

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6450475号
(P6450475)

(45) 発行日 平成31年1月9日(2019.1.9)

(24) 登録日 平成30年12月14日(2018.12.14)

(51) Int.Cl. F I
F O 2 B 33/20 (2006.01) F O 2 B 33/20

請求項の数 26 (全 28 頁)

<p>(21) 出願番号 特願2017-556379 (P2017-556379) (86) (22) 出願日 平成28年10月3日 (2016.10.3) (86) 国際出願番号 PCT/JP2016/079351 (87) 国際公開番号 W02017/104231 (87) 国際公開日 平成29年6月22日 (2017.6.22) 審査請求日 平成30年1月23日 (2018.1.23) (31) 優先権主張番号 特願2015-246549 (P2015-246549) (32) 優先日 平成27年12月17日 (2015.12.17) (33) 優先権主張国 日本国(JP)</p>	<p>(73) 特許権者 000005326 本田技研工業株式会社 東京都港区南青山二丁目1番1号 (74) 代理人 110001379 特許業務法人 大島特許事務所 (72) 発明者 三瓶 衛 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 齊藤 彬</p>
---	---

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 内燃機関

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

吸気通路と接続された過給シリンダ、前記過給シリンダに接続された第1燃焼シリンダ、前記過給シリンダに接続された第2燃焼シリンダ、及び前記第1燃焼シリンダ及び前記第2燃焼シリンダに接続され、かつ排気通路に接続された膨張シリンダを備えた内燃機関本体と、

前記内燃機関本体に回転可能に支持され、前記第1燃焼シリンダ、前記第2燃焼シリンダ、前記過給シリンダ、及び前記膨張シリンダにそれぞれ受容されたピストンがそれぞれコンロッドによって接続された共通のクランクシャフトとを有し、

前記過給シリンダ及び前記膨張シリンダは、前記クランクシャフトの軸線方向において前記第1燃焼シリンダ及び前記第2燃焼シリンダの間に配置されていることを特徴とする内燃機関。

【請求項2】

前記クランクシャフトの軸線に沿った方向から見て、前記第2燃焼シリンダは前記第1燃焼シリンダと略同一角度に配置され、前記過給シリンダ及び前記膨張シリンダは、前記第1燃焼シリンダ及び前記第2燃焼シリンダを挟むように互いに傾斜してV型に配置されていることを特徴とする請求項1に記載の内燃機関。

【請求項3】

前記クランクシャフトの軸線に沿った方向から見て、前記第2燃焼シリンダは前記第1燃焼シリンダと略同一位置に配置され、前記過給シリンダ及び前記膨張シリンダは、前記

10

20

第 1 燃焼シリンダ及び前記第 2 燃焼シリンダを挟むように、前記第 1 燃焼シリンダに対して平行にオフセットして配置されていることを特徴とする請求項 1 に記載の内燃機関。

【請求項 4】

前記クランクシャフトの軸線に沿った方向であって、前記クランクシャフトが時計回りになる側から見て、前記過給シリンダは前記第 1 燃焼シリンダに対して左側にオフセットして配置され、前記膨張シリンダは前記第 1 燃焼シリンダに対して右側にオフセットして配置されていることを特徴とする請求項 2 又は請求項 3 に記載の内燃機関。

【請求項 5】

前記クランクシャフトの軸線方向において、前記過給シリンダと前記膨張シリンダとは同位置に配置されていることを特徴とする請求項 1 ~ 請求項 4 のいずれか 1 つの項に記載の内燃機関。

10

【請求項 6】

前記クランクシャフトの軸線方向において、前記過給シリンダと前記膨張シリンダとは互いにオフセットして配置されていることを特徴とする請求項 1 ~ 請求項 4 のいずれか 1 つの項に記載の内燃機関。

【請求項 7】

前記第 1 燃焼シリンダに対応する第 1 燃焼クランクピンと、前記第 2 燃焼シリンダに対応する第 2 燃焼クランクピンとは互いに同位相に配置され、

前記過給シリンダに対応する過給クランクピンは、前記第 1 燃焼クランクピンに対して 180°の位相差を有する位置よりも遅角側に配置され、

20

前記膨張シリンダに対応する膨張クランクピンは、前記第 1 燃焼クランクピンに対して 180°の位相差を有する位置よりも進角側に配置されていることを特徴とする請求項 1 ~ 請求項 6 のいずれか 1 つの項に記載の内燃機関。

【請求項 8】

前記クランクシャフトの軸線に沿った方向から見て、前記過給クランクピンと前記膨張クランクピンとは少なくとも一部が重なっていることを特徴とする請求項 7 に記載の内燃機関。

【請求項 9】

第 1 バンク及び第 2 バンクを備えたシリンダブロックを有し、

前記第 1 バンク及び前記第 2 バンクのそれぞれは、前記第 1 燃焼シリンダ、前記第 2 燃焼シリンダ、前記過給シリンダ、及び前記膨張シリンダを有することを特徴とする請求項 1 ~ 請求項 8 のいずれか 1 つの項に記載の内燃機関。

30

【請求項 10】

前記第 1 燃焼シリンダ及び前記第 2 燃焼シリンダは、4 サイクルで駆動し、

前記過給シリンダ及び前記膨張シリンダは、2 サイクルで駆動することを特徴とする請求項 1 ~ 請求項 9 のいずれか 1 つの項に記載の内燃機関。

【請求項 11】

前記過給シリンダの往復運動部重量と前記膨張シリンダの往復運動部重量との和が、前記第 1 燃焼シリンダの往復運動部重量と前記第 2 燃焼シリンダの往復運動部重量との和と略同じであることを特徴とする請求項 1 ~ 請求項 10 のいずれか 1 つの項に記載の内燃機関。

40

【請求項 12】

吸気通路と、

前記吸気通路と接続された過給シリンダ、前記過給シリンダに接続された第 1 燃焼シリンダ、及び前記過給シリンダに接続された第 2 燃焼シリンダを有する第 1 気筒群と、前記吸気通路に接続された第 3 燃焼シリンダ、前記吸気通路に接続された第 4 燃焼シリンダ、及び前記第 3 燃焼シリンダに接続されると共に前記第 4 燃焼シリンダに接続された膨張シリンダを有する第 2 気筒群とを備えた内燃機関本体と、

前記第 1 燃焼シリンダ、前記第 2 燃焼シリンダ、及び前記膨張シリンダに接続された排気通路と、

50

前記内燃機関本体に回転可能に支持され、前記第1燃焼シリンダ、前記第2燃焼シリンダ、前記第3燃焼シリンダ、前記第4燃焼シリンダ、前記過給シリンダ、及び前記膨張シリンダにそれぞれ受容されたピストンがそれぞれコンロッドによって接続された共通のクランクシャフトとを有し、

前記第1燃焼シリンダ、前記第2燃焼シリンダ、及び前記過給シリンダは互いに平行に配置され、前記クランクシャフトの軸線方向において前記第1燃焼シリンダ、前記過給シリンダ、前記第2燃焼シリンダの順で配置され、

前記第3燃焼シリンダ、前記第4燃焼シリンダ、及び前記膨張シリンダは互いに平行に配置され、前記クランクシャフトの軸線方向において前記第3燃焼シリンダ、前記膨張シリンダ、前記第4燃焼シリンダの順で配置されていることを特徴とする内燃機関。

10

【請求項13】

前記第1気筒群及び前記第2気筒群の少なくとも一方を選択的に休止する気筒休止機構を有することを特徴とする請求項12に記載の内燃機関。

【請求項14】

前記第1気筒群と前記第2気筒群とはV型に配置されていることを特徴とする請求項12又は請求項13に記載の内燃機関。

【請求項15】

前記第1気筒群と前記第2気筒群とは、互いに平行に配置されていることを特徴とする請求項12又は請求項13に記載の内燃機関。

【請求項16】

前記クランクシャフトの軸線に沿った方向であって、前記クランクシャフトが時計回りになる側から見て、前記第1気筒群は前記第2気筒群に対して左側に配置され、前記過給シリンダは前記第1燃焼シリンダ及び前記第2燃焼シリンダに対して左側にオフセットして配置され、前記膨張シリンダは前記第3燃焼シリンダ及び前記第4燃焼シリンダに対して右側にオフセットして配置されていることを特徴とする請求項15に記載の内燃機関。

20

【請求項17】

前記クランクシャフトの軸線方向において、前記第1燃焼シリンダ及び前記第3燃焼シリンダが略同位置に配置され、前記過給シリンダ及び前記膨張シリンダが略同位置に配置され、前記第2燃焼シリンダ及び前記第4燃焼シリンダが略同位置に配置されていることを特徴とする請求項12～請求項16のいずれか1つの項に記載の内燃機関。

30

【請求項18】

前記第2気筒群は、前記第1気筒群に対して前記クランクシャフトの軸線方向にオフセットして配置されていることを特徴とする請求項12～請求項16のいずれか1つの項に記載の内燃機関。

【請求項19】

前記第1燃焼シリンダに対応する第1燃焼クランクピンと、前記第2燃焼シリンダに対応する第2燃焼クランクピンとは互いに同位相に配置され、

前記第3燃焼シリンダに対応する第3燃焼クランクピンと、前記第4燃焼シリンダに対応する第4燃焼クランクピンとは互いに同位相に配置され、

前記過給シリンダに対応する過給クランクピンは、前記第1燃焼クランクピンに対して180°の位相差を有する位置よりも遅角側に配置され、

40

前記膨張シリンダに対応する膨張クランクピンは、前記第3燃焼クランクピンに対して180°の位相差を有する位置よりも進角側に配置されていることを特徴とする請求項12～請求項18のいずれか1つの項に記載の内燃機関。

【請求項20】

前記第1燃焼クランクピンと前記第3燃焼クランクピンとは、同軸に連続し、

前記過給クランクピンと前記膨張クランクピンとは、同軸に連続し、

前記第2燃焼クランクピンと前記第4燃焼クランクピンとは、同軸に連続していることを特徴とする請求項19に記載の内燃機関。

【請求項21】

50

前記クランクシャフトの軸線に沿った方向から見て、前記過給クランクピンと前記膨張クランクピンとは少なくとも一部が重なっていることを特徴とする請求項 19 に記載の内燃機関。

【請求項 22】

前記第 1 燃烧シリンダ、前記第 2 燃烧シリンダ、前記第 3 燃烧シリンダ、前記第 4 燃烧シリンダは、4 サイクルで駆動し、

前記過給シリンダ及び前記膨張シリンダは、2 サイクルで駆動することを特徴とする請求項 12 ~ 請求項 21 のいずれか 1 つの項に記載の内燃機関。

【請求項 23】

前記吸気通路の下流端は、前記過給シリンダに接続される第 1 分岐通路、及び前記第 3 10
燃烧シリンダ及び前記第 4 燃烧シリンダに接続される第 2 分岐通路を有し、

前記第 1 分岐通路には第 1 スロットルバルブが設けられ、

前記第 2 分岐通路には第 2 スロットルバルブが設けられ、

当該内燃機関は、燃烧ガスを前記吸気通路に供給するべく、前記排気通路に接続された一端と、前記第 1 分岐通路の前記第 1 スロットルバルブよりも下流側部分に接続された他端とを備えた EGR 通路を有することを特徴とする請求項 12 ~ 請求項 22 のいずれか 1 つの項に記載の内燃機関。

【請求項 24】

前記 EGR 通路の他端は、分岐して前記第 2 分岐通路の前記第 2 スロットルバルブよりも下流側部分にも接続されていることを特徴とする請求項 23 に記載の内燃機関。 20

【請求項 25】

前記第 3 燃烧シリンダと前記膨張シリンダとを接続する通路と、前記第 2 分岐通路と前記第 3 燃烧シリンダとを接続する通路とを接続する第 2 EGR 通路、及び前記第 4 燃烧シリンダと前記膨張シリンダとを接続する通路と、前記第 2 分岐通路と前記第 4 燃烧シリンダとを接続する通路とを接続する第 3 EGR 通路の少なくとも一方を有することを特徴とする請求項 23 に記載の内燃機関。

【請求項 26】

前記過給シリンダの往復運動部重量と前記膨張シリンダの往復運動部重量との和が、前記第 1 燃烧シリンダの往復運動部重量、前記第 2 燃烧シリンダの往復運動部重量、前記第 3 燃烧シリンダの往復運動部重量、及び前記第 4 燃烧シリンダの往復運動部重量との和と 30
略同じであることを特徴とする請求項 12 ~ 請求項 25 のいずれか 1 つの項に記載の内燃機関。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、過給シリンダ及び膨張シリンダを有する内燃機関に関する。

【背景技術】

【0002】

内燃機関の熱効率を向上させるために、ターボチャージャやスーパーチャージャ等の過給機が広く使用されている。しかしながら、これらの過給機は、近年活発に開発が進められた結果、その容積効率の向上や流量域の拡大、応答性等が限界に近づきつつある。特に、ターボチャージャは、内燃機関の熱効率が向上するほど利用可能な排気エネルギーが低下するため、今後適用するメリットが薄れる可能性がある。 40

【0003】

このような問題を解決し得る発明として、内燃機関本体に空気又は混合気を圧縮する過給シリンダを設けたものがある（例えば、特許文献 1）。過給シリンダは、コンロッドを介して内燃機関のクランクシャフトに結合されたピストンの往復動によって空気又は混合気を圧縮し、圧縮した空気又は混合気を燃烧シリンダに供給する。過給シリンダは、クランクシャフトと連動して駆動されるため、ターボチャージャのような過給応答遅れ（ターボラグ）が発生せず、また排気エネルギーを必要としない。また、特許文献 1 に係る内燃 50

機関では、燃焼シリンダから排出される既燃焼ガスを内燃機関本体に設けられた膨張シリンダに供給し、既燃焼ガスによって膨張シリンダのピストンを駆動させ、既燃焼ガスから更にエネルギーを取り出すようにしている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献1】米国特許第8,371,256号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

上記の内燃機関は、過給シリンダ及び膨張シリンダを内燃機関本体に形成するため、内燃機関の小型化や冷却の観点から各シリンダのレイアウトが問題となる。

【0006】

本発明は、以上の背景を鑑み、過給シリンダ及び膨張シリンダを有する内燃機関において、小型化及び冷却効率を向上させることを課題とする。

【課題を解決するための手段】

【0007】

上記課題を解決するために本発明の一態様は、吸気通路(2)と接続された過給シリンダ(8)、前記過給シリンダに接続された第1燃焼シリンダ(6)、前記過給シリンダに接続された第2燃焼シリンダ(7)、及び前記第1燃焼シリンダ及び前記第2燃焼シリンダに接続され、かつ排気通路に接続された膨張シリンダ(9)を備えた内燃機関本体(1A)と、前記内燃機関本体に回転可能に支持され、前記第1燃焼シリンダ、前記第2燃焼シリンダ、前記過給シリンダ、及び前記膨張シリンダにそれぞれ受容されたピストン(6A、7A、8A、9A)がそれぞれコンロッドによって接続された共通のクランクシャフト(11)とを有し、前記過給シリンダ及び前記膨張シリンダは、前記クランクシャフトの軸線方向において前記第1燃焼シリンダ及び前記第2燃焼シリンダの間に配置されていることを特徴とする内燃機関を提供する。

【0008】

この態様によれば、第1燃焼シリンダ及び第2燃焼シリンダが、クランクシャフトの軸線方向における両端部に配置され、互いに離間しているため、内燃機関本体の放熱が促進される。また、過給シリンダから第1燃焼シリンダへの吸気の通路長と、過給シリンダから第2燃焼シリンダへの吸気の通路長との差を小さくすることができると共に、第1燃焼シリンダから膨張シリンダへの排気の通路長と、第2燃焼シリンダから膨張シリンダへの排気の通路長との差を小さくすることができる。これにより、各燃焼シリンダの出力特性の差を小さくすることができる。

【0009】

また、上記の態様において、前記クランクシャフトの軸線に沿った方向から見て、前記第2燃焼シリンダは前記第1燃焼シリンダと略同一角度に配置され、前記過給シリンダ及び前記膨張シリンダは、前記第1燃焼シリンダ及び前記第2燃焼シリンダの少なくとも一方を挟むように互いに傾斜してV型に配置されているとよい。または、前記クランクシャフトの軸線に沿った方向から見て、前記第2燃焼シリンダは前記第1燃焼シリンダと略同一位置に配置され、前記過給シリンダ及び前記膨張シリンダは、前記第1燃焼シリンダ及び前記第2燃焼シリンダの少なくとも一方を挟むように、前記第1燃焼シリンダに対して平行にオフセットして配置されているとよい。また、前記クランクシャフトの軸線方向において、前記過給シリンダと前記膨張シリンダとは同位置に配置されているとよい。

【0010】

この態様によれば、過給シリンダと膨張シリンダとをクランクシャフトの軸線方向において略同一の位置に配置することができ、内燃機関本体のクランクシャフトの軸線方向における長さを短縮することができる。

【0011】

10

20

30

40

50

また、上記の態様において、前記クランクシャフトの軸線に沿った方向であって、前記クランクシャフトが時計回りになる側から見て、前記過給シリンダは前記第1燃焼シリンダに対して左側にオフセットして配置され、前記膨張シリンダは前記第1燃焼シリンダに対して右側にオフセットして配置されているとよい。

【0012】

また、上記の態様において、前記クランクシャフトの軸線方向において、前記過給シリンダと前記膨張シリンダとは互いにオフセットして配置されているとよい。

【0013】

この態様によれば、過給シリンダ及び膨張シリンダの、クランクシャフトの軸線と直交する方向における幅を小さくすることができる。

【0014】

また、上記の態様において、前記第1燃焼シリンダに対応する第1燃焼クランクピン(14A)と、前記第2燃焼シリンダに対応する第2燃焼クランクピン(14D)とは互いに同位相に配置され、前記過給シリンダに対応する過給クランクピン(14C)は、前記第1燃焼クランクピンに対して180°の位相差を有する位置よりも遅角側に配置され、前記膨張シリンダに対応する膨張クランクピン(14B)は、前記第1燃焼クランクピンに対して180°の位相差を有する位置よりも進角側に配置されているとよい。

【0015】

この態様によれば、過給シリンダが遅角化されることによって、第1及び第2燃焼シリンダの吸気行程の後期に過給シリンダによって吸気を押し込むことが可能になり、過給効率が向上する。また、膨張シリンダが進角化されることによって、第1及び第2燃焼シリンダの排気行程の初期に膨張シリンダによる吸い出しが作用し、ポンピングロスが低減される。

【0016】

また、上記の態様において、前記クランクシャフトの軸線に沿った方向から見て、前記過給クランクピンと前記膨張クランクピンとは少なくとも一部が重なっているとよい。

【0017】

この態様によれば、クランクシャフトの剛性が向上する。

【0018】

また、上記の態様において、第1バンク及び第2バンクを備えたシリンダブロックを有し、前記第1バンク及び前記第2バンクのそれぞれは、前記第1燃焼シリンダ、前記第2燃焼シリンダ、前記過給シリンダ、及び前記膨張シリンダを有するとよい。

【0019】

この態様によれば、V型エンジンが構成される。

【0020】

また、上記の態様において、前記第1燃焼シリンダ及び前記第2燃焼シリンダは、4サイクルで駆動し、前記過給シリンダ及び前記膨張シリンダは、2サイクルで駆動するとよい。

【0021】

この態様によれば、各シリンダを効率良く駆動させることができる。過給シリンダ及び膨張シリンダは2サイクルで駆動されるため、燃焼シリンダを4サイクル(ストローク)とする場合、燃焼シリンダを2個設けることによって、各シリンダの動作を互いに対応させることができる。

【0022】

また、上記の態様において、前記過給シリンダの往復運動部重量と前記膨張シリンダの往復運動部重量との和が、前記第1燃焼シリンダの往復運動部重量と前記第2燃焼シリンダの往復運動部重量との和と略同じであるとよい。

【0023】

この態様によれば、各シリンダに生じる慣性力が互いに打ち消し合い、振動が低減される。

10

20

30

40

50

【0024】

また、本発明の他の態様は、吸気通路(2)と、前記吸気通路と接続された過給シリンダ(104)、前記過給シリンダに接続された第1燃焼シリンダ(103)、及び前記過給シリンダに接続された第2燃焼シリンダ(105)を有する第1気筒群(109)と、前記吸気通路に接続された第3燃焼シリンダ(106)、前記吸気通路に接続された第4燃焼シリンダ(108)、及び前記第3燃焼シリンダに接続されると共に前記第4燃焼シリンダに接続された膨張シリンダ(107)を有する第2気筒群(110)とを備えた内燃機関本体(101A)と、前記第1燃焼シリンダ、前記第2燃焼シリンダ、及び前記膨張シリンダに接続された排気通路(3)と、前記内燃機関本体に回転可能に支持され、前記第1燃焼シリンダ、前記第2燃焼シリンダ、前記第3燃焼シリンダ、前記第4燃焼シリンダ、前記過給シリンダ、及び前記膨張シリンダにそれぞれ受容されたピストン(103A、104A、105A、106A、107A、108A)がそれぞれコンロッドによって接続された共通のクランクシャフト(111)とを有し、前記第1燃焼シリンダ、前記第2燃焼シリンダ、及び前記過給シリンダは互いに平行に配置され、前記クランクシャフトの軸線方向において前記第1燃焼シリンダ、前記過給シリンダ、前記第2燃焼シリンダの順で配置され、前記第3燃焼シリンダ、前記第4燃焼シリンダ、及び前記膨張シリンダは互いに平行に配置され、前記クランクシャフトの軸線方向において前記第3燃焼シリンダ、前記膨張シリンダ、前記第4燃焼シリンダの順で配置されていることを特徴とする内燃機関(100)を提供することができる。また、上記の態様において、前記第1気筒群及び前記第2気筒群の少なくとも一方を選択的に休止する気筒休止機構(155A)を有するとよい。

10

20

【0025】

この態様によれば、気筒休止が可能な2つの気筒群を有する内燃機関を構成することができる。

【0026】

また、上記の態様において、記第1気筒群と前記第2気筒群とはV型に配置されているとよい。或いは、前記第1気筒群と前記第2気筒群とは、互いに平行に配置されているとよい。

【0027】

また、上記の態様において、前記吸気通路(4)の下流端は、前記過給シリンダに接続される第1分岐通路(2E)、及び前記第3燃焼シリンダ及び前記第4燃焼シリンダに接続される第2分岐通路(2F)を有し、前記第1分岐通路には第1スロットルバルブ(2E)が設けられ、前記第2分岐通路には第2スロットルバルブ(2F)が設けられ、前記内燃機関は、燃焼ガスを前記吸気通路に供給するべく、前記排気通路に接続された一端と、前記第1分岐通路の前記第1スロットルバルブよりも下流側部分に接続された他端とを備えたEGR通路(5A)を有するとよい。

30

【0028】

この態様によれば、内燃機関の熱効率が向上する。吸気が過給シリンダを経て燃焼シリンダに供給される構成では、低負荷時にスロットルバルブが絞られることによって吸入負圧が大きくなり、ポンピングロスが比較的大きくなるが、EGRガスを吸気通路に導入する本態様では、吸入負圧を低減させ、ポンピングロスを低減させることができる。また、EGRガスの導入によって、燃焼シリンダでの燃焼温度が低下して冷却損失が低減する。また、燃焼温度の低下に伴う燃焼室温度の低下によってノッキングが抑制される。

40

【0029】

また、上記の態様において、前記EGR通路の他端は、分岐して前記第2分岐通路の前記第2スロットルバルブよりも下流側部分にも接続されているとよい。或は、上記の態様において、前記第3燃焼シリンダと前記膨張シリンダとを接続する通路と、前記第2分岐通路と前記第3燃焼シリンダとを接続する通路とを接続する第2EGR通路(171)、及び前記第4燃焼シリンダと前記膨張シリンダとを接続する通路と、前記第2分岐通路と前記第4燃焼シリンダとを接続する通路とを接続する第3EGR通路(172)の少なく

50

とも一方を有するとよい。

【0030】

これらの態様によれば、第3燃焼シリンダ及び第4燃焼シリンダにもEGRガスが供給され、ポンピングロスや、冷却損失の低減、ノッキングの抑制が可能になる。

【0031】

また、上記の態様において、前記過給シリンダの往復運動部重量と前記膨張シリンダの往復運動部重量との和が、前記第1燃焼シリンダの往復運動部重量、前記第2燃焼シリンダの往復運動部重量、前記第3燃焼シリンダの往復運動部重量、及び前記第4燃焼シリンダの往復運動部重量との和と略同じであるとよい。

【0032】

これらの態様によれば、各シリンダに生じる慣性力が互いに打ち消し合い、振動が低減される。

【発明の効果】

【0033】

以上の構成によれば、過給シリンダ及び膨張シリンダを有する内燃機関において、小型化及び冷却効率を向上させることができる。

【図面の簡単な説明】

【0034】

【図1】第1実施形態に係る内燃機関の構成図

【図2】(A)第1実施形態に係る各シリンダ及び各クランクピンの位置関係を示す透視側面図、(B)第1実施形態に係る各シリンダ及び各クランクピンの位置関係を示す透視平面図

【図3】第1実施形態に係るクランクシャフトを示す斜視図

【図4】第1実施形態に係る動弁機構を示す透視側面図

【図5】第1実施形態に係る動弁機構を示す平面図

【図6】第1実施形態に係る内燃機関の動作行程図

【図7】第1実施形態の変形例に係る内燃機関の各シリンダの配置を示す(A)平面図、(B)側面図、(C)正面図

【図8】第1実施形態の変形例に係る内燃機関の各シリンダの配置を示す(A)平面図、(B)側面図

【図9】第2実施形態に係る内燃機関の構成図

【図10】第2実施形態に係る内燃機関を示す透視側面図

【図11】第2実施形態に係る各シリンダの配置を示す平面図

【図12】第2実施形態に係るクランクシャフトを示す斜視図

【図13】第2実施形態に係る内燃機関の動作行程図

【図14】第2実施形態の変形例に係る内燃機関の構成図

【図15】第3実施形態に係る内燃機関の各シリンダの配置を示す平面図

【図16】(A)第3実施形態に係るクランクシャフトを示す平面図、(B)第3実施形態に係る各シリンダ及び各クランクピンの位置関係を示す透視側面図

【図17】(A)第3実施形態の変形例に係るクランクシャフトを示す平面図、(B)第3実施形態の変形例に係る各シリンダ及び各クランクピンの位置関係を示す透視側面図

【発明を実施するための形態】

【0035】

以下、図面を参照して本発明に係る内燃機関の実施形態について説明する。

【0036】

(第1実施形態)

図1及び図2に示すように、内燃機関1は、内燃機関本体1Aと、吸気装置2と、排気装置3と、インタークーラー4と、EGR装置5とを有する。内燃機関本体1Aは、シリンダブロック1Bと、シリンダブロック1Bの上部に結合されたシリンダヘッド1Cと、シリンダヘッド1Cの上部に結合されたヘッドカバー1Dと、シリンダブロック1Bの下

10

20

30

40

50

部に結合されたオイルパン 1 E とを有する。

【 0 0 3 7 】

シリンダブロック 1 B の上部には、第 1 燃焼シリンダ 6、第 2 燃焼シリンダ 7、過給シリンダ 8、及び膨張シリンダ 9 が形成されている。各シリンダ 6 ~ 9 の上端は、シリンダブロック 1 B の上端面に開口し、シリンダヘッド 1 C によって閉塞されている。各シリンダ 6 ~ 9 の下端は、シリンダブロック 1 B の下部に形成されたクランク室に繋がっている。クランク室にはクランクシャフト 1 1 が配置されている。クランクシャフト 1 1 は、シリンダブロック 1 B に回転可能に支持されている。説明の便宜上、クランクシャフト 1 1 の軸線 A は左右に延在しているものとする。

【 0 0 3 8 】

各シリンダ 6 ~ 9 は、クランクシャフト 1 1 の軸線 A に沿った方向に一側（右側）から、第 1 燃焼シリンダ 6、膨張シリンダ 9、過給シリンダ 8、第 2 燃焼シリンダ 7 の順で配置されている。すなわち、軸線 A に沿った方向において、第 1 燃焼シリンダ 6 及び第 2 燃焼シリンダ 7 の間に、膨張シリンダ 9 及び過給シリンダ 8 が配置されている。

【 0 0 3 9 】

クランクシャフト 1 1 の軸線 A を含み、略上下に延びる面を基準面とすると、第 1 燃焼シリンダ 6 及び第 2 燃焼シリンダ 7 の軸線は、概ね基準面上に配置されている。なお、第 1 燃焼シリンダ 6 及び第 2 燃焼シリンダ 7 の軸線は、基準面に対して若干前後にオフセットして配置されてもよい。また、基準面は、クランクシャフト 1 1 の軸線 A を中心として前後に傾斜していてもよい。膨張シリンダ 9 の軸線は基準面に対して前方に傾斜し、過給シリンダ 8 の軸線は基準面に対して後方に傾斜している。膨張シリンダ 9 及び過給シリンダ 8 は、いわゆる V 型に配置されている。膨張シリンダ 9 及び過給シリンダ 8 は、前後方向から見て、少なくとも一部が互いに重なりを有することが好ましい。このようにすると、内燃機関 1 の軸線 A 方向における長さを短縮することができる。

【 0 0 4 0 】

図 3 に示すように、クランクシャフト 1 1 は、右側から第 1 ジャーナル 1 2 A、右第 1 アーム 1 3 A R、第 1 クランクピン 1 4 A、左第 1 アーム 1 3 A L、第 2 ジャーナル 1 2 B、右第 2 アーム 1 3 B R、第 2 クランクピン 1 4 B、中央第 2 アーム 1 3 B C、第 3 クランクピン 1 4 C、左第 2 アーム 1 3 B L、第 3 ジャーナル 1 2 C、右第 3 アーム 1 3 C R、第 4 クランクピン 1 4 D、左第 3 アーム 1 3 C L、第 4 ジャーナル 1 2 D を有している。第 1 ~ 第 4 ジャーナル 1 2 (1 2 A ~ 1 2 D) は、互いに同軸に配置され、クランクシャフト 1 1 の回転軸を構成する。左右の第 1 アーム 1 3 A R、1 3 A L、左右の第 2 アーム 1 3 B R、1 3 B L、左右の第 3 アーム 1 3 C R、1 3 C L のそれぞれは、各ジャーナル 1 2 から径方向に延びている。中央第 2 アーム 1 3 B C は、クランクシャフト 1 1 の周方向に延びている。第 1 ~ 第 4 クランクピン 1 4 (1 4 A ~ 1 4 D) は、それぞれクランクシャフト 1 1 の軸線 A と平行に配置されている。第 2 クランクピン 1 4 B と第 3 クランクピン 1 4 C との間にはジャーナルはなく、第 2 クランクピン 1 4 B と第 3 クランクピン 1 4 C とは中央第 2 アーム 1 3 B C によって接続されている。図 2 (A) に示すように、クランクシャフト 1 1 の軸線 A に沿った方向から見て、第 2 クランクピン 1 4 B と第 3 クランクピン 1 4 C とは少なくとも一部が重なるように配置されているとよい。このようにすると、クランクシャフト 1 1 の剛性が向上する。

【 0 0 4 1 】

第 1 燃焼シリンダ 6 に往復動可能に受容された第 1 燃焼ピストン 6 A は、コンロッド（不図示）を介して第 1 クランクピン 1 4 A に接続されている。膨張シリンダ 9 に往復動可能に受容された膨張ピストン 9 A は、コンロッドを介して第 2 クランクピン 1 4 B に接続されている。過給シリンダ 8 に往復動可能に受容された過給ピストン 8 A は、コンロッドを介して第 3 クランクピン 1 4 C に接続されている。第 2 燃焼シリンダ 7 に往復動可能に受容された第 2 燃焼ピストン 7 A は、コンロッドを介して第 4 クランクピン 1 4 D に接続されている。

【 0 0 4 2 】

10

20

30

40

50

過給シリンダ 8 の往復運動部重量と膨張シリンダ 9 の往復運動部重量との和が、第 1 燃焼シリンダ 6 の往復運動部重量と第 2 燃焼シリンダ 7 の往復運動部重量との和と略等しく設定されている。これにより、各シリンダ 6 ~ 9 に生じる慣性力が互いに打ち消し合い、振動が低減される。

【 0 0 4 3 】

図 2 (A) に示すように、クランクシャフト 1 1 の軸線 A に沿った方向であって、クランクシャフト 1 1 が時計回りになる側 (右側) から見て、第 1 クランクピン 1 4 A 及び第 4 クランクピン 1 4 D は、同位相 (クランク角 0° とする) に配置されている。第 2 クランクピン 1 4 B 及び第 3 クランクピン 1 4 C は、第 1 燃焼ピストン 6 A が下死点にあるときに膨張ピストン 9 A 及び過給ピストン 8 A が上死点付近に位置するように、第 1 クラ

10

【 0 0 4 4 】

また、第 2 クランクピン 1 4 B は、第 1 燃焼ピストン 6 A が下死点にあるときに膨張ピストン 9 A が上死点を過ぎた位置にあるように若干の角度が進角されてもよい。また、第 3 クランクピン 1 4 C は、第 1 燃焼ピストン 6 A が下死点にあるときに過給ピストン 8 A が上死点の手前の位置にあるように若干の角度が遅角されてもよい。

【 0 0 4 5 】

膨張シリンダ 9 の行程容積及び過給シリンダ 8 の行程容積のいずれも、第 1 燃焼シリンダ 6 の行程容積及び第 2 燃焼シリンダ 7 の行程容積のいずれよりも大きく設定されている。本実施形態では、第 1 燃焼シリンダ 6 及び第 2 燃焼シリンダ 7 の行程容積が等しく、膨張シリンダ 9 及び過給シリンダ 8 の行程容積が等しく設定されている。他の実施形態では、膨張シリンダ 9 の行程容積と過給シリンダ 8 の行程容積とが互いに相違するように設定されてもよい。本実施形態では、各シリンダ 6 ~ 9 のストロークは等しく設定されており、膨張シリンダ 9 及び過給シリンダ 8 の直径が各燃焼シリンダの直径よりも大きく設定されている。

20

【 0 0 4 6 】

図 1 に示すように、内燃機関 1 は、吸気通路を構成する吸気装置 2 と過給シリンダ 8 とを接続する過給吸気通路 2 1 と、過給シリンダ 8 とインタークーラー 4 のクーラー入口 4 A とを接続する過給排気通路 2 2 と、インタークーラー 4 の第 1 出口 4 B と第 1 燃焼シリンダ 6 とを接続する第 1 吸気通路 2 3 と、第 1 燃焼シリンダ 6 と膨張シリンダ 9 とを接続する第 1 排気通路 2 4 と、インタークーラー 4 の第 2 出口 4 C と第 2 燃焼シリンダ 7 とを接続する第 2 吸気通路 2 5 と、第 2 燃焼シリンダ 7 と膨張シリンダ 9 とを接続する第 2 排気通路 2 6 と、膨張シリンダ 9 と排気通路を構成する排気装置 3 とを接続する膨張排気通路 2 7 とを有する。各通路 2 1 ~ 2 7 は、シリンダヘッド 1 C に形成された通路や、管部材によって構成されている。

30

【 0 0 4 7 】

吸気装置 2 は、上流側からエアインレット 2 A、エアクリーナ 2 B、スロットルバルブ 2 C、吸気ヘッド 2 D を有している。過給吸気通路 2 1 は、吸気装置 2 の下流端に接続されている。排気装置 3 は、上流側から三元触媒 3 A、消音器 3 B、排気出口 3 C を有している。膨張排気通路 2 7 は、排気装置 3 の上流端に接続されている。

40

【 0 0 4 8 】

インタークーラー 4 は、過給シリンダ 8 の近傍であって、シリンダヘッド 1 C 及びヘッドカバー 1 D の上方、かつ後方に配置されている。より詳細には、インタークーラー 4 は、後述する動弁機構 4 0 の後方に配置されているとよい。インタークーラー 4 は、空冷式の熱交換器や、水や他の冷媒を使用する公知の熱交換器であってよい。インタークーラー 4 は、上述したように、過給排気通路 2 2 に接続されるクーラー入口 4 A と、第 1 吸気通路 2 3 に接続される第 1 出口 4 B と、第 2 吸気通路 2 5 に接続される第 2 出口 4 C とを有する。インタークーラー 4 は、クーラー入口 4 A から第 1 出口 4 B 及び第 2 出口 4 C に流れる空気 (混合気) を冷却する。図 2 (B) に示すように、インタークーラー 4 は、クランクシャフト 1 1 の軸線 A と平行に左右に延び、第 1 燃焼シリンダ 6 に対向する右端と第

50

2 燃焼シリンダ 7 に対向する左端とを有する。クーラー入口 4 A はインタークーラー 4 の長手方向における中央に設けられ、第 1 出口 4 B はインタークーラー 4 の右端に設けられ、第 2 出口 4 C はインタークーラー 4 の左端に設けられている。これにより、過給排気通路 2 2、第 1 吸気通路 2 3、及び第 2 吸気通路 2 5 を短縮することができる。

【 0 0 4 9 】

過給吸気通路 2 1 及び過給排気通路 2 2 の過給シリンダ 8 側の開口端、第 1 吸気通路 2 3 及び第 1 排気通路 2 4 の第 1 燃焼シリンダ 6 側の開口端、第 2 吸気通路 2 5 及び第 2 排気通路 2 6 の第 2 燃焼シリンダ 7 側の開口端、及び膨張排気通路 2 7 の膨張シリンダ 9 側の開口端は、それぞれ 2 股に分岐し、各シリンダ 6 ~ 9 に接続している。

【 0 0 5 0 】

図 1 に示すように、過給吸気通路 2 1 の分岐した開口端のそれぞれと過給シリンダ 8 との境界には、それぞれ過給吸気通路 2 1 を開閉する過給吸気弁 3 1 が設けられている。過給排気通路 2 2 の分岐した開口端のそれぞれと過給シリンダ 8 との境界には、それぞれ過給排気通路 2 2 を開閉する過給排気弁 3 2 が設けられている。第 1 吸気通路 2 3 の分岐した開口端のそれぞれと第 1 燃焼シリンダ 6 との境界には、それぞれ第 1 吸気通路 2 3 を開閉する第 1 吸気弁 3 3 が設けられている。第 1 排気通路 2 4 の分岐した開口端のそれぞれと第 1 燃焼シリンダ 6 との境界には、それぞれ第 1 排気通路 2 4 を開閉する第 1 排気弁 3 4 が設けられている。第 2 吸気通路 2 5 の分岐した開口端のそれぞれと第 2 燃焼シリンダ 7 との境界には、それぞれ第 2 吸気通路 2 5 を開閉する第 2 吸気弁 3 5 が設けられている。第 2 排気通路 2 6 の分岐した開口端のそれぞれと第 2 燃焼シリンダ 7 との境界には、それぞれ第 2 排気通路 2 6 を開閉する第 2 排気弁 3 6 が設けられている。膨張排気通路 2 7 の分岐した開口端のそれぞれと膨張シリンダ 9 との境界には、それぞれ膨張排気通路 2 7 を開閉する膨張排気弁 3 7 が設けられている。過給吸気弁 3 1、過給排気弁 3 2、第 1 吸気弁 3 3、第 1 排気弁 3 4、第 2 吸気弁 3 5、第 2 排気弁 3 6、及び膨張排気弁 3 7 は、公知のポペットバルブであり、図示しないバルブスプリングに付勢されて通常時には各通路を閉じ、動弁機構 4 0 の作動によって所定のタイミングで各通路 2 1 ~ 2 7 を開く。第 1 排気通路 2 4 と膨張シリンダ 9 との境界、及び第 2 排気通路 2 6 と膨張シリンダ 9 との境界には、開閉弁は設けられていない。

【 0 0 5 1 】

図 4 に示すように、動弁機構 4 0 は、シリンダヘッド 1 C とヘッドカバー 1 D との間に形成された動弁室 1 F に配置されている。図 5 に示すように、動弁機構 4 0 は、クランクシャフト 1 1 と平行に延びる前側カムシャフト 4 1 及び後側カムシャフト 4 2 と、前側ロッカシャフト 4 3 及び後側ロッカシャフト 4 4 とを有する。前側カムシャフト 4 1 及び前側ロッカシャフト 4 3 は、概ね膨張シリンダ 9 の上方に配置され、後側カムシャフト 4 2 及び後側ロッカシャフト 4 4 は、概ね第 1 燃焼シリンダ 6 及び第 2 燃焼シリンダ 7 の上方に配置されている。前側カムシャフト 4 1 及び後側カムシャフト 4 2 は、図示しないタイミングチェーン及びスプロケットからなる動力伝達機構によってクランクシャフト 1 1 と連結され、クランクシャフト 1 1 の 1 / 2 の回転数で回転する。

【 0 0 5 2 】

前側ロッカシャフト 4 3 には、第 1 排気ロッカアーム 4 3 A、膨張排気ロッカアーム 4 3 B、及び第 2 排気ロッカアーム 4 3 C が回動可能に支持されている。後側ロッカシャフト 4 4 には、第 1 吸気ロッカアーム 4 4 A、過給吸気ロッカアーム 4 4 B、過給排気ロッカアーム 4 4 C、及び第 2 吸気ロッカアーム 4 4 D が回動可能に支持されている。前側カムシャフト 4 1 に形成された各カム山にそれぞれ所定のタイミングで押圧されることによって、第 1 排気ロッカアーム 4 3 A は第 1 排気弁 3 4 を開き、膨張排気ロッカアーム 4 3 B は膨張排気弁 3 7 を開き、第 2 排気ロッカアーム 4 3 C は第 2 排気弁 3 6 を開く。後側カムシャフト 4 2 に形成された各カム山にそれぞれ所定のタイミングで押圧されることによって、第 1 吸気ロッカアーム 4 4 A は第 1 吸気弁 3 3 を開き、過給吸気ロッカアーム 4 4 B は過給吸気弁 3 1 を開き、過給排気ロッカアーム 4 4 C は過給排気弁 3 2 を開き、第 2 吸気ロッカアーム 4 4 D は第 2 吸気弁 3 5 を開く。このように、第 1 燃焼シリンダ 6 及

10

20

30

40

50

び第2燃焼シリンダ7を開閉する各弁33~36を開閉駆動する前側カムシャフト41及び後側カムシャフト42が、過給シリンダ8を開閉する弁31、32及び膨張シリンダ9を開閉する弁37を開閉駆動する。

【0053】

図6に示すように、過給シリンダ8は、クランクシャフト11が1回転する間に吸気行程と圧縮行程とを有する2サイクルで駆動される。吸気行程は、過給ピストン8Aが上死点から下死点まで下降する期間であり、このとき過給吸気弁31が開かれ、過給排気弁32が閉じられることによって過給吸気通路21から過給シリンダ8に空気(混合気)が吸入される。圧縮行程は、過給ピストン8Aが下死点から上死点まで上昇する期間であり、このとき過給吸気弁31が閉じられ、過給排気弁32が開かれることによって過給シリンダ8から過給排気通路22に空気(混合気)が送られると共に圧縮される。

10

【0054】

第1燃焼シリンダ6及び第2燃焼シリンダ7は、公知の4サイクルレシプロエンジンと同様に、クランクシャフト11が2回転する間に吸気行程、圧縮行程、膨張行程、及び排気行程を行う4サイクルで駆動される。第1燃焼シリンダ6及び第2燃焼シリンダ7は、位相が360°ずれている。

【0055】

膨張シリンダ9は、クランクシャフト11が1回転する間に膨張行程と排気行程とを有する2サイクルで駆動される。膨張行程は、膨張ピストン9Aが上死点から下死点まで下降する期間であり、このとき膨張排気弁37が閉じられることによって第1排気通路24又は第2排気通路26から膨張シリンダ9に既燃焼ガスが流れ、膨張ピストン9Aが押し下げられる。排気行程は、膨張ピストン9Aが下死点から上死点まで上昇する期間であり、このとき膨張排気弁37が開かれることによって膨張シリンダ9から膨張排気通路27に既燃焼ガスが流れる。

20

【0056】

クランクシャフト11が2回転する間において、過給シリンダ8の1回目の圧縮行程は第1燃焼シリンダ6及び第2燃焼シリンダ7の一方の吸気行程と同じタイミングで行われ、過給シリンダ8の2回目の圧縮行程は第1燃焼シリンダ6及び第2燃焼シリンダ7の他方の吸気行程と同じタイミングで行われる。これにより、過給シリンダ8の圧縮行程では、過給シリンダ8から過給排気通路22及びインタークーラー4を介して第1燃焼シリンダ6又は第2燃焼シリンダ7に空気(混合気)が圧送される。過給シリンダ8の行程容積は第1燃焼シリンダ6及び第2燃焼シリンダ7のそれぞれの行程容積よりも大きいため、第1燃焼シリンダ6又は第2燃焼シリンダ7に供給される空気(混合気)は加圧される。すなわち、過給シリンダ8は、第1燃焼シリンダ6又は第2燃焼シリンダ7に過給することができる。

30

【0057】

クランクシャフト11が2回転する間において、膨張シリンダ9の1回目の膨張行程は第1燃焼シリンダ6及び第2燃焼シリンダ7の一方の排気行程と同じタイミングで行われ、膨張シリンダ9の2回目の膨張行程は第1燃焼シリンダ6及び第2燃焼シリンダ7の他方の排気行程と同じタイミングで行われる。これにより、膨張シリンダ9の膨張行程では、第1燃焼シリンダ6又は第2燃焼シリンダ7から既燃焼ガスが膨張シリンダ9に流入し、膨張ピストン9Aが下死点に向かって押し下げられる。このとき、膨張シリンダ9の行程容積は第1燃焼シリンダ6及び第2燃焼シリンダ7のそれぞれの行程容積よりも大きいため、既燃焼ガスからエネルギーを取り出すことができる。

40

【0058】

なお、図6に示すタイミングに対して、過給シリンダ8の各行程を遅角させてもよい。この場合、第1燃焼シリンダ6及び第2燃焼シリンダ7の吸気行程の後期において、過給シリンダ8による圧縮効果が強くなり、過給圧(過給効率)が上昇する。また、なお、図6に示すタイミングに対して、膨張シリンダ9の各行程を進角させてもよい。この場合、第1燃焼シリンダ6及び第2燃焼シリンダ7の排気行程が開始するときに、膨張シリンダ

50

9では膨張ピストン9Aが既に下降しているため膨張シリンダ9に負圧が発生し、吸い出し効果によって第1燃焼シリンダ6及び第2燃焼シリンダ7から膨張シリンダ9に排気が円滑に流れる。これらの過給シリンダ8の遅角化及び膨張シリンダ9の進角化は、第2クランクピン14B及び第3クランクピン14Cの位置調節や、過給シリンダ8及び膨張シリンダ9の位置調節によって達成される。

【0059】

図1に示すように、EGR装置5は、排気装置3と吸気装置2とを接続するように設けられている。EGR装置5は、排気装置3の三元触媒3Aよりも下流側かつ消音器3Bよりも上流側の通路部分と、吸気装置2のスロットルバルブ2Cよりも下流側の通路部分とを接続するEGR通路5Aを有する。EGR通路5Aが三元触媒3Aよりも下流側に接続されることによって、EGRガスに起因するデポジットが抑制される。他の実施形態では、EGR通路5Aの排気側の端部は、三元触媒3Aよりも上流側の通路部分に接続されてもよい。EGR装置5は、EGR通路5Aに排気側から順に設けられたEGRクーラー5Bと、EGRバルブ5Cとを有する。EGRクーラー5Bは、空冷又は水冷の熱交換器であり、内部を通過するEGRガス(既燃焼ガス)を冷却する。EGRバルブ5Cは、開度調節可能な制御弁であり、EGR通路5Aを流れるEGRガスの流量を調節する。排気装置3の三元触媒3Aよりも上流側の通路部分は膨張シリンダ9から排出される排気ガスによって圧力が高く、吸気通路のスロットルバルブ2Cよりも下流側の通路部分は過給シリンダ8の吸い込みによって負圧が発生しているため、圧力差によってEGRガスがEGR通路5Aを排気側から吸気側に流れる。

【0060】

内燃機関1は、燃料であるガソリンを噴射する第1インジェクタ46及び第2インジェクタ47を有する。第1インジェクタ46は、過給シリンダ8、及び第1及び第2燃焼シリンダ6、7の少なくとも一方に燃料を供給するように設けられており、吸気装置2のスロットルバルブ2Cより下流側の通路部分、過給吸気通路21、過給シリンダ8、第1吸気通路23、第1燃焼シリンダ6、第2吸気通路25、及び第2燃焼シリンダ7のいずれかに設けられている。本実施形態では、第1インジェクタ46が過給吸気通路21に設けられた例を示す。第1インジェクタ46が、インタークーラー4よりも下流側に設けられる場合、各燃焼シリンダ6、7に対応して分岐した各通路に第1インジェクタ46が設けられる。すなわち、第1インジェクタ46は、第1吸気通路23又は第1燃焼シリンダ6に1つ、第2吸気通路25又は第2燃焼シリンダ7に1つ設けられる。第1インジェクタ46が過給シリンダ8を含みその上流側に設けられた場合、第1燃焼シリンダ6及び第2燃焼シリンダ7までの距離が長く確保されると共に、過給シリンダ8における圧縮、攪拌作用によって混合気の均質化が向上する。また、燃料の気化に伴う吸気の冷却によって、過給シリンダ8に供給される吸気の密度が増加するため、過給シリンダ8の過給効率が向上すると共に、熱効率が向上する。

【0061】

第2インジェクタ47は、膨張シリンダ9に燃料を供給するべく、第1排気通路24、第2排気通路26、及び膨張シリンダ9のいずれかに設けられる。

【0062】

第1インジェクタ46は、空燃比が理論空燃比よりも希薄となるように燃料噴射量が制御される。これにより、各燃焼シリンダでは、燃費に有利な希薄燃焼が行われる。第1燃焼シリンダ6及び第2燃焼シリンダ7には、それぞれ点火プラグ(不図示)が設けられており、燃焼は点火プラグの火花によって開始する。

【0063】

第2インジェクタ47は、膨張シリンダ9に直接に燃料を噴射する。第2インジェクタ47は、全ての第1インジェクタ46による燃料噴射量と合わせて、空燃比が略理論空燃比となるように燃料噴射量が制御される。膨張シリンダ9には、点火プラグが設けられており、燃焼は点火プラグの火花によって開始する。膨張シリンダ9では第1燃焼シリンダ6又は第2燃焼シリンダ7で発生した既燃焼ガスのエネルギーに加えて、第2インジェク

10

20

30

40

50

タ 4 7 からの燃料の燃焼エネルギーによって膨張ピストン 9 A が駆動される。

【 0 0 6 4 】

第 2 インジェクタ 4 7 による燃料噴射によって、三元触媒 3 A に流れる既燃焼ガス（排気ガス）は理論空燃比で燃焼したガスになるため、三元触媒 3 A が適切に機能することができる。また、第 2 インジェクタ 4 7 から噴射された燃料の燃焼エネルギーは、膨張シリンダ 9 を駆動するために使用されるため燃費の更なる向上が図れる。

【 0 0 6 5 】

他の実施形態では、膨張シリンダ 9 の点火プラグを省略し、第 2 インジェクタ 4 7 から噴射された燃料を自着火させるようにしてもよい。また、第 2 インジェクタ 4 7 による燃料噴射を休止可能にしてもよい。

【 0 0 6 6 】

以下、第 1 実施形態に係る内燃機関 1 の効果について説明する。内燃機関 1 は、E G R 装置 5 によって E G R ガスを吸気装置 2 に導入するため、低負荷時におけるスロットルバルブ 2 C の開度を比較的大きくして、過給シリンダ 8 に起因するポンピングロスを低減させることができる。また、E G R ガスの導入によって、燃焼シリンダ 6、7 での燃焼温度が低下して冷却損失が低減する。また、燃焼温度の低下に伴う燃焼室温度の低下によってノッキングが抑制される。過給シリンダ 8 は、クランクシャフト 1 1 によって駆動されるため、負荷変動時の過給応答性が高い。E G R ガスは、過給シリンダ 8 が発生する負圧によって吸気装置 2 への導入量が増加するため、負荷上昇時に応答性良く導入量が増加する。そのため、第 1 及び第 2 燃焼シリンダ 6、7 においてノッキングが抑制され、点火タイミングのリタードが不要になる。これにより、内燃機関 1 の熱効率が上昇する。

【 0 0 6 7 】

内燃機関 1 では、過給シリンダ 8 の吸入負圧によって E G R ガスが吸気通路に導入される。また、E G R ガスがスロットルバルブ 2 C を通過しないため、スロットルバルブ 2 C への煤の付着が抑制される。また、E G R クーラー 5 B によって冷却された E G R ガスが各燃焼シリンダ 6、7 に導入されることによって、各燃焼シリンダ 6、7 の温度が低下して、更にノッキングが抑制されると共に、燃焼温度が低下して冷却損失が低減される。

【 0 0 6 8 】

内燃機関 1 では、第 1 インジェクタ 4 6 から供給される燃料によって、各燃焼シリンダ 6、7 において希薄燃焼を行って、熱効率を向上させる。そして、第 2 インジェクタ 4 7 から供給される燃料によって、排気ガスの空燃比を三元触媒 3 A の活性に適した理論空燃比にする。また、第 2 インジェクタ 4 7 から供給される燃料は、膨張シリンダ 9 で燃焼することによって膨張シリンダ 9 を駆動させるため、燃費の低下が抑制される。

【 0 0 6 9 】

内燃機関 1 では、第 1 燃焼シリンダ 6 及び第 2 燃焼シリンダ 7 がクランクシャフト 1 1 の軸線 A 方向における両端部に配置され、互いに離間しているため、内燃機関本体 1 A の放熱が促進される。また、第 1 燃焼シリンダ 6 及び第 2 燃焼シリンダ 7 の間に過給シリンダ 8 が配置されているため、過給シリンダ 8 から第 1 燃焼シリンダ 6 への吸気の通路長と、過給シリンダ 8 から第 2 燃焼シリンダ 7 への吸気の通路長との差を小さくすることができる。また、第 1 燃焼シリンダ 6 及び第 2 燃焼シリンダ 7 の間に膨張シリンダ 9 が配置されているため、第 1 燃焼シリンダ 6 から膨張シリンダ 9 への排気の通路長と、第 2 燃焼シリンダ 7 から膨張シリンダ 9 への排気の通路長との差を小さくすることができる。これにより、各燃焼シリンダ 6、7 への吸気量及び排気量が均一になる。

【 0 0 7 0 】

第 1 実施形態に係る内燃機関 1 では、過給シリンダ 8 及び膨張シリンダ 9 は基準面に対して傾斜し、V 型に配置されているが、図 7 (A) ~ (C) に示すように、第 1 燃焼シリンダ 6、第 2 燃焼シリンダ 7、過給シリンダ 8、及び膨張シリンダ 9 は、それぞれの軸線が互いに平行となるように配置されてもよい。この場合、右側から、第 1 燃焼シリンダ 6、膨張シリンダ 9、過給シリンダ 8、第 2 燃焼シリンダ 7 の順で配置し、第 1 燃焼シリンダ 6 及び第 2 燃焼シリンダ 7 を基準面上に配置し、膨張シリンダ 9 を基準面に対して前方

10

20

30

40

50

にオフセットさせ、過給シリンダ 8 を基準面に対して後方にオフセットさせるとよい。或は、膨張シリンダ 9 を基準面に対して後方にオフセットさせ、過給シリンダ 8 を基準面に対して前方にオフセットさせてもよい。また、前方から見て、膨張シリンダ 9 と過給シリンダ 8 とが、少なくとも一部において互いに重なりを有するようにするとよい。このように配置すると、第 1 燃焼シリンダ 6、膨張シリンダ 9、過給シリンダ 8、及び第 2 燃焼シリンダ 7 をコンパクトに配置することができ、内燃機関 1 の小型化が図れる。

【 0 0 7 1 】

また、図 8 に示すように、第 1 実施形態に係る内燃機関 1 の、第 1 燃焼シリンダ 6、過給シリンダ 8、膨張シリンダ 9、第 2 燃焼シリンダ 7 の構成を 1 つの気筒群としてそれぞれ含む 2 つのシリンダバンク 7 1、7 2 を形成し、V 型に配置してもよい。すなわち、4 つの燃焼シリンダと、2 つの過給シリンダ 8 と、2 つの膨張シリンダ 9 とを有する合計 8 気筒の内燃機関としてもよい。このとき、各シリンダバンク 7 1、7 2 の気筒群は、内燃機関の中心を上下に延びる軸線を中心として互いに回転対称形になるように配置されるとよい。この配置では、各シリンダバンク 7 1、7 2 の膨張シリンダ 9 の干渉が避けられるため、各シリンダバンク 7 1、7 2 を互いに近接させることができ、内燃機関 1 の小型化が可能になる。各気筒群を構成する過給シリンダ 8 及び膨張シリンダ 9 は、上記の変形例（図 7 参照）のように互いに平行に配置されてもよく、第 1 実施形態に係る内燃機関 1 のように V 型に配置されてもよい。また、気筒群どうしは、互いに平行に配置されてもよく、水平対向に配置されてもよい。

【 0 0 7 2 】

（第 2 実施形態）

次に、第 2 実施形態に係る内燃機関 1 0 0 について説明する。第 2 実施形態に係る内燃機関 1 0 0 の内で、第 1 実施形態に係る内燃機関 1 と同様の構成については説明を省略し、また同一の符号を付す。

【 0 0 7 3 】

図 9 ~ 図 1 1 に示すように、第 2 実施形態に係る内燃機関 1 0 0 の内燃機関本体 1 0 1 A は、左右に延びるクランクシャフト 1 1 1 を回転可能に支持するクランクケース 1 0 1 B と、クランクケース 1 0 1 B 上部に結合され、それぞれ左右に延びる前シリンダブロック 1 0 1 C 及び後シリンダブロック 1 0 1 D と、前及び後シリンダブロック 1 0 1 C、1 0 1 D の上部にそれぞれ結合された前シリンダヘッド 1 0 1 E 及び後シリンダヘッド 1 0 1 F と、前及び後シリンダヘッド 1 0 1 E、1 0 1 F の上部にそれぞれ結合された前ヘッドカバー 1 0 1 G 及び後ヘッドカバー 1 0 1 H と、クランクケース 1 0 1 B の下部に結合されたオイルパン 1 0 1 J とを有する。前シリンダブロック 1 0 1 C 及び後シリンダブロック 1 0 1 D はそれぞれ左右に延びている。

【 0 0 7 4 】

後シリンダブロック 1 0 1 D には、右側から第 1 燃焼シリンダ 1 0 3、過給シリンダ 1 0 4、第 2 燃焼シリンダ 1 0 5 が直列に形成されている。前シリンダブロック 1 0 1 C には、右側から第 3 燃焼シリンダ 1 0 6、膨張シリンダ 1 0 7、第 4 燃焼シリンダ 1 0 8 が直列に形成されている。各シリンダ 1 0 3 ~ 1 0 8 の上端は、前及び後シリンダブロック 1 0 1 C、1 0 1 D の上端面に開口し、シリンダヘッド 1 0 1 E、1 0 1 F によって閉塞されている。各シリンダ 1 0 3 ~ 1 0 8 の下端は、シリンダブロック 1 B の下部に形成されたクランク室に繋がっている。第 1 燃焼シリンダ 1 0 3、過給シリンダ 1 0 4、及び第 2 燃焼シリンダ 1 0 5 は第 1 気筒群 1 0 9 を構成し、第 3 燃焼シリンダ 1 0 6、膨張シリンダ 1 0 7、及び第 4 燃焼シリンダ 1 0 8 は第 2 気筒群 1 1 0 を構成する。

【 0 0 7 5 】

第 1 ~ 第 4 燃焼シリンダ 1 0 3、1 0 5、1 0 6、1 0 8 は互いに同じ大きさに形成されている。過給シリンダ 1 0 4 及び膨張シリンダ 1 0 7 は、互いに同じ大きさに形成され、かつ第 1 燃焼シリンダ 1 0 3 よりも大きく形成されている。第 1 ~ 第 4 燃焼シリンダ 1 0 3、1 0 5、1 0 6、1 0 8 と過給シリンダ 1 0 4 及び膨張シリンダ 1 0 7 とは長さ互いに等しく形成され、過給シリンダ 1 0 4 及び膨張シリンダ 1 0 7 は第 1 ~ 第 4 燃焼シ

リング103、105、106、108よりも直径が大きく形成されている。

【0076】

クランクシャフト111の軸線Aを含み、略上下に延びる基準面に対して、第1気筒群109の各シリンダ103～105は同じ角度だけ後傾し、第2気筒群110の各シリンダ106～108は同じ角度だけ前傾している。すなわち、第1気筒群109及び第2気筒群110はV型に形成されている。前方から見て、第1燃焼シリンダ103と第3燃焼シリンダ106は同じ位置に配置され、過給シリンダ104と膨張シリンダ107とは同じ位置に配置され、第2燃焼シリンダ105と第4燃焼シリンダ108は同じ位置に配置されている。

【0077】

図12に示すように、クランクシャフト111は、右側から第1ジャーナル112A、右第1アーム113AR、第1クランクピン114A、左第1アーム113AL、第2ジャーナル112B、右第2アーム113BR、第2クランクピン114B、左第2アーム113BL、第3ジャーナル112C、右第3アーム113CR、第3クランクピン114C、左第3アーム113CL、第4ジャーナル112Dを有している。

【0078】

図10に示すように、第1クランクピン114Aは、親子コンロッド116を介して、第1燃焼シリンダ103に往復動可能に受容された第1燃焼ピストン103Aと、第3燃焼シリンダ106に往復動可能に受容された第3燃焼ピストン106Aとに接続されている。親子コンロッド116は、第1クランクピン114Aと第1燃焼ピストン103A及び第3燃焼ピストン106Aの一方とを接続するマスターコンロッド117と、マスターコンロッド117と第1燃焼ピストン103A及び第3燃焼ピストン106Aの他方とを接続するリンクコンロッド118とを有する。本実施形態では、マスターコンロッド117は、第1クランクピン114Aに回動可能に支持された筒部117A及び筒部の両端部から径方向外方に突設された一对の支持壁117Bとを有する大端部117Cと、第1燃焼ピストン103Aのピストンピンに回動可能に支持された小端部(番号省略)と、小端部と大端部117Cの各支持壁117Bとを接続するロッド部117Dとを有する。ロッド部117Dの大端部側部分は、クランクシャフト111の軸線方向に二股に分岐しており、各支持壁117Bに結合されている。リンクコンロッド118は、マスターコンロッド117の大端部117Cの筒部117Aの外周面に回動可能に支持された大端部118Aと、第3燃焼ピストン106Aのピストンピンに回動可能に支持された小端部(番号省略)と、小端部と大端部118Aとを接続するロッド部118Bとを有する。マスターコンロッド117の大端部117Cとリンクコンロッド118の大端部118Aとは、第1クランクピン114Aを中心として互いに同軸に配置されている。マスターコンロッド117のロッド部117Dの小端部側部分とリンクコンロッド118のロッド部118Bとは、クランクシャフト111の軸線方向において同位置に配置されている。なお他の実施形態では、リンクコンロッド118の大端部118Aは、マスターコンロッド117の大端部117Cの一部に、第1クランクピン114Aの軸線と異なる回動軸線を有して回動可能に支持されてもよい。また、マスターコンロッド117が第3燃焼ピストン106Aに接続され、リンクコンロッド118が第1燃焼ピストン103Aに接続されてもよい。

第2クランクピン114Bは、上述したものと同様の親子コンロッド116を介して、過給シリンダ104に往復動可能に受容された過給ピストン104Aと、膨張シリンダ107に往復動可能に受容された膨張ピストン107Aとに接続されている。同様に、第3クランクピン114Cは、上述したものと同様の親子コンロッド116を介して、第2燃焼シリンダ105に往復動可能に受容された第2燃焼ピストン105Aと、第4燃焼シリンダ108に往復動可能に受容された第4燃焼ピストン108Aとに接続されている。

【0079】

吸気通路を構成する吸気装置2は、上流側からエアインレット2A、エアクリーナ2Bを有し、下流端が第1分岐通路2E及び第2分岐通路2Fに分岐している。第1分岐通路2Eには第1スロットルバルブ2Gが設けられ、第2分岐通路2Fには第2スロットルバ

10

20

30

40

50

ルブ 2 H が設けられている。

【 0 0 8 0 】

図 9 に示すように、内燃機関 1 0 0 は、吸気装置 2 の第 1 分岐通路 2 E と過給シリンダ 1 0 4 とを接続する過給吸気通路 1 2 1 と、過給シリンダ 1 0 4 とインタークーラー 4 のクーラー入口 4 A とを接続する過給排気通路 1 2 2 と、インタークーラー 4 の第 1 出口 4 B と第 1 燃焼シリンダ 1 0 3 とを接続する第 1 吸気通路 1 2 3 と、第 1 燃焼シリンダ 1 0 3 と排気装置 3 とを接続する第 1 排気通路 1 2 4 と、インタークーラー 4 の第 2 出口 4 C と第 2 燃焼シリンダ 1 0 5 とを接続する第 2 吸気通路 1 2 5 と、第 2 燃焼シリンダ 1 0 5 と排気装置 3 とを接続する第 2 排気通路 1 2 6 とを有する。各通路 1 2 1 ~ 1 2 6 は、後シリンダヘッド 1 0 1 F に形成された通路や、管部材によって構成されている。

10

【 0 0 8 1 】

後シリンダヘッド 1 0 1 F の上部には、第 1 実施形態と同様のインタークーラー 4 が設けられている。インタークーラー 4 は左右に延び、クランクシャフト 1 1 1 の軸線 A 方向において第 1 燃焼シリンダ 1 0 3 に対向する右端と第 2 燃焼シリンダ 1 0 5 に対応する左端とを有する。

【 0 0 8 2 】

内燃機関 1 0 0 は、吸気装置 2 の第 2 分岐通路 2 F と第 3 燃焼シリンダ 1 0 6 とを接続する第 3 吸気通路 1 3 1 と、第 3 燃焼シリンダ 1 0 6 と膨張シリンダ 1 0 7 とを接続する第 3 排気通路 1 3 2 と、吸気装置 2 の第 2 分岐通路 2 F と第 4 燃焼シリンダ 1 0 8 とを接続する第 4 吸気通路 1 3 3 と、第 4 燃焼シリンダ 1 0 8 と膨張シリンダ 1 0 7 とを接続する第 4 排気通路 1 3 4 と、膨張シリンダ 1 0 7 と排気装置 3 とを接続する膨張排気通路 1 3 5 とを有する。各通路 1 3 1 ~ 1 3 5 は、前シリンダヘッド 1 0 1 E に形成された通路や、管部材によって構成されている。

20

【 0 0 8 3 】

排気装置 3 は、第 1 実施形態と同様の構成を有する。第 1 排気通路 1 2 4、第 2 排気通路 1 2 6、及び膨張排気通路 1 3 5 は、排気装置 3 の上流端に接続されている。

【 0 0 8 4 】

E G R 装置 5 は、排気装置 3 の三元触媒 3 A よりも下流側かつ消音器 3 B よりも上流側の通路部分と、第 1 分岐通路 2 E のスロットルバルブ 2 C よりも下流側の通路部分とを接続する E G R 通路 5 A と、E G R 通路 5 A の下流端から分岐して第 2 分岐通路 2 F のスロットルバルブ 2 H よりも下流側の通路部分に接続する分岐通路 5 D とを有する。E G R 通路 5 A の分岐通路 5 D が分岐した部分よりも排気側部分には E G R クーラー 5 B が設けられ、E G R 通路 5 A の分岐通路 5 D が分岐した部分よりも吸気側部分には第 1 E G R バルブ 5 C が設けられ、分岐通路 5 D には第 2 E G R バルブ 5 E が設けられている。

30

【 0 0 8 5 】

過給吸気通路 1 2 1 と過給シリンダ 1 0 4 との境界には過給吸気通路 1 2 1 を開閉する過給吸気弁 1 4 1 が設けられ、過給排気通路 1 2 2 と過給シリンダ 1 0 4 との境界には、過給排気通路 1 2 2 を開閉する過給排気弁 1 4 2 が設けられている。第 1 吸気通路 1 2 3 と第 1 燃焼シリンダ 1 0 3 との境界には、第 1 吸気通路 1 2 3 を開閉する第 1 吸気弁 1 4 3 が設けられ、第 1 排気通路 1 2 4 と第 1 燃焼シリンダ 1 0 3 との境界には第 1 排気通路 1 2 4 を開閉する第 1 排気弁 1 4 4 が設けられている。第 2 吸気通路 1 2 5 と第 2 燃焼シリンダ 1 0 5 との境界には、第 2 吸気通路 1 2 5 を開閉する第 2 吸気弁 1 4 5 が設けられ、第 2 排気通路 1 2 6 と第 2 燃焼シリンダ 1 0 5 との境界には第 2 排気通路 1 2 6 を開閉する第 2 排気弁 1 4 6 が設けられている。第 3 吸気通路 1 3 1 と第 3 燃焼シリンダ 1 0 6 との境界には第 3 吸気通路 1 3 1 を開閉する第 3 吸気弁 1 4 7 が設けられ、第 3 排気通路 1 3 2 と第 3 燃焼シリンダ 1 0 6 との境界には第 3 排気通路 1 3 2 を開閉する第 3 排気弁 1 4 8 が設けられている。第 4 吸気通路 1 3 3 と第 4 燃焼シリンダ 1 0 8 との境界には、第 4 吸気通路 1 3 3 を開閉する第 4 吸気弁 1 4 9 が設けられ、第 4 排気通路 1 3 4 と第 4 燃焼シリンダ 1 0 8 との境界には第 4 排気通路 1 3 4 を開閉する第 4 排気弁 1 5 0 が設けられている。膨張排気通路 1 3 5 と膨張シリンダ 1 0 7 との境界には、膨張排気通路 1 3

40

50

5を開閉する膨張排気弁151が設けられている。各弁141～151は、公知のポペットバルブであり、図示しないバルブスプリングに付勢されて通常時には各通路を閉じ、後述する後動弁機構155又は前動弁機構156の作動によって所定のタイミングで各通路を開く。第3排気通路132と膨張シリンダ107との境界、及び第4排気通路134と膨張シリンダ107との境界には、開閉弁は設けられていない。

【0086】

図10に示すように、後動弁機構155は、第1気筒群109の各シリンダ103～105の各弁を開閉駆動する装置であり、後シリンダヘッド101Fと後ヘッドカバー1Dとの間に形成された後動弁室に配置されている。後動弁機構155は、クランクシャフト111によって駆動される後第1カムシャフト及び後第2カムシャフトと、後第1ロッカシャフト及び後第2ロッカシャフトと、後第1ロッカシャフトに回転可能に支持され、後第1カムシャフトによって所定のタイミングで第1吸気弁143、過給排気弁142、第2吸気弁145をそれぞれ押圧する各ロッカアームと、後第2ロッカシャフトに回転可能に支持され、後第2カムシャフトによって所定のタイミングで第1排気弁144、過給吸気弁141、第2排気弁146をそれぞれ押圧する各ロッカアームとを含む。

10

【0087】

後動弁機構155は、公知の気筒休止機構155Aを含む。気筒休止機構155Aは、例えば各ロッカアームに組み込まれるものであってよい。具体例として、気筒休止機構155Aは、ロッカアームをカムシャフトに押圧される部分を含む第1部分と、各弁を押圧する部分を含む第2部分とに分割し、第1部分及び第2部分に変位可能に支持され、油圧によって移動する連結ピンによって、第1部分と第2部分との連結、解除を選択的に行うものであってよい。気筒休止機構155Aは、選択的に、第1気筒群109の全ての弁の開作動を停止させ、第1気筒群109の駆動を休止させる。

20

【0088】

前動弁機構156は、第2気筒群110の各シリンダ106～108の各弁を開閉駆動する装置であり、前シリンダヘッド101Eと前ヘッドカバー101Gとの間に形成された前動弁室に配置されている。前動弁機構156は、クランクシャフト111によって駆動される前第1カムシャフト及び前第2カムシャフトと、前第1ロッカシャフト及び前第2ロッカシャフトと、前第1ロッカシャフトに回転可能に支持され、前第1カムシャフトによって所定のタイミングで第3吸気弁147及び第4吸気弁149をそれぞれ押圧する各ロッカアームと、前第2ロッカシャフトに回転可能に支持され、前第2カムシャフトによって所定のタイミングで第3排気弁148、膨張排気弁151、第4排気弁150をそれぞれ押圧する各ロッカアームとを含む。

30

【0089】

図13は、内燃機関100の各シリンダ103～108における行程を示す。第1～第4燃焼シリンダ103、105、106、108は4サイクルで駆動される。第2燃焼シリンダ105は第1燃焼シリンダ103に対して360°の位相がずれており、第3燃焼シリンダ106は第1燃焼シリンダ103に対して、第1燃焼シリンダ103と第3燃焼シリンダ106がなす角度だけ位相がずれており、第4燃焼シリンダ108は第3燃焼シリンダ106に対して360°の位相がずれている。すなわち、第1～第4燃焼シリンダ103、105、106、108は不等間隔爆発となる。過給シリンダ104及び膨張シリンダ107は2サイクルで駆動される。過給シリンダ104の圧縮行程は、第1燃焼シリンダ103又は第2燃焼シリンダ105の吸気行程と重なるように設定されている。また、膨張シリンダ107の吸気行程は、第3燃焼シリンダ106又は第4燃焼シリンダ108の排気行程と重なるように配置されている。

40

【0090】

図9に示すように、後側の第1気筒群109に対して設けられる後側インジェクタ161は、過給吸気通路121、過給シリンダ104、第1吸気通路123、第1燃焼シリンダ103、第2吸気通路125、第2燃焼シリンダ105のいずれかに設けられている。本実施形態では、後側インジェクタ161は、第1燃焼シリンダ103と第2燃焼シリン

50

ダ105とに設けられている。後側インジェクタ161は、気筒休止機構155Aが第1気筒群109を休止させるとき、燃料噴射を停止する。前側の第2気筒群110に対して設けられる前側インジェクタ162は、第3吸気通路131又は第3燃焼シリンダ106に1つと、第4吸気通路133又は第4燃焼シリンダ108に1つ設けられている。また、膨張シリンダ107に追加のインジェクタ163が設けられてもよい。膨張シリンダ107に設けられる追加のインジェクタ163は、第1実施形態と同様の効果を奏する。

【0091】

第2実施形態に係る内燃機関100は、気筒休止機構155Aを備えているため、高負荷時に第1気筒群109及び第2気筒群110の双方を駆動して高出力運転を行い、低負荷時に第1気筒群109を休止して第2気筒群110のみを駆動して高効率運転を行うことができる。第1気筒群109に過給シリンダ104を設け、第2気筒群110に膨張シリンダ107を設けたため、第1気筒群109及び第2気筒群110の出力特性の差が大きくなる。そのため、第1気筒群109の駆動及び休止を選択することによって、内燃機関100の出力特性を大きく変化させ、低負荷状態から高負荷状態まで広く対応することができる。内燃機関100は、低負荷状態では、膨張シリンダ107を含む高効率な第2気筒群110を使用するため、高効率な運転を行うことができる。

【0092】

上記の第2実施形態に係る内燃機関100において、過給シリンダ104は第1及び第2燃焼シリンダ103、105に対して遅角側にオフセットした位置に配置されてもよい。また、膨張シリンダ107を第3及び第4燃焼シリンダ106、108に対して進角側にオフセットした位置に配置されてもよい。

【0093】

上記の第2実施形態に係る内燃機関100では、第1気筒群109及び第2気筒群110はV型に配置されているが、第1気筒群109及び第2気筒群110は互いに平行に配置されてもよい。また、第1気筒群109及び第2気筒群110が互いに平行に配置された状態で、過給シリンダ104は第1及び第2燃焼シリンダ103、105に対して遅角側にオフセットした位置に配置されてもよい。また、膨張シリンダ107を第3及び第4燃焼シリンダ106、108に対して進角側にオフセットした位置に配置されてもよい。

【0094】

上記の第2実施形態に係る内燃機関100の変形例として、図14に示すように、EGR装置5の分岐通路5D及び第2EGRバルブ5Eを省略し、代わりに第3排気通路132と第3吸気通路131とを接続する第2EGR通路171と、第4排気通路134と第4吸気通路133とを接続する第3EGR通路172とを設けてもよい。第2EGR通路171及び第3EGR通路172は前シリンダヘッド101Eに形成された通路であることが好ましい。EGRガス(排気ガス)は、第3排気通路132と第3吸気通路131との圧力差によって第2EGR通路171を第3吸気通路131側に流れ、第4排気通路134と第4吸気通路133との圧力差によって第3EGR通路172を第4吸気通路133側に流れる。

【0095】

(第3実施形態)

第3実施形態に係る内燃機関200は、図15に示すように、上記の第2実施形態に係る内燃機関100において、第1気筒群109に対して第2気筒群110をクランクシャフト111の軸線A方向に沿って左側にオフセットさせた形態を有する。第3実施形態に係る内燃機関200では、クランクシャフト201の軸線A方向において、第3燃焼シリンダ106の中心は第1燃焼シリンダ103の中心と過給シリンダ104の中心との間に位置し、膨張シリンダ107の中心は過給シリンダ104の中心と第2燃焼シリンダ105の中心との間に位置し、第4燃焼シリンダ108の中心は第2シリンダの中心よりも過給シリンダ104側と相反する側(左側)に配置されている。第3実施形態に係る内燃機関200では、第1及び第2気筒群109、110の配置に対応して、クランクシャフト201の構成が第2実施形態に係る内燃機関100のクランクシャフト111の構成と異

10

20

30

40

50

なる。第3実施形態に係る内燃機関200において、第2実施形態と同様の構成については説明を省略する。

【0096】

図16(A)に示すように、第3実施形態に係る内燃機関200のクランクシャフト201は、右側から第1ジャーナル202A、右第1アーム203AR、第1クランクピン204A、第2クランクピン204B、左第1アーム203AL、第2ジャーナル202B、右第2アーム203BR、第3クランクピン204C、第4クランクピン204D、左第2アーム203BL、第3ジャーナル202C、右第3アーム203CR、第5クランクピン204E、第6クランクピン204F、左第3アーム203CL、第4ジャーナル202Dを有している。第1クランクピン204Aと第2クランクピン204Bとは、
10
直接に接続されていてもよく、間にクランクアーム(ウエブ)を介して接続されてもよい。第3クランクピン204Cと第4クランクピン204Dとは、直接に接続されていてもよく、間にクランクアーム(ウエブ)を介して接続されてもよい。第5クランクピン204Eと第6クランクピン204Fとは、直接に接続されていてもよく、間にクランクアーム(ウエブ)を介して接続されてもよい。

【0097】

図16(B)に示すように、クランクシャフト201の軸線A方向から見て、第1クランクピン204Aと第2クランクピン204Bとは少なくとも一部において重なりを有することが好ましい。同様に、クランクシャフト201の軸線A方向から見て、第3クランクピン204Cと第4クランクピン204Dとは少なくとも一部において重なりを有する
20
ことが好ましい。クランクシャフト201の軸線A方向から見て、第5クランクピン204Eと第6クランクピン204Fとは少なくとも一部において重なりを有することが好ましい。この構成によれば、クランクシャフト201の剛性が向上する。

【0098】

第1クランクピン204Aはコンロッドを介して第1燃焼ピストン103Aに接続され、第2クランクピン204Bはコンロッドを介して第3燃焼ピストン106Aに接続され、第3クランクピン204Cはコンロッドを介して過給ピストン104Aに接続され、第4クランクピン204Dはコンロッドを介して膨張ピストン107Aに接続され、第5クランクピン204Eはコンロッドを介して第2燃焼ピストン105Aに接続され、第6クランクピン204Fはコンロッドを介して第4燃焼ピストン108Aに接続されている。
30

【0099】

第1クランクピン204A及び第5クランクピン204Eは、同位相に配置されている。第3クランクピン204Cは、第1燃焼ピストン103Aが下死点に位置するときに過給ピストン104Aが上死点に位置するように配置されている。なお、第3クランクピン204Cは、第1燃焼ピストン103Aが下死点に位置するときに過給ピストン104Aが上死点より手前に位置するように遅角されていてもよい。

【0100】

第2クランクピン204B及び第6クランクピン204Fは、互いに同位相に配置されている。第2クランクピン204Bは、第1燃焼ピストン103Aが上死点に位置するときに第3燃焼ピストン106Aが上死点に位置するように配置されている。第4クランクピン204Dは、第2燃焼ピストン105Aが下死点に位置するときに膨張ピストン107Aが上死点に位置するように配置されている。なお、第4クランクピン204Dは、第3燃焼ピストン106Aが下死点に位置するときに膨張ピストン107Aが上死点を過ぎた位置にあるように進角されていてもよい。
40

【0101】

内燃機関200は、第1燃焼シリンダ103と、第3燃焼シリンダ106及び第4燃焼シリンダ108の一方とが同時に爆発した後、360°の間隔において第2燃焼シリンダ105と第3燃焼シリンダ106及び第4燃焼シリンダ108の他方とが同時に爆発を行う。

【0102】

10

20

30

40

50

内燃機関 200 では、過給シリンダ 104 の位置を第 1 燃焼シリンダ 103 に対して遅角側にオフセットさせてもよい。また、膨張シリンダ 107 の位置を第 3 燃焼シリンダ 106 に対して進角側にオフセットさせてもよい。

【0103】

内燃機関 200 では、第 1 気筒群 109 と第 2 気筒群 110 との配置は、V 型でも平行配置でもよい。

【0104】

第 3 実施形態の内燃機関 200 の一部の構成を変形したものを、第 3 実施形態の変形例に係る内燃機関 300 とする。内燃機関 300 は、内燃機関 200 と比較して、クランクシャフト 301 の構成が異なる。また、過給シリンダ 104 の位置が第 1 燃焼シリンダ 103 に対して遅角側にオフセットされ、膨張シリンダ 107 の位置が第 3 燃焼シリンダ 106 に対して進角側にオフセットさせている。内燃機関 300 の他の構成は、内燃機関 200 と同様である。

【0105】

図 17 (A) に示すように、右側から第 1 ジャーナル 302 A、右第 1 アーム 303 A R、第 1 クランクピン 304 A、左第 1 アーム 303 A L、第 2 ジャーナル 302 B、右第 2 アーム 303 B R、第 2 クランクピン 304 B、左第 2 アーム 303 B L、第 3 ジャーナル 302 C、右第 3 アーム 303 C R、第 3 クランクピン 304 C、左第 3 アーム 303 C L、第 4 ジャーナル 302 D、右第 4 アーム 303 D R、第 4 クランクピン 304 D、左第 4 アーム 303 D L、第 5 ジャーナル 302 E、右第 5 アーム 303 E R、第 5 クランクピン 304 E、左第 5 アーム 303 E L、第 6 ジャーナル 302 F、右第 6 アーム 303 F R、第 6 クランクピン 304 F、左第 6 アーム 303 F L、第 7 ジャーナル 302 G を有している。

【0106】

第 1 クランクピン 304 A はコンロッドを介して第 1 燃焼ピストン 103 A に接続され、第 2 クランクピン 304 B はコンロッドを介して第 3 燃焼ピストン 106 A に接続され、第 3 クランクピン 304 C はコンロッドを介して過給ピストン 104 A に接続され、第 4 クランクピン 304 D はコンロッドを介して膨張ピストン 107 A に接続され、第 5 クランクピン 304 E はコンロッドを介して第 2 燃焼ピストン 105 A に接続され、第 6 クランクピン 304 F はコンロッドを介して第 4 燃焼ピストン 108 A に接続されている。

【0107】

第 1 クランクピン 204 A 及び第 5 クランクピン 204 E は、同位相に配置されている。第 3 クランクピン 204 C は、第 1 燃焼ピストン 103 A が下死点に位置するときに過給ピストン 104 A が上死点に位置するように配置されている。また、第 3 クランクピン 204 C は、第 1 燃焼ピストン 103 A が下死点に位置するときに過給ピストン 104 A が上死点より手前に位置するように遅角されていてもよい。

【0108】

第 2 クランクピン 204 B 及び第 6 クランクピン 204 F は、互いに同位相に配置されている。第 2 クランクピン 204 B は、第 1 燃焼ピストン 103 A が下死点に位置するときに第 3 燃焼ピストン 106 A が上死点に位置するように配置されている。第 4 クランクピン 204 D は、第 2 燃焼ピストン 105 A が下死点に位置するときに膨張ピストン 107 A が上死点に位置するように配置されている。また、第 4 クランクピン 204 D は、第 3 燃焼ピストン 106 A が下死点に位置するときに膨張ピストン 107 A が上死点を過ぎた位置にあるように進角されていてもよい。

【0109】

内燃機関 300 は、第 1 燃焼シリンダ 103、第 3 燃焼シリンダ 106 及び第 4 燃焼シリンダ 108 の一方、第 2 燃焼シリンダ 105、第 3 燃焼シリンダ 106 及び第 4 燃焼シリンダ 108 の他方の順に 180° の等間隔で爆発を行う。

【0110】

内燃機関 300 では、第 1 気筒群 109 と第 2 気筒群 110 との配置は、V 型でも平行

10

20

30

40

50

配置でもよい。

【 0 1 1 1 】

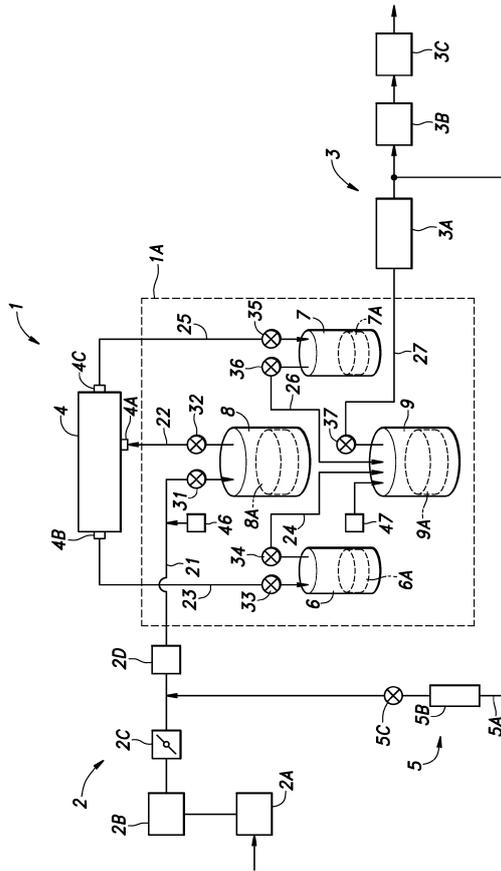
以上で具体的実施形態の説明を終えるが、本発明は上記実施形態に限定されることなく幅広く変形実施することができる。例えば、内燃機関 2 0 0、3 0 0 では、第 1 気筒群 1 0 9 と第 2 気筒群 1 1 0 との前後位置は逆であってもよい。また、クランクシャフト 2 0 1、3 0 1 の軸線が前後に延びるように配置され、第 1 気筒群 1 0 9 と第 2 気筒群 1 1 0 とが左右に配置されてもよい。

【符号の説明】

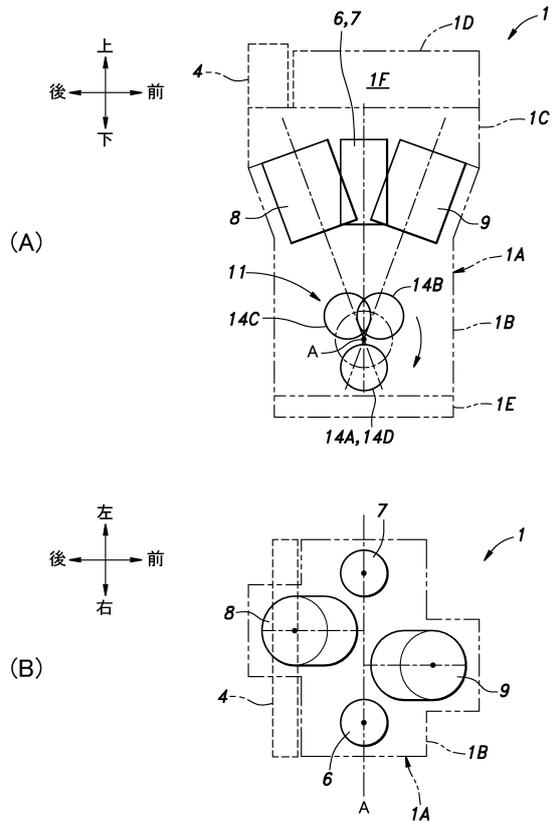
【 0 1 1 2 】

1	: 内燃機関	10
1 A	: 内燃機関本体	
2	: 吸気装置 (吸気通路)	
2 C	: スロットルバルブ	
3	: 排気装置 (排気通路)	
3 A	: 三元触媒	
4	: インタークーラー	
5	: E G R 装置	
5 A	: E G R 通路	
5 B	: E G R クーラー	
5 C	: E G R バルブ	20
6	: 第 1 燃焼シリンダ	
7	: 第 2 燃焼シリンダ	
8	: 過給シリンダ	
9	: 膨張シリンダ	
1 1	: クランクシャフト	
4 6	: 第 1 インジェクタ	
4 7	: 第 2 インジェクタ	
1 0 0	: 内燃機関	
1 0 1 A	: 内燃機関本体	
1 0 3	: 第 1 燃焼シリンダ	30
1 0 4	: 過給シリンダ	
1 0 5	: 第 2 燃焼シリンダ	
1 0 6	: 第 3 燃焼シリンダ	
1 0 7	: 膨張シリンダ	
1 0 8	: 第 4 燃焼シリンダ	
1 0 9	: 第 1 気筒群	
1 1 0	: 第 2 気筒群	
1 1 1	: クランクシャフト	
1 5 5 A	: 気筒休止機構	
1 7 1	: 第 2 E G R 通路	40
1 7 2	: 第 3 E G R 通路	
A	: 軸線	

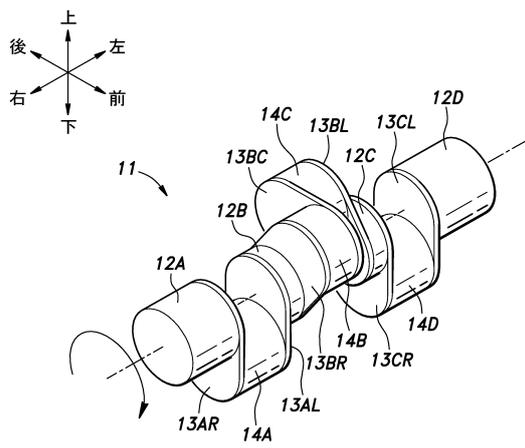
【図1】



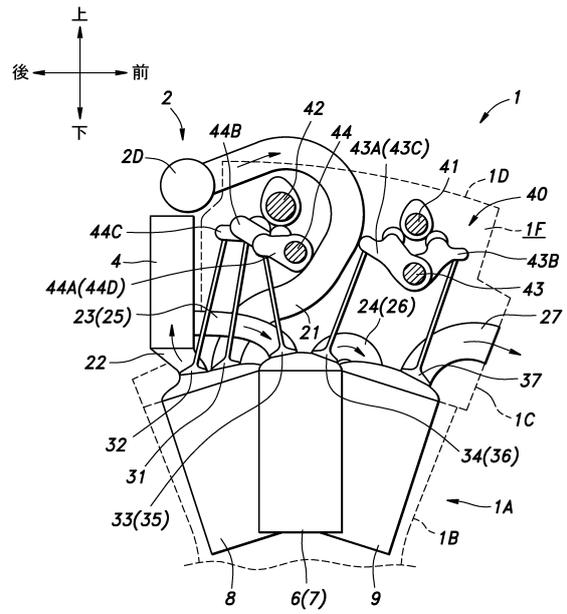
【図2】



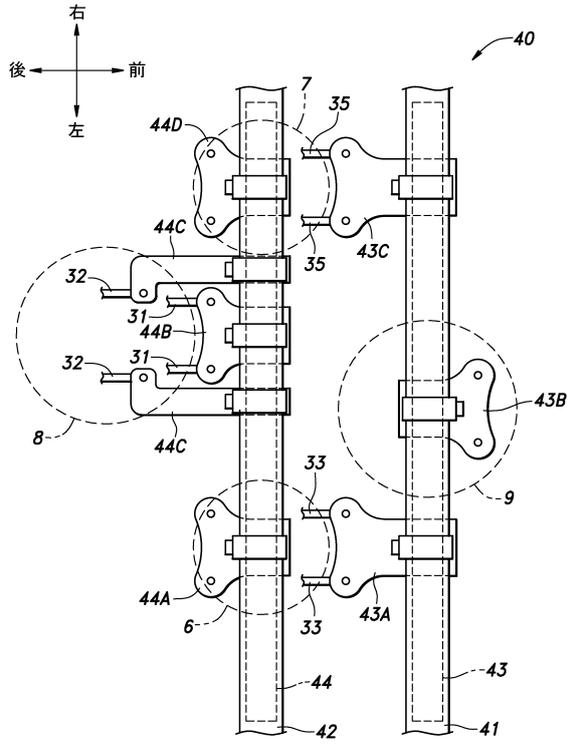
【図3】



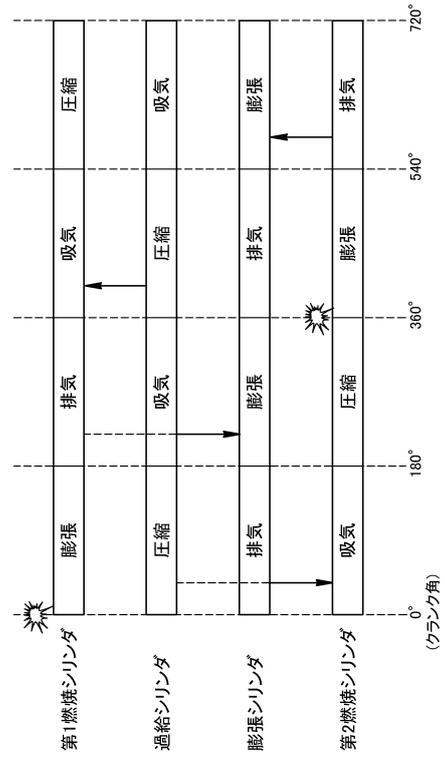
【図4】



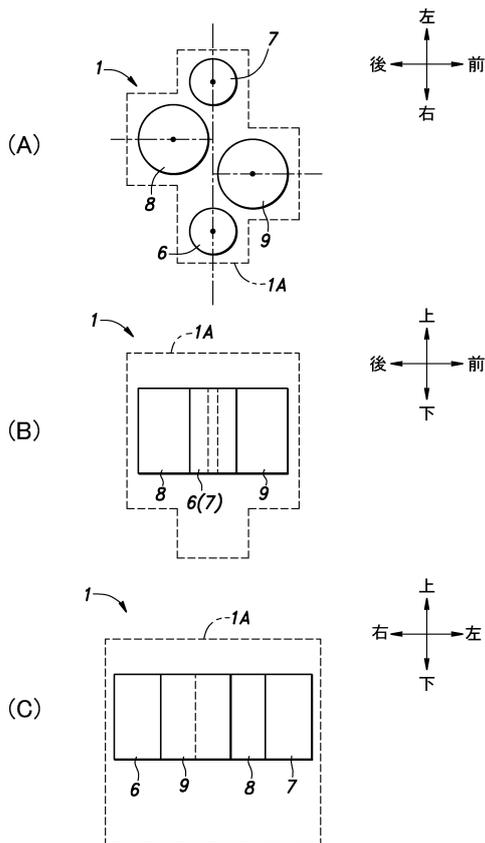
【図5】



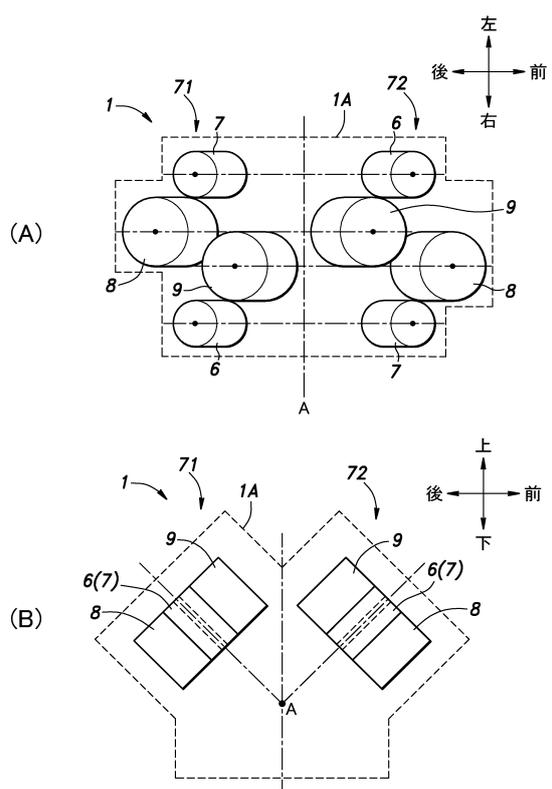
【図6】



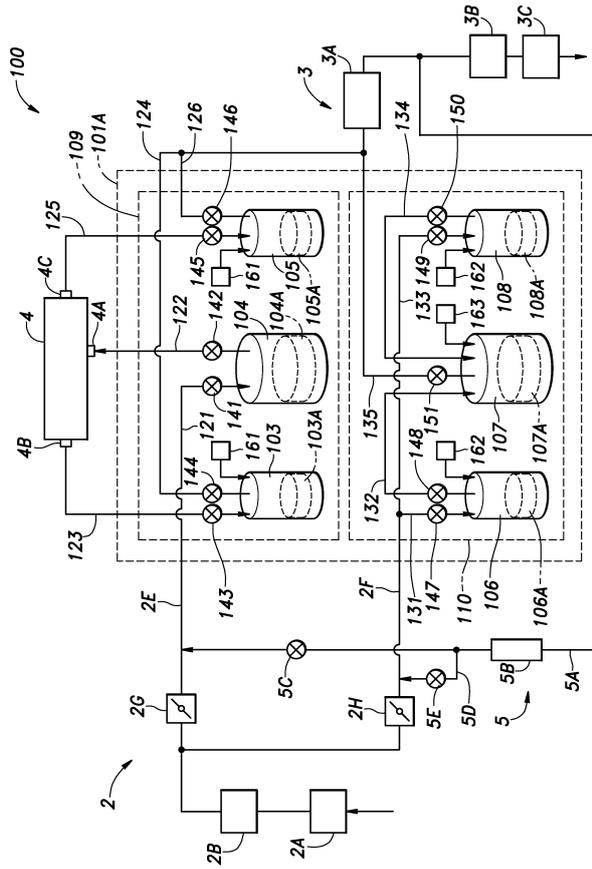
【図7】



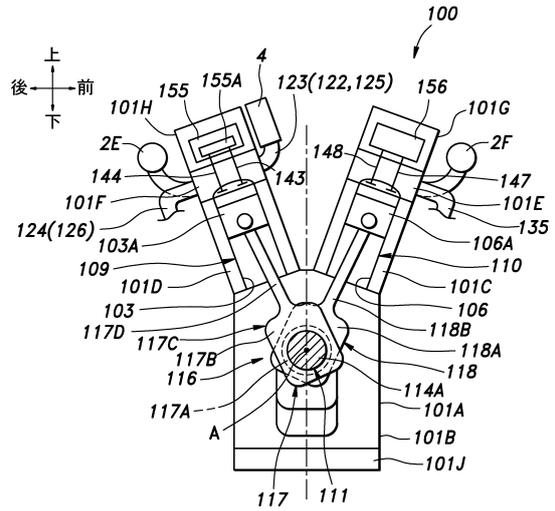
【図8】



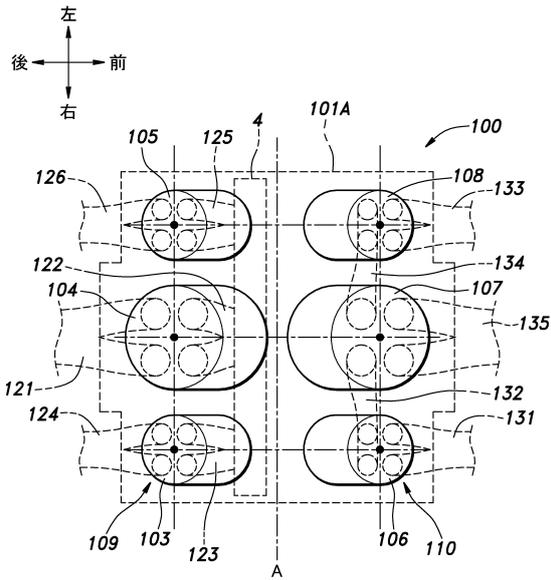
【図9】



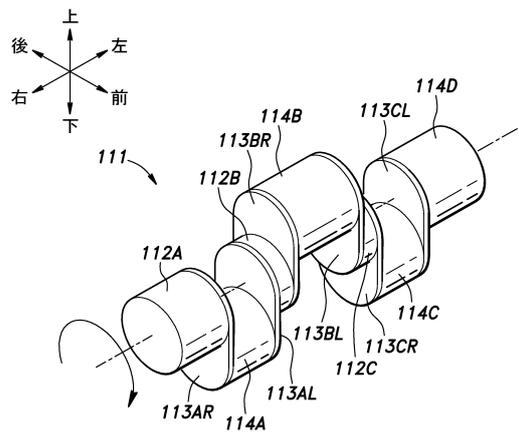
【図10】



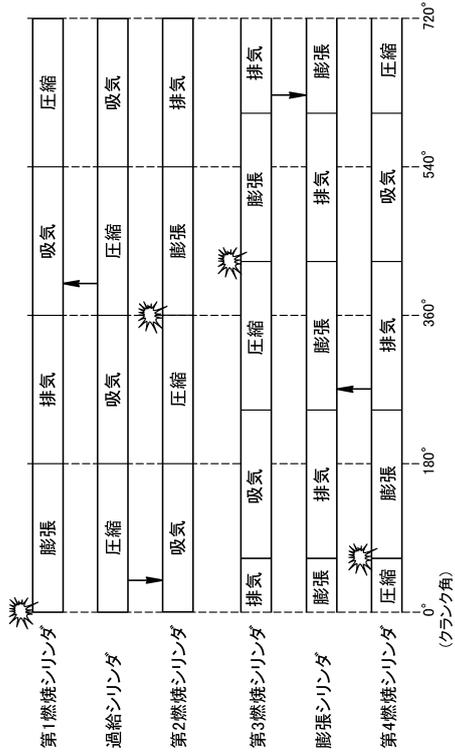
【図11】



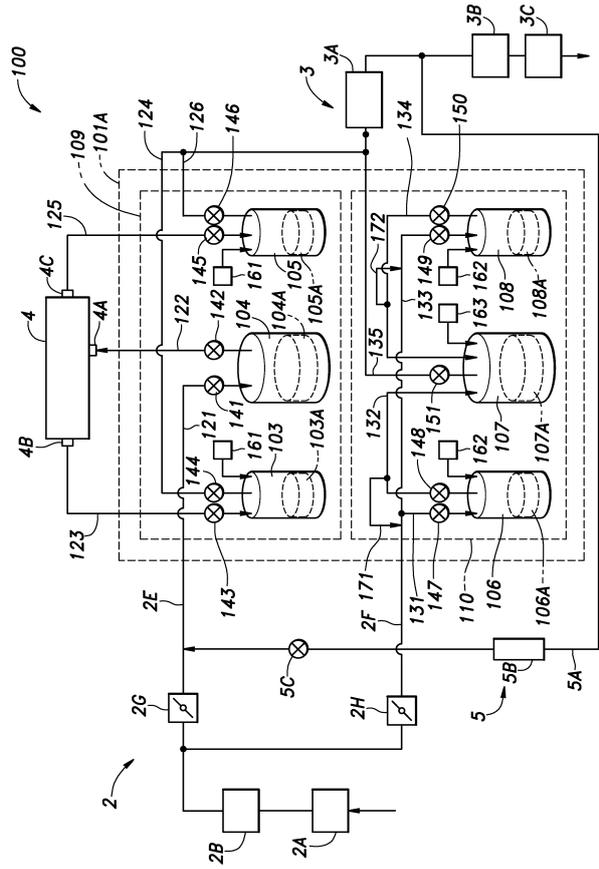
【図12】



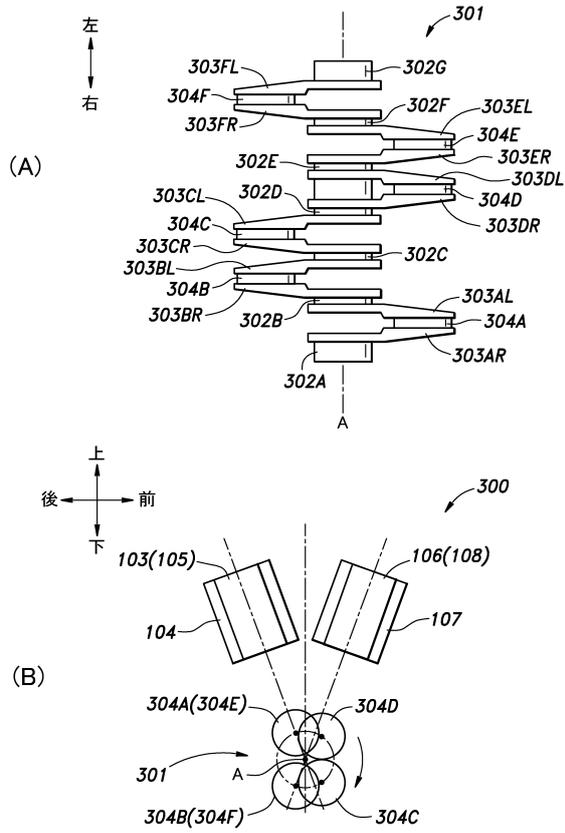
【図13】



【図14】



【 図 17 】



フロントページの続き

- (56)参考文献 国際公開第2015/090341(WO, A1)
国際公開第2015/048220(WO, A1)
米国特許第09080508(US, B2)
米国特許第08371256(US, B2)
米国特許出願公開第2011/0094462(US, A1)
米国特許第05072589(US, A)
米国特許第04917054(US, A)
米国特許第01634468(US, A)
英国特許出願公告第00537424(GB, A)
特開平10-227224(JP, A)
特開平04-262025(JP, A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F02B 33/20