

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第5136698号
(P5136698)

(45) 発行日 平成25年2月6日(2013.2.6)

(24) 登録日 平成24年11月22日(2012.11.22)

(51) Int. Cl.	F 1	
FO2D 15/00 (2006.01)	FO2D 15/00	E
FO2B 75/04 (2006.01)	FO2B 75/04	
FO2D 45/00 (2006.01)	FO2D 45/00	366F
FO2D 43/00 (2006.01)	FO2D 43/00	301B
FO2D 13/02 (2006.01)	FO2D 43/00	301J
請求項の数 6 (全 12 頁) 最終頁に続く		

(21) 出願番号 特願2011-545924 (P2011-545924)
 (86) (22) 出願日 平成21年12月16日(2009.12.16)
 (86) 国際出願番号 PCT/JP2009/071364
 (87) 国際公開番号 W02011/074130
 (87) 国際公開日 平成23年6月23日(2011.6.23)
 審査請求日 平成23年12月9日(2011.12.9)

(73) 特許権者 000003207
 トヨタ自動車株式会社
 愛知県豊田市トヨタ町1番地
 (74) 代理人 100099759
 弁理士 青木 篤
 (74) 代理人 100092624
 弁理士 鶴田 準一
 (74) 代理人 100102819
 弁理士 島田 哲郎
 (74) 代理人 100123582
 弁理士 三橋 真二
 (74) 代理人 100147555
 弁理士 伊藤 公一
 (74) 代理人 100130133
 弁理士 曾根 太樹

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 圧縮比可変V型内燃機関

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項2】

二つの気筒群のシリンダブロックを一体化させてクランクケースに対して相対移動させる圧縮比可変V型内燃機関であって、シリンダブロックの各相対移動位置において上死点の気筒内の温度又は圧力を実圧縮比に基づき推定可能とするパラメータを気筒群毎に測定し、シリンダブロックの各相対移動位置において前記一方の気筒群の前記パラメータを使用して前記一方の気筒群の実圧縮比に基づき推定された前記一方の気筒群の上死点の気筒内の温度又は圧力と、前記他方の気筒群の前記パラメータを使用して前記他方の気筒群の実圧縮比に基づき推定された前記他方の気筒群の上死点の気筒内の温度又は圧力とが等しくなるように各気筒の吸気弁閉弁時期を制御することを特徴とする圧縮比可変V型内燃機関。

10

【請求項3】

前記一方の気筒群のパラメータは、前記一方の気筒群の吸気系において測定された吸入空気量であり、前記他方の気筒群のパラメータは、前記他方の気筒群の吸気系において測定された吸入空気量であることを特徴とする請求項2に記載の圧縮比可変V型内燃機関。

【請求項4】

前記一方の気筒群のパラメータは、前記一方の気筒群において吸気弁閉弁から点火時期までの間で測定された気筒内の温度であり、前記他方の気筒群のパラメータは、前記他方の気筒群において吸気弁閉弁から点火時期までの間で測定された気筒内の温度であることを特徴とする請求項2に記載の圧縮比可変V型内燃機関。

20

【請求項 5】

前記一方の気筒群のパラメータは、前記一方の気筒群において吸気弁閉弁から点火時期までの間で測定された気筒内の圧力であり、前記他方の気筒群のパラメータは、前記他方の気筒群において吸気弁閉弁から点火時期までの間で測定された気筒内の圧力であることを特徴とする請求項 2 に記載の圧縮比可変 V 型内燃機関。

【請求項 6】

気筒群毎にノッキングが持続しないような点火時期制御を実施することを特徴とする請求項 2 から 5 のいずれか一項に記載の圧縮比可変 V 型内燃機関。

【請求項 7】

気筒群毎にノッキングが持続しないような燃料噴射時期制御を実施することを特徴とする請求項 2 から 5 のいずれか一項に記載の圧縮比可変 V 型内燃機関。

10

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、圧縮比可変 V 型内燃機関に関する。

【背景技術】

【0002】

熱効率を高めるためには、機械圧縮比（（上死点シリンダ容積 + 行程容積） / 上死点シリンダ容積）を高くして膨張比を高くすることが有効である。しかしながら、機関高負荷時において機械圧縮比を高めることにより点火時期の気筒内の温度及び圧力が高くなるとノッキングが発生し易くなる。それにより、ノッキングが発生し難い機関低負荷時にだけ機械圧縮比を高めることが好ましく、そのために、シリンダブロックとクランクケースとを相対移動させてシリンダブロックとクランク軸との間の距離を変化させることにより機械圧縮比を可変とすることが公知である。

20

V 型内燃機関においては、二つの気筒群のそれぞれのシリンダブロック部分を別々に、各気筒群の気筒中心線に沿ってクランクケースに対して相対移動させることが提案されているが、各シリンダブロック部分を一つのリンク機構（又はカム機構）により相対移動させることは困難であり、シリンダブロック部分毎に一对のリンク機構（又はカム機構）が必要となるために全体として二対のリンク機構が必要となってしまう。

リンク機構の数を低減するために、二つの気筒群のシリンダブロックを一体化し、こうして一体化させたシリンダブロックを一对のリンク機構によりクランクケースに対して相対移動させる圧縮比可変 V 型内燃機関が提案されている（特許文献 1 参照）。

30

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献 1】

特開 2005 - 113743

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

40

このような圧縮比可変 V 型内燃機関において、一体化させた二つの気筒群のシリンダブロックをクランクケースに対して相対移動させて、両方の気筒群の機械圧縮比を変化させると、両方の気筒群の間には、上死点の気筒内の温度差及び圧力差が発生することがあり、これらの温度差及び圧力差が大きいと、両方の気筒群の間には燃焼状態の違いにより大きな出力差が発生する。ここで、実際には、上死点前に気筒内の混合気は着火燃焼を開始させられるが、本明細書において、上死点の気筒内の温度及び圧力とは、気筒内の混合気が着火燃焼せずにピストンにより単に圧縮された場合の推定値であり、燃焼状態の指標となる値である。

従って、本発明の目的は、二つの気筒群のシリンダブロックを一体化させてクランクケースに対して相対移動させる圧縮比可変 V 型内燃機関において、シリンダブロックの各相

50

対移動位置において二つの気筒群の間における上死点の気筒内の温度差及び圧力差を低減することである。

【課題を解決するための手段】

【0005】

本発明による請求項2に記載の圧縮比可変V型内燃機関は、二つの気筒群のシリンダブロックを一体化させてクランクケースに対して相対移動させる圧縮比可変V型内燃機関であって、シリンダブロックの各相対移動位置において上死点の気筒内の温度又は圧力を実圧縮比に基づき推定可能とするパラメータを気筒群毎に測定し、シリンダブロックの各相対移動位置において前記一方の気筒群の前記パラメータを使用して前記一方の気筒群の実圧縮比に基づき推定された前記一方の気筒群の上死点の気筒内の温度又は圧力と、前記他方の気筒群の前記パラメータを使用して前記他方の気筒群の実圧縮比に基づき推定された前記他方の気筒群の上死点の気筒内の温度又は圧力とが等しくなるように各気筒の吸気弁閉弁時期を制御することを特徴とする。

10

本発明による請求項3に記載の圧縮比可変V型内燃機関は、請求項2に記載の圧縮比可変V型内燃機関において、前記一方の気筒群のパラメータは、前記一方の気筒群の吸気系において測定された吸入空気量であり、前記他方の気筒群のパラメータは、前記他方の気筒群の吸気系において測定された吸入空気量であることを特徴とする。

本発明による請求項4に記載の圧縮比可変V型内燃機関は、請求項2に記載の圧縮比可変V型内燃機関において、前記一方の気筒群のパラメータは、前記一方の気筒群において吸気弁閉弁から点火時期までの間で測定された気筒内の温度であり、前記他方の気筒群のパラメータは、前記他方の気筒群において吸気弁閉弁から点火時期までの間で測定された気筒内の温度であることを特徴とする。

20

本発明による請求項5に記載の圧縮比可変V型内燃機関は、請求項2に記載の圧縮比可変V型内燃機関において、前記一方の気筒群のパラメータは、前記一方の気筒群において吸気弁閉弁から点火時期までの間で測定された気筒内の圧力であり、前記他方の気筒群のパラメータは、前記他方の気筒群において吸気弁閉弁から点火時期までの間で測定された気筒内の圧力であることを特徴とする。

本発明による請求項6に記載の圧縮比可変V型内燃機関は、請求項2から5のいずれか一項に記載の圧縮比可変V型内燃機関において、気筒群毎にノッキングが持続しないような点火時期制御を実施することを特徴とする。

30

本発明による請求項7に記載の圧縮比可変V型内燃機関は、請求項2から5のいずれか一項に記載の圧縮比可変V型内燃機関において、気筒群毎にノッキングが持続しないような燃料噴射時期制御を実施することを特徴とする。

発明の効果

本発明による請求項2に記載の圧縮比可変V型内燃機関によれば、二つの気筒群のシリンダブロックを一体化させてクランクケースに対して相対移動させる圧縮比可変V型内燃機関であって、シリンダブロックの各相対移動位置において上死点の気筒内の温度又は圧力を実圧縮比に基づき推定可能とするパラメータを気筒群毎に測定し、シリンダブロックの各相対移動位置において一方の気筒群のパラメータを使用して一方の気筒群の実圧縮比に基づき推定された一方の気筒群の上死点の気筒内の温度又は圧力と、他方の気筒群のパラメータを使用して他方の気筒群の実圧縮比に基づき推定された他方の気筒群の上死点の気筒内の温度又は圧力とが等しくなるように各気筒の吸気弁閉弁時期を制御することにより、二つの気筒群の実圧縮比の不一致を解消しても依然として発生する二つの気筒群の間における上死点の気筒内の温度差及び圧力差を低減するようにしている。

40

本発明による請求項3に記載の圧縮比可変V型内燃機関によれば、請求項2に記載の圧縮比可変V型内燃機関において、一方の気筒群のパラメータは、一方の気筒群の吸気系において測定された吸入空気量であり、他方の気筒群のパラメータは、他方の気筒群の吸気系において測定された吸入空気量であり、こうして、シリンダブロックの各相対移動位置において一方の気筒群の実際の吸入空気量を使用して一方の気筒群の実圧縮比に基づき推定された一方の気筒群の上死点の気筒内の温度又は圧力と、他方の気筒群の実際の吸入空

50

気量を使用して他方の気筒群の実圧縮比に基づき推定された他方の気筒群の上死点の気筒内の温度又は圧力とが等しくなるように各気筒の吸気弁閉弁時期を制御することにより、二つの気筒群の実圧縮比の不一致を解消しても依然として発生する二つの気筒群の間における上死点の気筒内の温度差及び圧力差を低減することができる。

本発明による請求項4に記載の圧縮比可変V型内燃機関によれば、請求項2に記載の圧縮比可変V型内燃機関において、一方の気筒群のパラメータは、一方の気筒群において吸気弁閉弁から点火時期までの間で測定された気筒内の温度であり、他方の気筒群のパラメータは、他方の気筒群において吸気弁閉弁から点火時期までの間で測定された気筒内の温度であり、こうして、シリンダブロックの各相対移動位置において一方の気筒群の吸気弁閉弁から点火時期までの間の実際の気筒内の温度を使用して一方の気筒群の実圧縮比に基づき推定された一方の気筒群の上死点の気筒内の温度と、他方の気筒群の吸気弁閉弁から点火時期までの間の実際の気筒内の温度を使用して他方の気筒群の実圧縮比に基づき推定された他方の気筒群の上死点の気筒内の温度とが等しくなるように各気筒の吸気弁閉弁時期を制御することにより、二つの気筒群の実圧縮比の不一致を解消しても依然として発生する二つの気筒群の間における上死点の気筒内の温度差及び圧力差を低減することができる。

10

本発明による請求項5に記載の圧縮比可変V型内燃機関によれば、請求項2に記載の圧縮比可変V型内燃機関において、一方の気筒群のパラメータは、一方の気筒群において吸気弁閉弁から点火時期までの間で測定された気筒内の圧力であり、他方の気筒群のパラメータは、他方の気筒群において吸気弁閉弁から点火時期までの間で測定された気筒内の圧力であり、こうして、シリンダブロックの各相対移動位置において一方の気筒群の吸気弁閉弁から点火時期までの間の実際の気筒内の圧力を使用して一方の気筒群の実圧縮比に基づき推定された一方の気筒群の上死点の気筒内の圧力と、他方の気筒群の吸気弁閉弁から点火時期までの間の実際の気筒内の圧力を使用して他方の気筒群の実圧縮比に基づき推定された他方の気筒群の上死点の気筒内の圧力とが等しくなるように各気筒の吸気弁閉弁時期を制御することにより、二つの気筒群の実圧縮比の不一致を解消しても依然として発生する二つの気筒群の間における上死点の気筒内の温度差及び圧力差を低減することができる。

20

本発明による請求項6に記載の圧縮比可変V型内燃機関によれば、請求項2から5のいずれか一項に記載の圧縮比可変V型内燃機関において、気筒群毎にノッキングが持続しないような点火時期制御を実施するようになっており、それにより、二つの気筒群の間における上死点の気筒内の温度差及び圧力差を低減しても、いずれかの気筒群においてノッキングが発生する場合には、点火時期制御によってノッキングの持続を防止することができる。

30

本発明による請求項7に記載の圧縮比可変V型内燃機関は、請求項2から5のいずれか一項に記載の圧縮比可変V型内燃機関において、気筒群毎にノッキングが持続しないような燃料噴射時期制御を実施するようになっており、それにより、二つの気筒群の間における上死点の気筒内の温度差及び圧力差を低減しても、いずれかの気筒群においてノッキングが発生する場合には、燃料噴射時期制御によってノッキングの持続を防止することができる。

40

【図面の簡単な説明】

図1 本発明による圧縮比可変V型内燃機関のシリンダブロックの相対移動機構を説明する図である。

図2 本発明による圧縮比可変V型内燃機関のシリンダブロックのもう一つの相対移動機構を説明する図である。

【図3】図1の相対移動機構における機械圧縮比の変更を説明する図である。

【図4】図2の相対移動機構における機械圧縮比の変更を説明する図である。

【図5】本発明による圧縮比可変V型内燃機関における制御を説明するためのフローチャートである。

【発明を実施するための形態】

50

【 0 0 0 8 】

図 1 は本発明による圧縮比可変 V 型内燃機関のシリンダブロックの相対移動機構を説明する図である。同図において、10 はシリンダブロックである。シリンダブロック 10 は、第一気筒群側部分 10 a と第二気筒群側部分 10 b とが一体的に形成されている。

本 V 型内燃機関は、火花点火式であり、シリンダブロック 10 の第一気筒群側部分 10 a 及び第二気筒群側部分 10 b にはそれぞれシリンダヘッドが取り付けられ、各シリンダヘッドには、気筒毎に点火プラグが取り付けられる。各シリンダヘッドには、吸気ポート及び排気ポートが形成され、各吸気ポートは吸気弁を介して各気筒に連通し、各排気ポートは排気弁を介して各気筒に連通している。シリンダヘッド毎に、吸気マニホールド及び排気マニホールドが接続され、各吸気マニホールドは互いに独立して又は合流してエアクリーナを介して大気へ開放し、各排気マニホールドも互いに独立して又は合流して触媒装置を介して大気へ開放している。第一気筒群の各気筒への吸入空気量を測定するために第一気筒群の吸気系には第一エアフローメータが配置され、第二気筒群の各気筒への吸入空気量を測定するために第二気筒群の吸気系には第二エアフローメータが配置されている。本 V 型内燃機関はディーゼルエンジンでも良い。

一般的に、機関負荷が低いほど熱効率が悪化するために、機関低負荷時の機械圧縮比を高くして膨張比を高くすれば、膨張行程においてピストンの仕事期間が長くなるために熱効率を改善することができる。機械圧縮比は、上死点クランク角度におけるシリンダ容積 V_1 に対する上死点クランク角度におけるシリンダ容積 V_1 と行程容積 V_2 との和 $(V_1 + V_2) / V_1$ であり、膨張行程の膨張比と等しい。それにより、本 V 型内燃機関は、シリンダブロック 10 をクランクケース（図示せず）に対して相対移動させ、シリンダブロック 10 と機関クランク軸（図示せず）との間の距離を変化させることにより、第一気筒群及び第二気筒群の機械圧縮比を可変とし、例えば、機関負荷が低いほど機械圧縮比を高めるように機械圧縮比が制御される。また、機械圧縮比を高めるとノッキングが発生し易くなるために、ノッキングが発生し難い機関低負荷時の機械圧縮比を機関高負荷時に比較して高めるようにしても良い。

図 1 に示すように、シリンダブロック 10 には、第一気筒群側部分 10 a の側面下部には第一サポート 20 a が設けられ、第二気筒群側部分 10 b の側面下部には第二サポート 20 b が設けられている。第一サポート 20 a は、偏心穴を有する第一ボス 21 a を機関クランク軸と平行な方向に延在する回転軸回りに回転可能に支持し、第二サポート 20 b も、偏心穴を有する第二ボス 21 b を機関クランク軸と平行な方向に延在する回転軸回りに回動可能に支持する。第一ボス 21 a と第二ボス 21 b とは同一形状である。

機関クランク軸と直交する方向に延在する駆動軸 22 には第一ウォームギヤ 23 a と第二ウォームギヤ 23 b とが配置され、第一ウォームギヤ 23 a には第一ギヤ 24 a が噛合し、第二ウォームギヤ 23 b には第二ギヤ 24 b が噛合している。第一ギヤ 24 a には第一クランク軸が固定され、第一クランク軸のクランク部 25 a が第一ボス 21 a の偏心穴内に配置される。また、第二ギヤ 24 b には第二クランク軸が固定され、第二クランク軸のクランク部 25 b が第二ボス 21 b の偏心穴内に配置される。

駆動軸 22 を回転することにより、第一ウォームギヤ 23 a 及び第二ウォームギヤ 23 b は、それぞれ、第一ギヤ 24 a 及び第二ギヤ 24 b を逆方向に回動させる。それにより、第一クランク軸及び第二クランク軸を介して、第一ボス 21 a 及び第二ボス 21 b を逆方向に回動させ、こうして、矢印で示すように、シリンダブロック 10 をシリンダブロックの中心軸線 C に沿って上下方向にクランクケースに対して相対移動させることができ、駆動軸 22 の回転回数を制御することにより、シリンダブロックを各相対移動位置とすることができる。

図 2 は本発明による圧縮比可変 V 型内燃機関のシリンダブロックのもう一つの相対移動機構を説明する図である。同図に示すように、シリンダブロック 10 には、第一気筒群側部分 10 a の側面下部には第一サポート 30 a が設けられ、第二気筒群側部分 10 b の側面下部には第二サポート 30 b が設けられている。第一サポート 30 a は、第一連結軸 36 a を介して、第一ギヤ 31 a の回転軸 32 a に固定された第一アーム 33 a に連結され

10

20

30

40

50

、第二サポート 30 b は、第二連結軸 36 b を介して、第二ギヤ 31 b の回転軸 32 b に固定された第二アーム 33 b に連結される。

機関クランク軸と直交する方向に延在する駆動軸 34 には第一ウォームギヤ 35 a と第二ウォームギヤ 35 b とが配置され、第一ウォームギヤ 35 a には第一ギヤ 31 a が噛み合し、第二ウォームギヤ 35 b には第二ギヤ 31 b が噛み合している。

駆動軸 34 を回転することにより、第一ウォームギヤ 35 a 及び第二ウォームギヤ 35 b は、それぞれ、第一ギヤ 31 a 及び第二ギヤ 31 b を同一方向（図 1 において反時計方向）に回転させる。それにより、回転軸 32 a 及び 32 b を介して、第一アーム 33 a 及び第二アーム 33 b を同一方向に回転させ、こうして、矢印で示すように、シリンダブロック 10 を第一連結軸 36 a 及び第二連結軸 36 b の移動軌道に沿って水平方向に移動しながら上下方向にクランクケースに対して相対移動させることができ、駆動軸 34 の回転回数を制御することにより、シリンダブロックを各相対移動位置とすることができる。

図 3 は、図 1 の相対移動機構における機械圧縮比の変更を説明する図である。同図において、C C は機関クランク軸中心であり、T D C 1 及び B D C 1 は、シリンダブロックの最下位置における第一気筒群の気筒のピストンピンの上死点位置及び下死点位置であり、T D C 2 及び B D C 2 は、シリンダブロックの最下位置における第二気筒群の気筒のピストンピンの上死点位置及び下死点位置である。本実施形態では、第一気筒群の気筒中心線と第二気筒群の気筒中心線との正面視交点 B C は、シリンダブロックの最下位置において、機関クランク軸中心 C C に一致している。図 1 の相対移動機構によって、シリンダブロックが上方に距離 L だけ移動させられると、正面視交点は B C ' となり、第一気筒群の気筒のピストンピンの上死点位置及び下死点位置は、それぞれ、T D C 1 ' 及び B D C 1 ' となり、第二気筒群の気筒のピストンピンの上死点位置及び下死点位置は、それぞれ、T D C 2 ' 及び B D C 2 ' となる。T D C 1 " は、機関クランク軸もシリンダブロックと共に移動した場合の第一気筒群の気筒のピストンピンの仮想上死点位置であり、T D C 2 " は、機関クランク軸もシリンダブロックと共に移動した場合の第二気筒群の気筒のピストンピンの仮想上死点位置である。

このように、シリンダブロックの上方への移動によって、第一気筒群及び第二気筒群において、上死点のピストンピンの位置は、T D C 1 " 及び T D C 2 " からそれぞれ T D C 1 ' 及び T D C 2 ' へ下がり、上死点クランク角度のシリンダ容積が大きくなるために、機械圧縮比は小さくなる。

図 4 は、図 2 の相対移動機構における機械圧縮比の変更を説明する図である。同図において、符号は図 3 と同じものを示している。図 2 の相対移動機構は、シリンダブロックを上方に距離 L だけ移動させると同時に右方向に距離 D だけ移動させる。このようなシリンダブロックの移動によって、第一気筒群及び第二気筒群において、上死点のピストンピンの位置は、T D C 1 " 及び T D C 2 " からそれぞれ T D C 1 ' 及び T D C 2 ' へ下がり、上死点クランク角度のシリンダ容積が大きくなるために、機械圧縮比は小さくなる。ここで、シリンダブロックの第二気筒群方向への水平方向の移動によって、図 4 に示すように、第二気筒群における上死点のピストンピン位置は、第一気筒群における上死点のピストンピン位置よりさらに下がり、第二気筒群の機械圧縮比は、第一気筒群の機械圧縮比より小さくなる。

ところで、吸入空気量を考慮した厳密な圧縮比は、機械圧縮比より吸気弁閉弁時のシリンダ容積 V_3 と上死点クランク角度におけるシリンダ容積 V_1 との比 (V_3 / V_1) に近い。この比を実圧縮比と称する。シリンダブロックの各相対移動位置において、第一気筒群及び第二気筒群の実圧縮比を等しくして、第一気筒群と第二気筒群との間において上死点の気筒内の温度及び圧力（気筒内の混合気が着火燃焼していない場合の推定値であり、燃焼状態の指標となる）に差が発生しないようにし、一方の気筒群においてだけノッキングが発生したり、二つの気筒群の間での出力差が発生したりしないようにすることが好ましい。

図 4 において、説明したように、図 2 に示す相対移動機構によりシリンダブロックをクランクケースに対して相対移動させると、第一気筒群の機械圧縮比と第二気筒群の機械圧

10

20

30

40

50

縮比は等しくならず、そのままでは実圧縮比も等しくならない。また、図 1 に示す相対移動機構によりシリンダブロックをクランクケースに対して相対移動させた場合においても、図 3 に示すように、シリンダブロックの上方向への移動後において、第一気筒群では、上死点クランク角度が移動前に比較してクランク角度 a だけ遅角され、第二気筒群では、上死点クランク角度が移動前に比較してクランク角度 a だけ進角され、このように、第一気筒群においては全体的に遅角傾向があり、第二気筒群においては全体的に進角傾向があるために、やはり、そのままでは、第一気筒群の実圧縮比と第二気筒群の実圧縮比とは等しくならない。このような第一気筒群の全体的な遅角傾向及び第二気筒群の全体的な進角傾向は、図 4 から分かるように、図 2 に示す相対移動機構によりシリンダブロックを相対移動させる場合にも存在する。

10

本実施形態の圧縮比可変 V 型内燃機関は、少なくとも吸気弁の閉弁時期を可変とバルブタイミング機構を有し、図 5 に示すフローチャートの制御によって、第一気筒群と第二気筒群との間において上死点の気筒内の温度差及び圧力差を小さくしている。バルブタイミング機構として、吸気弁の閉弁時期を可変する任意のバルブタイミング機構が使用可能であり、例えば、カムシャフトの位相を可変とする機構、カムシャフトを軸線方向に移動させることにより吸気弁を開閉するカム形状が変化する機構、又は、油圧式等のアクチュエータにより吸気弁を開閉する機構等とすることができる。

先ず、ステップ 101 において、機関負荷としてのアクセルペダルの踏み込み量 S をアクセルペダルセンサ等により検出し、機関回転数 N を回転センサにより検出する。ステップ 102 では、機関負荷 S と機関回転数 N とに基づく現在の機関運転状態に対する最適な機械圧縮比を実現するシリンダブロックの位置 P が予め定められたマップ等を使用して決定され、シリンダブロックをこの位置 P とするための現在位置からの移動距離 L がゼロであるか否かが判断される。

20

この判断が否定される時、すなわち、シリンダブロックを移動させる時には、ステップ 103 において、シリンダブロックを L だけ移動させた新たなシリンダブロックの位置において第一気筒群の実圧縮比と第二気筒群の実圧縮比とが等しくなるように、第一気筒群における吸気弁の閉弁時期 $IVC1$ と第二気筒群における吸気弁の閉弁時期 $IVC2$ とが決定される。

図 1 に示す相対移動機構によりシリンダブロックが移動させられる場合において、例えば、図 3 に示すように、最下位置から距離 L だけ上方向に移動した位置が最適な機械圧縮比を実現する位置 P である時には、第一気筒群の吸気弁の閉弁時期 $IVC1$ は、第二気筒群の吸気弁の閉弁時期 $IVC2$ より遅角側とされる。こうして、第一気筒群及び第二気筒群の実圧縮比を現在の機関運転状態に対して最適な実圧縮比とする。

30

また、図 2 に示す相対移動機構によりシリンダブロックが移動させられる場合において、例えば、図 4 に示すように、最下位置から距離 L だけ上方向に移動した位置が最適な機械圧縮比を実現する位置 P である時には、第一気筒群の上死点クランク角度のシリンダ容積 V_{11P} は第二気筒群の上死点クランク角度のシリンダ容積 V_{12P} より小さくなるために、実圧縮比を等しくするためには、第一気筒群の吸気弁閉弁時のシリンダ容積 V_{31P} を第二気筒群の吸気弁閉弁時のシリンダ容積 V_{32P} より小さくして、 $V_{31P} / V_{11P} = V_{32P} / V_{12P}$ となるように、第一気筒群の吸気弁の閉弁時期 $IVC1$ は第二気筒群の吸気弁の閉弁時期 $IVC2$ より遅角側とされる。こうして、第一気筒群及び第二気筒群の実圧縮比を現在の機関運転状態に対して最適な実圧縮比とする。

40

次いで、ステップ 104 において、現在の機関運転状態に対して第一気筒群及び第二気筒群のそれぞれの最適点火時期 $IG1$ 及び $IG2$ (例えば、MBT) を予め定められたマップ等を使用して決定する。ここで、 $IG1$ 及び $IG2$ は各気筒群において圧縮上死点前クランク角度では同じ値となる。次いで、ステップ 105 において、現在の機関運転状態に対して第一気筒群及び第二気筒群のそれぞれの最適燃料噴射時期 $FI1$ 及び $FI2$ を予め定められたマップ等を使用して決定する。ここで、 $FI1$ 及び $FI2$ は各気筒群において吸気上死点後クランク角度では同じ値となる。内燃機関が、筒内噴射式火花点火内燃機関又は吸気同期ポート噴射式火花点火内燃機関である場合には、吸気行程燃料噴射におい

50

て、燃料噴射時期を進角するほど噴射燃料は点火までに気化し易くなって良好な燃焼状態を実現するのに有利であり、また、燃料噴射時期を遅角するほど燃料気化潜熱によって筒内温度を低下させることができ、ノッキング抑制に有利である。次いで、ステップ106において第一気筒群の吸入空気量 Q_1 と第二気筒群の吸入空気量 Q_2 とが測定される。

こうして、それぞれの最適燃料噴射時期 $F I 1$ 及び $F I 2$ において第一気筒群及び第二気筒群の燃料噴射が実施され、吸気弁閉弁時期 $I V C 1$ において第一気筒群の吸気弁が閉弁され、吸気弁閉弁時期 $I V C 2$ において第二気筒群の吸気弁が閉弁され、それぞれの最適点火時期 $I G 1$ 及び $I G 2$ において第一気筒群及び第二気筒群の点火が実施される。

それにより、第一気筒群及び第二気筒群において、同じ実圧縮比での燃焼が実現され、第一気筒群及び第二気筒群の間の上死点の気筒内の温度差及び圧力差は小さくされ、第一気筒群の燃焼状態と第二気筒群の燃焼状態とをほぼ等しくすることができる。

次いで、ステップ107において、ステップ106において測定された第一気筒群及び第二気筒群の吸入空気量 Q_1 及び Q_2 と、第一気筒群の実圧縮比及び第二気筒群の実圧縮比とに基づき、第一気筒群及び第二気筒群の上死点の筒内温度 $T T 1$ 及び $T T 2$ を、例えば予め定められたマップを使用することにより推定する。上死点の筒内温度は、吸入空気量が多いほど高くなり、実圧縮比が大きいほど高くなる。

次いで、ステップ108において、第一気筒群の上死点の筒内温度 $T T 1$ と第二気筒群の上死点の筒内温度 $T T 2$ とがほぼ等しいか否かが判断され、この判断が肯定される時には、ステップ103において決定された第一気筒群の吸気弁閉弁時期 $I V C 1$ 及び第二気筒群の吸気弁閉弁時期 $I V C 2$ とを変更する必要はなくそのまま終了する。しかしながら、ステップ108の判断が否定される時には、第一気筒群の燃焼状態と第二気筒群の燃焼状態とをさらに近づけるために、低い方の気筒群の筒内温度を高い方の気筒群の筒内温度に一致させるようにするために必要な第一気筒群の新たな吸気弁閉弁時期 $I V C 1'$ 又は第二気筒群の新たな吸気弁閉弁時期 $I V C 2'$ を算出し、次のサイクルにおいて、算出された新たな吸気弁閉弁時期 $I V C 1'$ 又は $I V C 2'$ において、第一気筒群又は第二気筒群の吸気弁を閉弁するようにする。ここで、好ましくは、吸気弁閉弁時期の変更により実圧縮比も変化することも考慮される。

ここで、図1及び3に示す相対移動機構を有する内燃機関において、第一気筒群の上死点クランク角度のシリンダ容積 $V 1_1$ と第二気筒群の上死点クランク角度のシリンダ容積 $V 1_2$ とは等しいために、ステップ103の吸気弁閉弁時期の決定により、第一気筒群の吸気弁閉弁クランク角度のシリンダ容積 $V 3_1$ と第二気筒群の吸気弁閉弁クランク角度のシリンダ容積 $V 3_2$ とは等しくされ、こうして、第一気筒群の実圧縮比と第二気筒群の実圧縮比とは等しくされる。それにも係わらずに、ステップ108の判断が否定される場合は、低い筒内温度が推定された気筒群においては、吸入空気量が意図するより少ないと考えられる。それにより、この気筒群の吸気弁の閉弁時期を変化させて吸入空気量を増量することとなる。吸気弁の閉弁時期は、遅角により吸入空気量を増量させる場合と、進角により吸入空気量を増量させる場合とが存在する。本内燃機関において、第一気筒群の上死点クランク角度のシリンダ容積 $V 1_1$ は第二気筒群の上死点クランク角度のシリンダ容積 $V 1_2$ と等しいために、各機関運転状態において、第一気筒群の意図する吸入空気量は、第二気筒群の意図する吸入空気量と同じである。

また、図2及び4に示す相対移動機構を有する内燃機関において、第一気筒群の上死点クランク角度のシリンダ容積 $V 1_1$ は第二気筒群の上死点クランク角度のシリンダ容積 $V 1_2$ より小さいために、ステップ103の吸気弁閉弁時期の決定により、第一気筒群の吸気弁閉弁クランク角度のシリンダ容積 $V 3_1$ は第二気筒群の吸気弁閉弁クランク角度のシリンダ容積 $V 3_2$ より小さくされ、こうして、第一気筒群の実圧縮比と第二気筒群の実圧縮比とは等しくされる。それにも係わらずに、ステップ108の判断が否定される場合は、低い筒内温度が推定された気筒群においては、吸入空気量が意図するより少ないと考えられる。それにより、この気筒群の吸気弁の閉弁時期を変化させて吸入空気量を増量することとなる。本内燃機関において、第一気筒群の上死点クランク角度のシリンダ容積 $V 1_1$ が第二気筒群の上死点クランク角度のシリンダ容積 $V 1_2$ より小さい時には、各機関運

10

20

30

40

50

転状態において、第二気筒群の意図する吸入空気量は、第一気筒群の意図する吸入空気量より多くなる。

こうして、第一気筒群及び第二気筒群の間の上死点の気筒内の温度差及び圧力差はさらに小さくすることができ、第一気筒群の燃焼状態と第二気筒群の燃焼状態とをさらに近づけることができる。

定常時には、ステップ102の判断が肯定されると共に、このような機関運転が繰り返される。もし、ノッキングセンサ等によって一方の気筒群においてノッキングが検出されると、ステップ110の判断が肯定され、ステップ111において、ノッキングが発生している第一気筒群又は第二気筒群の点火時期IG1又はIG2を遅角側の新たな点火時期IG1'又はIG2'に変更してノッキングの持続を抑制し、また、ステップ112において、ノッキングが発生している第一気筒群又は第二気筒群の燃料噴射時期FI1又はFI2を遅角側の新たな燃料噴射時期FI'又はFI2'に変更してノッキングの持続を抑制する。

本フローチャートにおいて、ステップ107では、第一気筒群の上死点の筒内温度TT1及び第二気筒群の上死点の筒内温度TT2を推定して、ステップ108において、これらの筒内温度TT1及びTT2を比較するようにしたが、上死点の筒内圧力も燃焼状態の指標となるために、ステップ107において、第一気筒群の吸入空気量Q1及び第一気筒群の実圧縮比に基づき予め定められたマップ等を使用して第一気筒群の上死点の筒内圧力TP1を推定すると共に、第二気筒群の吸入空気量Q2及び第二気筒群の実圧縮比に基づき予め定められたマップ等を使用して第二気筒群の上死点の筒内圧力TP2を推定し、ステップ108において、第一気筒群の推定筒内圧力TP1と第二気筒群の推定筒内圧力TP2とが等しくなるように第一気筒群又は第二気筒群の吸気弁閉弁時期を変更するようにしても良い。上死点の筒内圧力も、吸入空気量が多いほど高くなり、実圧縮比が大きいほど高くなる。

また、本フローチャートでは、シリンダブロックの各相対移動位置において燃焼状態の指標としての上死点の気筒内の温度又は圧力を実圧縮比に基づき推定可能とするパラメータとして、第一気筒群及び第二気筒群の吸入空気量Q1及びQ2を測定するようにした。しかしながら、パラメータとして吸気弁閉弁から点火時期までの間の任意のクランク角度で測定された気筒内の温度を使用することもできる。すなわち、ステップ106では、第一気筒群の吸気弁閉弁から点火時期までの間の任意のクランク角度における第一気筒群の気筒内の温度を測定すると共に、第二気筒群の吸気弁閉弁から点火時期までの間の任意のクランク角度（第一気筒群の気筒内の温度測定時のクランク角度と同じとすることが好ましい）における第二気筒群の気筒内の温度を測定し、ステップ107では、第一気筒群の気筒内の測定温度と、測定時クランク角度と、第一気筒群の実圧縮比とに基づき、予め定められたマップ等を使用して第一気筒群の上死点の気筒内の温度TT1を推定すると共に、第二気筒群の気筒内の測定温度と、測定時クランク角度と、第二気筒群の実圧縮比とに基づき、予め定められたマップ等を使用して第二気筒群の上死点の気筒内の温度TT2を推定するようにすれば、ステップ109において、第一気筒群の上死点の推定筒内温度TT1と第二気筒群の上死点の推定筒内温度TT2とが等しくなるように第一気筒群又は第二気筒群の吸気弁閉弁時期を変更することができる。上死点の筒内温度は、測定温度が高いほど高くなり、実圧縮比が大きいほど高くなる。

また、パラメータとして吸気弁閉弁から点火時期までの間の任意のクランク角度で測定された気筒内の圧力を使用することもできる。すなわち、ステップ106では、第一気筒群の吸気弁閉弁から点火時期までの間の任意のクランク角度における第一気筒群の気筒内の圧力を測定すると共に、第二気筒群の吸気弁閉弁から点火時期までの間の任意のクランク角度（第一気筒群の気筒内の圧力測定時のクランク角度と同じとすることが好ましい）における第二気筒群の気筒内の圧力を測定し、ステップ107では、第一気筒群の気筒内の測定圧力と、測定時クランク角度と、第一気筒群の実圧縮比とに基づき、予め定められたマップ等を使用して第一気筒群の上死点の気筒内の圧力TP1を推定すると共に、第二気筒群の気筒内の測定圧力と、測定時クランク角度と、第二気筒群の実圧縮比とに基づき

10

20

30

40

50

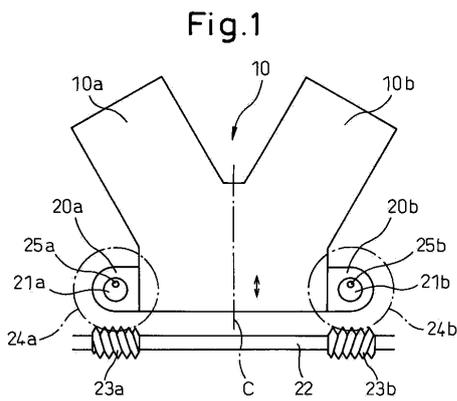
、予め定められたマップ等を使用して第二気筒群の上死点の気筒内の圧力 $TP2$ を推定するようになれば、ステップ 109 において、第一気筒群の上死点の推定筒内圧力 $TP1$ と第二気筒群の上死点の推定筒内圧力 $TP2$ とが等しくなるように第一気筒群又は第二気筒群の吸気弁閉弁時期を変更することができる。上死点の筒内圧力は、測定圧力が高いほど高くなり、実圧縮比が大きいほど高くなる。

【符号の説明】

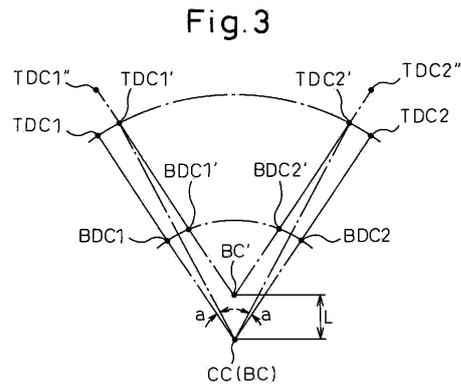
【0009】

- 10 シリンダブロック
- 10a 第一気筒群側部分
- 10b 第二気筒群側部分

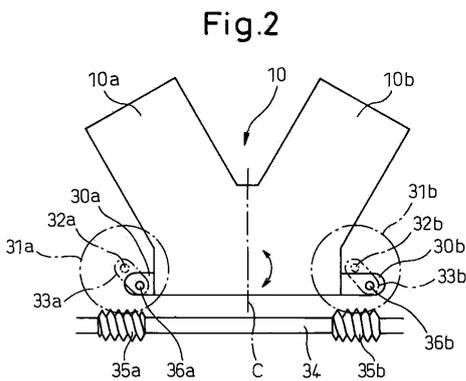
【図1】



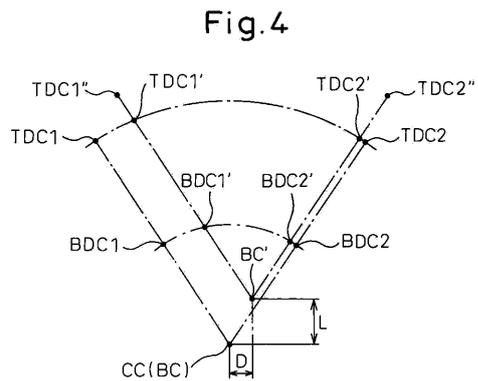
【図3】



【図2】

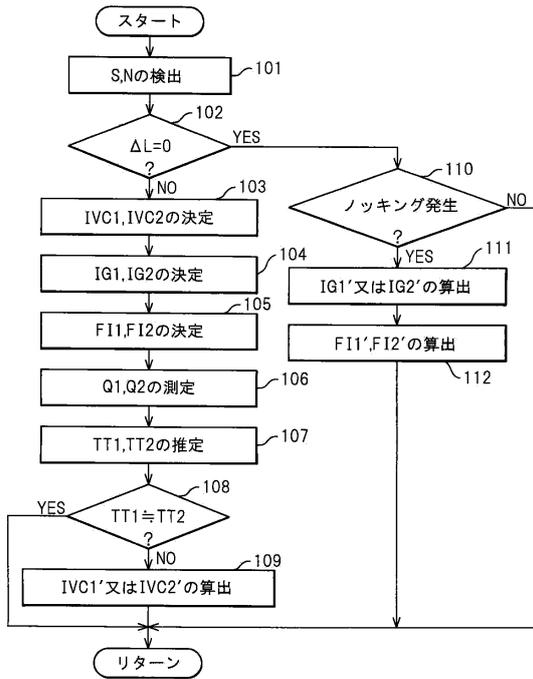


【図4】



【図5】

Fig.5



フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I
F 0 2 D 45/00 3 4 5 B
F 0 2 D 13/02 J

(72)発明者 神山 栄一
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
(72)発明者 立野 学
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
(72)発明者 久湊 直人
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

審査官 石黒 雄一

(56)参考文献 特開2005-113743(JP,A)
特開平10-141097(JP,A)
特開2004-92452(JP,A)
特開2008-69720(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F02D 13/00-28/00
F02B 61/00-79/00
F02D 43/00-45/00