度は一致している必要はなく、また傾斜平行配置においても、2本のロッカアームの傾斜角度は一致している必要はない。

【 0 0 6 8 】

また本発明のロッカアームは、実施の形態のローラ 1 8 を備えるものに限定されず、ローラ 1 8 の代わりにスリッパを備えるものであっても良い。

【 0 0 6 9 】

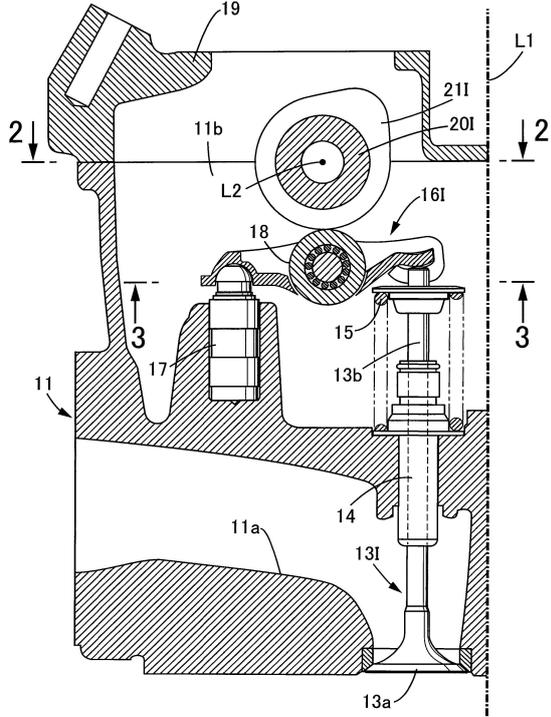
また実施の形態ではロッカアームの支点として油圧ラッシュアジャスタ 1 7 , 1 7 を用いているが、それに限定されるものではない。

【 符号の説明 】

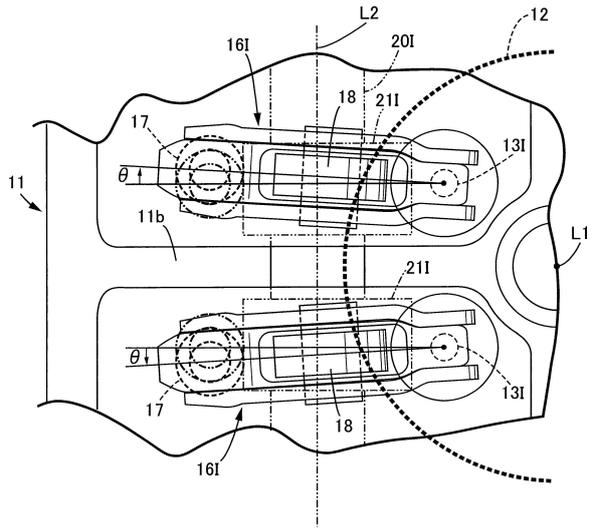
【 0 0 7 0 】

1 1 b	カムホルダ	
1 2	シリンダ	
1 3 I	吸気バルブ (バルブ)	20
1 3 E	排気バルブ (バルブ)	
1 6 I	吸気ロッカアーム (ロッカアーム)	
1 6 E	排気ロッカアーム (ロッカアーム)	
1 8	ローラ	
2 0 I	吸気カムシャフト (カムシャフト)	
2 0 E	排気カムシャフト (カムシャフト)	
2 1 I	吸気カム (カム)	
2 1 E	排気カム (カム)	
2 2 I	吸気ヘリカルギヤ (ヘリカルギヤ)	
2 2 E	排気ヘリカルギヤ (ヘリカルギヤ)	30
L 1	シリンダ軸線	
L 2	カムシャフト軸線	
L 3	ローラの軸線	

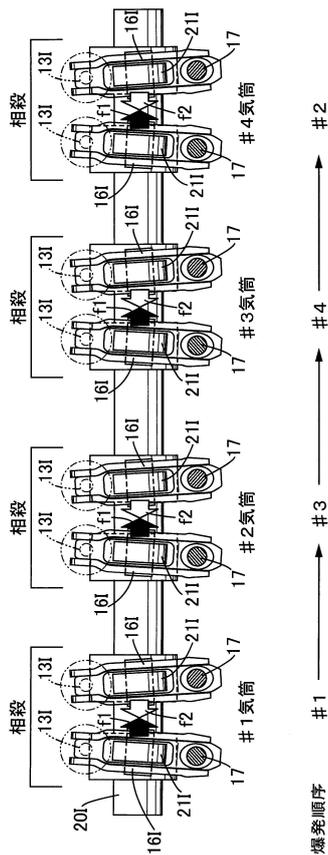
【図1】



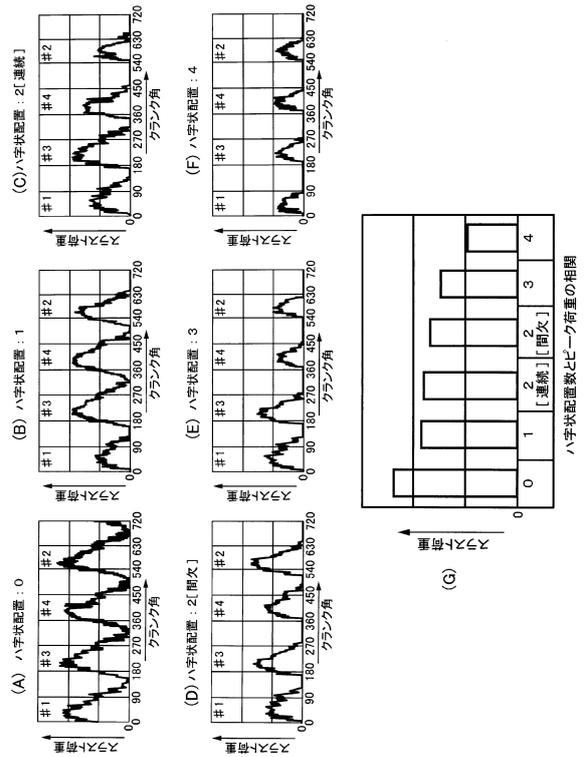
【図2】



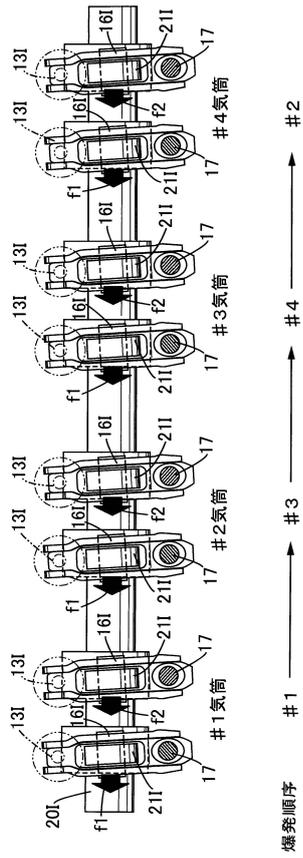
【図3】



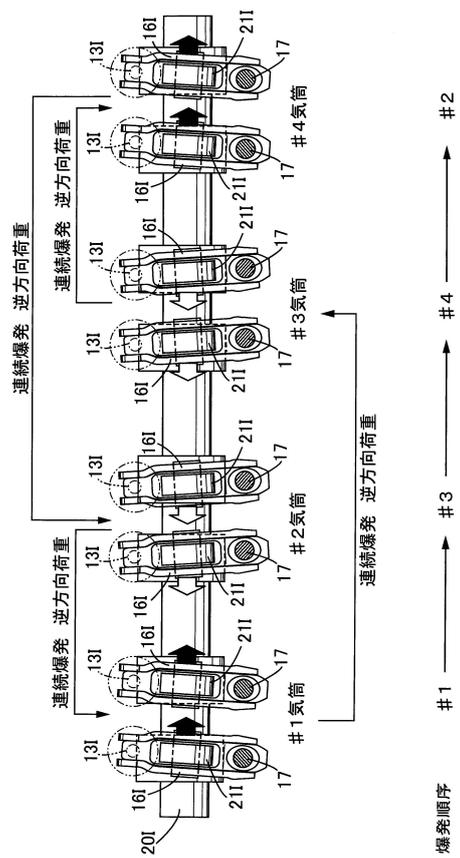
【図4】



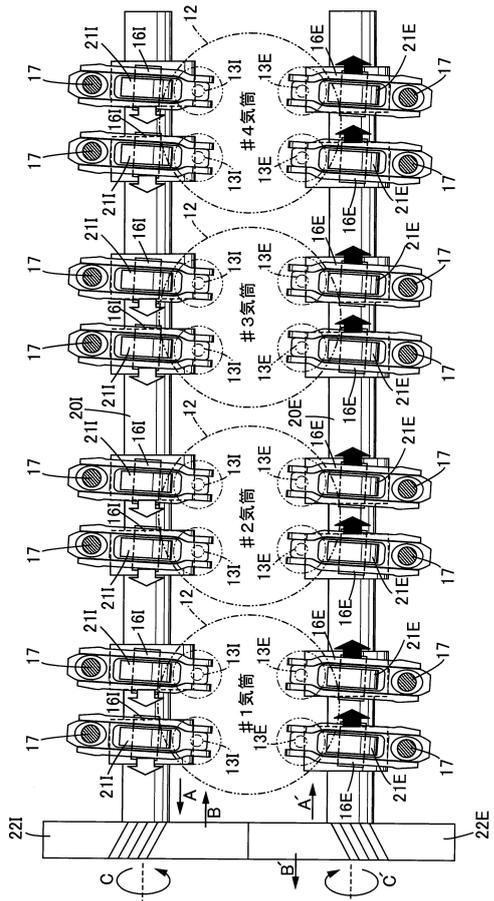
【 図 5 】



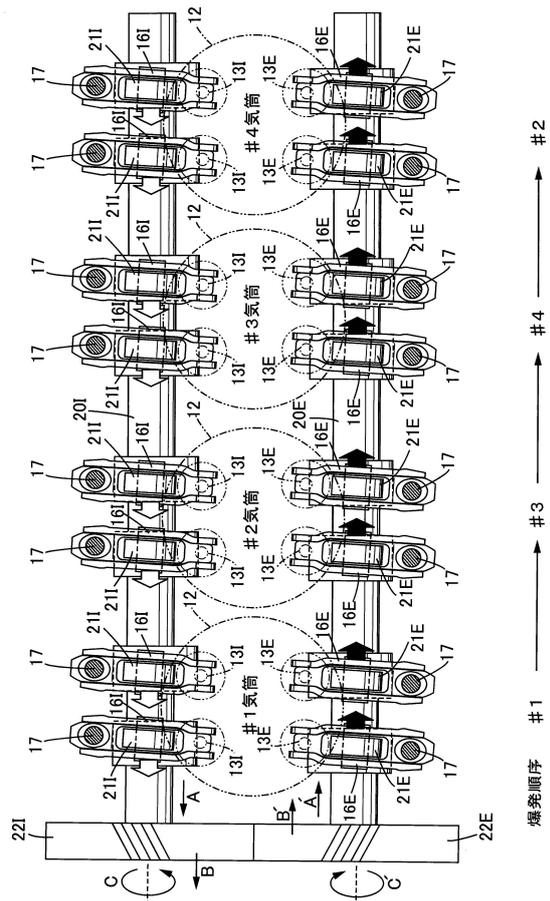
【 図 6 】



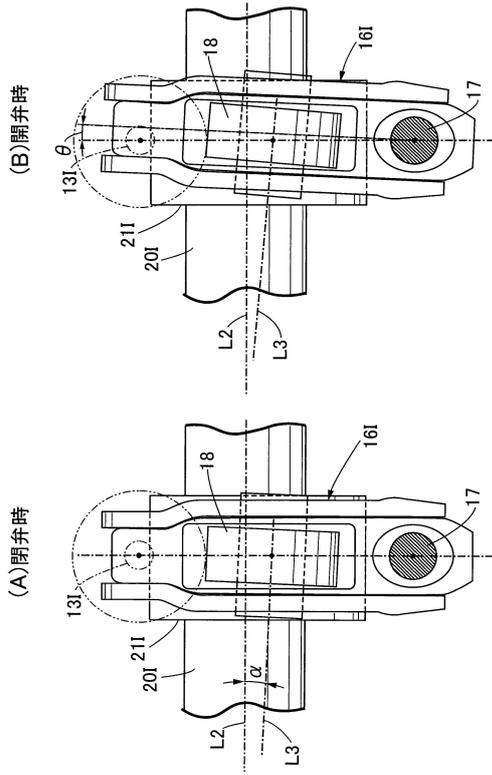
【 図 7 】



【 図 8 】



【図9】



## フロントページの続き

- (72)発明者 芦田 尚也  
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内
- (72)発明者 上田 圭  
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内
- (72)発明者 勝俣 耕二  
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内
- (72)発明者 萩野 晃一  
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内
- (72)発明者 大内 斎  
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内

審査官 沼生 泰伸

- (56)参考文献 特開昭62-121808(JP,A)  
特開平10-026011(JP,A)  
実開平02-087917(JP,U)  
特開平09-268908(JP,A)  
特開2006-307785(JP,A)  
特開2018-105174(JP,A)

## (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F01L 1/00 - 1/46  
F01L 9/00 - 9/04  
F01L 13/00 - 13/08