(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2017 年 3 月 9 日(09.03.2017)

WIPO | PCT

(10) 国際公開番号
WO 2017/038858 A1

(51) 国際特許分類:
F02D 15/02 (2006.01) *F01L 1/356* (2006.01)
F02B 75/04 (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2016/075438

(22) 国際出願日: 2016 年 8 月 31 日(31.08.2016)

(25) 国際出願の言語: 日本語

(26) 国際公開の言語: 日本語

(30) 優先権データ:
特願 2015-173660 2015 年 9 月 3 日(03.09.2015) JP

(71) 出願人: 日立オートモティブシステムズ株式会社 (HITACHI AUTOMOTIVE SYSTEMS, LTD.) [JP/JP]; 〒3128503 茨城県ひたちなか市高場２５２０番地 Ibaraki (JP).

(72) 発明者: 庄司 真敬(SHOJI, Masahiro); 〒2438510 神奈川県厚木市恩名４丁目７番１号 日立オートモティブシステムズ株式会社内 Kanagawa (JP).
中村 信(NAKAMURA, Makoto); 〒2438510 神奈川県厚木市恩名４丁目７番１号 日立オートモティブシステムズ株式会社内 Kanagawa (JP).

(74) 代理人: 小野 新次郎, 外(ONO, Shinjiro et al.); 〒1000004 東京都千代田区大手町二丁目２番１号 新大手町ビル２０６区 ユアサハラ法律特許事務所 Tokyo (JP).

(81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

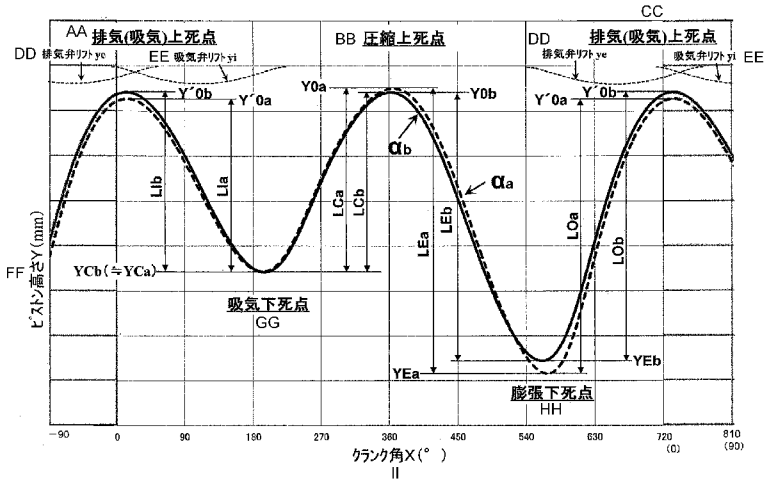
(84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:
— 国際調査報告（条約第 21 条(3)）

[続葉有]

(54) **Title**: COMPRESSION RATIO ADJUSTMENT DEVICE FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE, AND METHOD OF CONTROLLING COMPRESSION RATIO ADJUSTMENT DEVICE FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(54) 発明の名称 : 内燃機関の圧縮比調整装置及び内燃機関の圧縮比調整装置の制御方法



AA Exhaust (intake) top dead center
BB Compression top dead center
CC Exhaust (intake) top dead center
DD Exhaust valve lift ye
EE Intake valve lift yi
FF Piston height Y (mm)
GG Intake bottom dead center
HH Expansion bottom dead center
II Crank angle X (°)

(57) **Abstract**: Provided is a novel compression ratio adjustment device for an internal combustion engine, with which knocking-resistant performance can be improved and increases in the temperature of exhaust gas can be minimized. This compression ratio adjustment device is configured to make the mechanical compression ratio relatively small and make the mechanical expansion ratio at the same time relatively large in regions of large load on the internal combustion engine. With this configuration, because control is performed to make the mechanical compression ratio smaller and the mechanical expansion ratio at the same time larger in regions of large load on the internal combustion engine, knocking-resistant performance can be improved, increases in the temperature of exhaust gas can be minimized, and heat damage to exhaust system components can be reduced.

(57) 要約: 耐ノッキング性能を向上すると共に、排気ガスの温度の上昇を抑制できる新規な内燃機関の圧縮比調整装置を提供することにある。 内燃機関の高負荷領域において、機械圧縮比を相対的に小さくすると共に、この時の機械膨張比を相対的に大きく調整する構成とした。これによれば、内燃機関の高負荷領域において、機械圧縮比を小さくすると共に、この時の機械膨張比を大きくする制御を行なうので、耐ノッキング性能を向上すると共に、排気ガスの温度の上昇を抑制できるので、排気系部品の熱害を少なくすることができる。

WO 2017/038858 A1

— 補正された請求の範囲（条約第 19 条(1)）

明　細　書

発明の名称 ：

内燃機関の圧縮比調整装置及び内燃機関の圧縮比調整装置の制御方法

技術分野

[0001]　本発明は４サイクル式の内燃機関の圧縮比調整装置及び内燃機関の圧縮比調整装置の制御方法に係り、特にピストンの上死点や下死点の位置を変更する可変圧縮比機構を備えた内燃機関の圧縮比調整装置及び内燃機関の圧縮比調整装置の制御方法に関するものである。

背景技術

[0002]　従来の内燃機関の圧縮比調整装置としては、内燃機関の幾何学的な圧縮比、つまり機械圧縮比を可変制御する可変圧縮比機構と、実圧縮比を左右する吸排気弁の開閉時期を可変制御する可変動弁機構との制御の組み合わせによって、機関の諸性能を改善することが提案されている。例えば、特開２００２－２７６４４６号公報（特許文献１）に記載の内燃機関の圧縮比調整装置には、吸気弁閉時期を可変制御するために可変動弁機構を備えると共に、圧縮比を可変制御する可変圧縮比機構を備えている。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献1：特開２００２－２７６４４６号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004]　ところで、特許文献１の図８では圧縮上死点での機構姿勢を示している。図８の左図は、高機械圧縮比制御での圧縮上死点のピストン位置（ピストン位置はやや高い）を示し、右図は、低機械圧縮比制御での圧縮上死点のピストン位置（ピストン位置はやや低い）を示している。そして、排気上死点の位置について考察すると、高機械圧縮比制御、及び低機械圧縮比制御の両方とも、排気上死点のピストン位置は図８に示す各々の圧縮上死点のピストン

位置と一致している。

[0005] この理由は、特許文献１の可変圧縮比機構は、クランク角３６０°で1サイクルとなる機構なので、原理的に圧縮上死点のピストン位置と排気（吸気）上死点のピストン位置とは一致するからである。また、同様の理由で、吸気下死点のピストン位置と膨張下死点のピストン位置も一致する。これは、吸気下死点のピストン位置から圧縮上死点のピストン位置に至る間の圧縮ストロークと、圧縮上死点のピストン位置から膨張下死点のピストン位置に至る間の膨張ストロークも常に一致することを意味する。したがって、機械圧縮比と機械膨張比も原理的に一致するものである。

[0006] そして、このような構成の圧縮比調整装置においては、以下に述べるような不都合が生じる場合がある。

[0007] 例えば、内燃機関の高負荷領域において、耐ノッキング性能を高めるために機械圧縮比を低減しようとした場合において、機械圧縮比と機械膨張比が一致するものであるため、これに付随して機械膨張比が機械圧縮比と同じ値にまで低減してしまうことになる。その結果、内燃機関の高負荷領域で排気ガスの温度が高まり、排気マニフォルドや排気ガス浄化触媒のような排気系部品の熱害が発生しやすくなるといった課題が新たに発生するおそれがある。

[0008] 本発明の目的は、耐ノッキング性能を向上すると共に、排気ガスの温度の上昇を抑制できる新規な内燃機関の圧縮比調整装置及び内燃機関の圧縮比調整装置の制御方法を提供することにある。

課題を解決するための手段

[0009] 本発明の特徴は、内燃機関の高負荷領域において、機械圧縮比を相対的に小さくすると共に、この時の機械膨張比を相対的に大きく調整する構成とした、ところにある。

[0010] 本発明の一実施例によれば、内燃機関の高負荷領域において、機械圧縮比を小さくすると共に、この時の機械膨張比を大きくする制御を行なうので、耐ノッキング性能を向上すると共に、排気ガスの温度の上昇を抑制できるよ

うになるものである。

図面の簡単な説明

[0011] [図1]本発明に係る圧縮比調整装置の全体概略図である。

[図2]本発明に係る圧縮比調整装置の一部を断面して示す要部側面図である。

[図3]ピストン位置変更機構のフロントカバーを外した正面図であって、（Ａ）は最遅角制御状態、（Ｂ）は最進角状態を示している。

[図4]第１乃至第２の実施形態に使用される可変圧縮比機構におけるコントロールシャフト位相変換の動作を示し、圧縮上死点付近のクランクピンがほぼ真上を向いたクランクシャフト回転角度（Ｘ＝３６０°）において、（Ａ）はコントロールシャフトの偏心回転位相が制御位相αａ（例えば４３°）、（Ｂ）は制御位相αｂ（例えば７１°）、（Ｃ）は制御位相αｃ（例えば１００°）に各々制御された状態を示している。

[図5]第１の実施形態におけるクランクシャフトの回転角度との関係でのピストンの高さ位置変化を示す特性図である。

[図6]第１実施形態における可変圧縮比機構の作動説明図であって、（Ａ）～（Ｄ）は最遅角状態（制御位相αａ）にある場合のピストン位置を示し、（Ａ）は排気(吸気)上死点位置、（Ｂ）は吸気下死点位置、（Ｃ）は圧縮上死点位置、（Ｄ）は膨張下死点位置である。また、（Ｅ）～（Ｈ）は中間角状態（制御位相αｂ）にある場合のピストン位置を示し、（Ｅ）は排気(吸気)上死点位置、（Ｆ）は吸気下死点位置、（Ｇ）は圧縮上死点位置、（Ｈ）は膨張下死点位置である状態を示している。

[図7]第１の実施形態になる制御を実行する制御フローチャートである。

[図8]第２実施形態におけるクランクシャフトの回転角度との関係でのピストンの高さ位置変化を示す特性図である。

[図9]第２の実施形態における可変圧縮比機構の作動説明図であって、（Ａ）～（Ｄ）は最遅角状態（制御位相αａ）にある場合のピストン位置を示し、（Ａ）は排気(吸気)上死点位置、（Ｂ）は吸気下死点位置、（Ｃ）は圧縮上死点位置、（Ｄ）は膨張下死点位置である。また、（Ｅ）～（Ｈ）は最進角

状態（制御位相αｃ）にある場合のピストン位置を示し、（Ｅ）は排気(吸気)上死点位置、（Ｆ）は吸気下死点位置、（Ｇ）は圧縮上死点位置、（Ｈ）は膨張下死点位置である状態を示している。

[図10]第２の実施形態になる制御を実行する制御フローチャートである。

発明を実施するための形態

[0012] 以下、本発明の実施形態について図面を用いて詳細に説明するが、本発明は以下の実施形態に限定されることなく、本発明の技術的な概念の中で種々の変形例や応用例をもその範囲に含むものである。

実施例 １

[0013] 先ず、本発明の第１の実施形態について説明する。図１及び図２は可変圧縮比機構の概略の構成を示している。ここで、図1は、図２において右側から見た図となっている。

[0014] 内燃機関０１は、シリンダブロック０２内に形成されたシリンダボア０３に沿って上下方向へ往復運動するピストン２と、ピストン２の上下運動によって、ピストンピン３や可変圧縮比機構１の後述するリンク機構５を介して回転駆動するクランクシャフト４と、を備えている。図１のピストン２の冠面上に一点鎖線で示す燃焼室境界線との間に隔成された空間は気筒内容積（燃焼室容積）である。

[0015] また、燃焼室には吸気弁ＩＶと排気弁ＥＶが設けられており、図示しないカムシャフトによって開閉されている。これらの吸気弁ＩＶ、排気弁ＥＶは、ピストン２側（下側）にリフトすると、図1から分かるように、ピストン冠面に接近する。ここで、吸気弁ＩＶのリフト量を基準位置（yi＝ ye＝０）からピストン摺動方向に対してyiの位置で示し、排気弁ＥＶのリフト量を基準位置からピストン摺動方向にyeの位置で示している。この時のピストン２の位置をＹとする。尚、基準位置は、吸気弁ＩＶ及び排気弁ＥＶが共にリフトせずに閉じられている位置に対応している。なお、ここでピストン位置Ｙが、あるクランク角において、吸気弁ＩＶのyiの位置あるいは排気弁ＥＶのyeの位置まで上昇すると、ピストン冠面と吸排気弁の干渉が生じることになる

。

[0016] 可変圧縮比機構１は、複数のリンクからなるリンク機構５や、リンク機構５の姿勢を変化させるピストン位置変更機構６などから構成されている。リンク機構５は、ピストン２にピストンピン３を介して連結された第１リンクであるアッパリンク７と、アッパリンク７に第１連結ピン８を介して揺動可能に連結されると共に、クランクシャフト４のクランクピン９に回転可能に連結された第２リンクであるロアリンク１０と、ロアリンク１０に第２連結ピン１１を介して揺動可能に連結されると共にコントロールシャフト１２の偏心カム部１３に回転可能に連結された第３リンクであるコントロールリンク１４と、から構成されている。

[0017] また、クランクシャフト４の前端部には、図１及び図２に示すように、駆動回転体である小径な第１ギヤ歯車１５が固定されている一方、コントロールシャフト１２の前端部側に従動回転体である大径な第２ギヤ歯車１６が設けられ、第１ギヤ歯車１５と第２ギヤ歯車１６が噛み合ってクランクシャフト４の回転力がピストン位置変更機構６を介してコントロールシャフト１２に伝達されるようになっている。

[0018] 第１ギヤ歯車１５は、外径が第２ギヤ歯車１６の外径の約半分の大きさになっており、したがって、クランクシャフト４の回転速度は、第１ギヤ歯車１５と第２ギヤ歯車１６の外径差によってコントロールシャフト１２に半分の角速度に減速して伝達されるようになっている。コントロールシャフト１２は、ピストン位置変更機構６によって、第２ギヤ歯車１６に対する位相が変化し、つまりクランクシャフト４に対して相対回転位相が変更されるようになっている。

[0019] 図２にあるように、クランクシャフト４とコントロールシャフト１２は、シリンダブロックに設けられた共通の前後２つの軸受１７、１８によって回転自在に支持されている。また、偏心カム部１３は、コントロールリンク１４の下端部に形成された大径部にニードルベアリング１９を介して回転自在に連結されている。

[0020] ピストン位置変更機構６は、例えば先に本出願人が出願した特開２０１２－２２５２８７号公報に記載された油圧式(ベーンタイプ)の可変動弁機構と同じ構造であり、以下簡単に説明する。

[0021] すなわち、このピストン位置変更機構６は、図２及び図３（Ａ）、（Ｂ）に示すように、第２ギヤ歯車１６が固定されたハウジング２０と、ハウジング２０内に相対回転自在に収容され、コントロールシャフト１２の一端部に固定されたベーンロータ２１と、ベーンロータ２１を油圧によって正逆回転させる油圧回路２２と、を備えている。

[0022] ハウジング２０は、円筒状のハウジング本体２０ａの前端開口が円板状のフロントカバー２３によって閉塞されていると共に、後端開口が円盤状のリアカバー２４によって閉塞されている。また、ハウジング本体２０ａの内周面の周方向の約９０°位置には、４つの隔壁であるシュー２０ｂが内方に向かって突設されている。

[0023] リアカバー２４は、第２ギヤ歯車１６の中央位置に両者一体に設けられ、外周部が４本のボルト２５によってハウジング本体２０ａとフロントカバー２３に共締め固定されている。また、リアカバー２４のほぼ中央には、ベーンロータ２１の円筒部に外周に軸受される大径な軸受孔２４ａが軸方向に貫通形成されている。

[0024] ベーンロータ２１は、中央にボルト挿通孔を有する円筒状のロータ２６と、ロータ２６の外周面の周方向のほぼ９０°位置に一体に設けられた４枚のベーン２７とを備えている。ロータ２６は、前端側の小径筒部２６ａがフロントカバー２３の中央支持孔に回転自在に支持されている一方、後端側の小径な円筒部２６ｂが前記リアカバー２４の軸受孔２４ａに回転自在に支持されている。

[0025] また、ベーンロータ２１は、ロータ２６のボルト挿通孔に軸方向から挿通した固定ボルト２８によってコントロールシャフト１２の前端部に軸方向から固定されている。また、各ベーン２７は、各シュー２０ｂ間に配置されていると共に、各外面の軸方向に形成された細長い保持溝内に前記ハウジング

本体２０ａの内周面に摺接するシール部材及び該シール部材をハウジング本体内周面方向に押圧する板ばねが夫々嵌着保持されている。また、この各ベーン２７の両側と各シュー２０ｂの両側面との間に、それぞれ４つの進角室４０と遅角室４１がそれぞれ隔成されている。

[0026] 油圧回路２２は、図２に示すように、各進角室４０に対して作動油の油圧を給排する第１油圧通路２８と、各遅角室４１に対して作動油の油圧を給排する第２油圧通路２９との２系統の油圧通路を有し、この両油圧通路２８、２９には、供給通路３０とドレン通路３１とが夫々通路切換用の電磁切換弁３２を介して接続されている。供給通路３０には、オイルパン３３内の油を圧送する一方向のオイルポンプ３４が設けられている一方、ドレン通路３１の下流端がオイルパン３３に連通している。

[0027] 第１、第２油圧通路２８、２９は、フロントカバー２３側に設けられた通路構成部の内部に形成されており、各一端部が前記通路構成部のロータ２６の小径筒部２６ａから内部の支持穴内に挿通配置された円柱部３５を介して前記ロータ２６内に連通している一方、他端部が前記電磁切換弁３２に接続されている。

[0028] 第１油圧通路２８は、各進角室４０と連通する図示しない４本の分岐路とを備えている一方、第２油圧通路２９は、各遅角室４１と連通する第２油路とを備えている。電磁切換弁３２は、４ポート３位置型であって、内部の弁体が各油圧通路２８、２９と供給通路３０及びドレン通路３１とを相対的に切り替え制御するようになっていると共に、コントロールユニット３６からの制御信号によって切り替え作動されるようになっている。

[0029] そして、電磁切換弁３２の切り換え作動によって、各進角室４０と各遅角室４１に作動油を選択的に供給することによってベーンロータ２１（コントロールシャフト１２）をクランクシャフト４に対して相対回転位相を変更させるようになっている。また、各遅角室４１内には、ベーンロータ２１を遅角方向へ常時付勢する４本のコイルスプリング４２がそれぞれ装着されている。

[0030] 図４（Ａ）～（Ｃ）は第２ギヤ歯車１６とコントロールシャフト１２との相対回転位相を変化させた場合を示している。尚、この図では第１、第２ギヤ歯車１５、１６などは省略してある。この相対回転位相は、本実施形態では、前述のピストン位置変更機構６による相対回転位相変換制御により変化できるようになっているが、前記第２ギヤ歯車１６とコントロールシャフト１２（偏心カム部１３）との取り付け関係を相対的に変えることによって行うこともできる。

[0031] この図４では、図１に示す第２ギヤ歯車１６とコントロールシャフト１２の相対位相を変えない状態でクランクシャフト４を時計方向に回転して行き、クランクピン９が真上を向いた位置（クランク角Ｘ＝０°で排気（吸気）上死点付近）から更に１回転して再度クランクピン９が真上を向いた位置（Ｘ＝３６０°で圧縮上死点付近）での姿勢を示している。

[0032] このとき、図４（Ａ）では、偏心カム部１３の偏心方向は、真下方向より反時計方向に、例えば４３°変化した位置となっている。この角度位置で最も遅角した最遅角状態である。また、図４（Ｂ）では、偏心カム部１３の偏心方向は、真下方向より反時計方向に、例えば７１°変化した位置となっている。これは図４（Ａ）に比べて２８°進角した状態であり、中間角状態である。更に、図４（Ｃ）では、偏心カム部１３の偏心方向は、真下方向より反時計方向に、例えば１００°変化した位置となっている。これは図４（Ａ）に比べて５７°進角（図４（Ｂ）より更に２９°進角している）した状態であり、この角度位置で最も進角した最進角状態である。

[0033] すなわち、最も遅角している状態が図４（Ａ）であり、最も進角している状態が図４（Ｃ）であり、その中間にあるのが図４（Ｂ）である。尚、ここで偏心カム部１３の回転方向が図４（Ａ）～図４（Ｃ）では反時計方向なので、反時計方向が進角方向となっている。

[0034] ここで、例えば、図４（Ａ）に示す制御位相αａと図４（Ｃ）に示す制御位相αｃの間を変換できる位相変更機構６（ピストン位置変更機構）の作動について図３（Ａ）、（Ｂ）に基づいて説明する。

[0035] この図３は図２を左側から見た図であり、第２ギヤ歯車１６の回転方向は図３中では時計方向となる。図３（Ａ）がピストン位置変更機構６のベーンロータ２１の最遅角位置（制御位相αａと対応）を示し、図３（Ｂ）が最進角位置（制御位相αｃと対応）を示しており、この最遅角、最進角位置ともに最大拡巾のベーン２７（２７a）の両側部が隣接する各シュー２０ｂの一側面と他側面に当接してストッパ（遅角側ストッパ、進角側ストッパ）により規制されるようになっている。

[0036] ここで、ベーンロータ２１は、各コイルスプリング４２のばね力によって図３（Ａ）に示すように、最進角位置付近で機械的に安定するようになっている。つまり、デフォルト位置は最進角位置となる。そして、ピストン位置変更機構６の位相変換角αＴを、αＴ＝αｃ－αａ、例えば５７°（＝１００°－４３°）とすれば、制御位相αｃと制御位相αａの間の変換で所望の変換角αＴ（例えば、７１°）を実現できる。

[0037] 図５はピストン位置の変化特性を示している。ここで、クランク角Ｘが０°では、クランクピン９が真上に位置しており、この付近で、ピストン２の排気（吸気）上死点となっている。

[0038] クランク角Ｘが０°から時計方向に回転し始めると、排気弁リフトカーブ（ye）に示すように排気弁ＥＶは完全に閉じ、また０°前から開作動を開始していた吸気弁ＩＶの吸気弁リフトカーブ（ｙｉ）は更にリフトを増加し、吸気ポートより新気（或いは混合気）の吸入を行う。次に、クランク角Ｘが１８０°となった付近で吸気下死点となり、この付近で吸気弁ＩＶのリフトは僅かとなる。ここで、吸気上死点から吸気下死点までを吸気行程という。

[0039] 更に、クランクシャフト４が回転すると、吸気弁ＩＶは完全に閉じられると共に、筒内混合気が圧縮されて、クランク角Ｘが３６０°となった位置（クランクピン９が再度真上位置）の付近で、圧縮上死点になる。ここで、吸気下死点から圧縮上死点までを圧縮行程という。

[0040] その後、火花点火（または圧縮着火）が行なわれて燃焼が開始され、その燃焼圧がピストン２を押し下げていき、クランク角Ｘが５４０°付近で膨張

下死点となる。ここで、圧縮上死点から膨張下死点までを膨張行程という。

[0041] この膨張下死点付近で、排気弁ＥＶが開作動を開始し、ピストン２の再上昇と共に燃焼ガス（排気ガス）を排気ポートより排出し、再び排気(吸気)上死点付近であるクランク角Ｘが７２０°（＝０°）の位置（クランクピン９が真上位置）に戻る。ここで、膨張下死点から排気(吸気)上死点までを排気行程という。

[0042] 以上のように、４サイクル機関としての作動が行われ、クランク角(Ｘ)７２０°を１周期とする周期的な作動になっている。尚、特許文献１においては、クランク角（Ｘ）３６０°を1周期とする周期的な作動を行うので、ピストンストローク特性の自由度が低くなっている。これに対して、本実施形態ではクランク角(Ｘ)７２０°を１周期としているので、機械圧縮比と機械膨張比を異ならせることができる。例えば、以下に説明するように、高負荷領域で機械圧縮比＜機械膨張比の関係をとることによって、耐ノッキング性能を向上すると共に、排気ガスの温度の上昇を抑制できるようになる。

[0043] 図５において、実線は図４（Ｂ）の制御位相αｂ（中間角）でのピストンストローク特性（ピストン冠面位置変化特性）を示し、破線は図４（Ａ）の制御位相αａ（最遅角）でのピストンストローク特性（ピストン冠面位置変化特性）を示している。

[0044] 圧縮上死点でのピストン位置についてみてみると、破線で示す制御位相αａでのピストン位置（Ｙ０ａ）は比較的高い位置にあり、実線で示す制御位相αｂでのピストン位置（Ｙ０ｂ）は比較的低い位置にある。圧縮上死点での気筒内容積（Ｖ０）は、上述した各圧縮上死点位置と対応する、気筒内容積（Ｖ０ａ）、（Ｖ０ｂ）となっており、圧縮上死点でのピストン位置が高い制御位相αａでの気筒内容積（Ｖ０ａ）が、ピストン位置が低い制御位相αｂでの気筒内容積（Ｖ０ｂ）より小さい容積となっている。これによって、Ｖ０ａ＜Ｖ０ｂの関係を有していることになる。

[0045] ここで、この気筒内容積Ｖ０とは、圧縮上死点において、シリンダヘッド側の燃焼室内面形状と、ピストン２の冠面２ａの形状と、シリンダブロック

０２の内径と、図示しないヘッドガスケット内径等に囲まれた容積、つまり、圧縮上死点における気体（混合気）の容積になる。

[0046] 一方、図５において、吸気下死点でのピストン位置についてみると、破線で示す制御位相αaでのピストン位置（ＹＣａ）と、実線で示す制御位相αｂでのピストン位置（ＹＣｂ）は略同じ位置である。したがって、圧縮上死点から吸気下死点までの長さである圧縮ストローク（ＬＣ）の関係は次の通りとなる。制御位相αaでの圧縮ストローク（ＬＣa）と制御位相αｂでの圧縮ストローク（ＬＣｂ）は、ＬＣａ＞ＬＣｂの関係を有している。

[0047] 同様に、膨張下死点でのピストン位置についてみると、破線で示す制御位相αaでのピストン位置（ＹＥａ）と、実線で示す制御位相αｂでのピストン位置（ＹＥｂ）は、両者とも吸気下死点でのピストン位置（ＹＣａ）、（ＹＣｂ）よりかなり低くなっている。尚、制御位相αaでのピストン位置（ＹＥａ）に対して、制御位相αｂでのピストン位置（ＹＥｂ）はやや高い位置であるが、それでも吸気下死点のピストン位置（ＹＣｂ）、（ＹＣａ）よりかなり低くなっている。

[0048] したがって、圧縮上死点から膨張下死点までの長さである膨張ストローク（ＬＥ）の長さは、圧縮ストローク（ＬＣ）に対して両者ともかなり長くなっている。尚、制御位相αaでの膨張ストローク（ＬＥａ）と制御位相αｂでの膨張ストローク（ＬＥｂ）は、ＬＥａ＞ＬＥｂの関係を有している。

[0049] 以上のことから、制御位相αaでの圧縮ストローク（ＬＣa）と制御位相αｂでの圧縮ストローク（ＬＣｂ）と、制御位相αaでの膨張ストローク（ＬＥa）と制御位相αｂでの膨張ストローク（ＬＥｂ）とは、ＬＥａ＞ＬＥｂ＞ＬＣａ＞ＬＣｂの関係を有している。

[0050] ここで、制御位相αａでの機械圧縮比である機械圧縮比（Ｃａ）と、同機械膨張比である機械膨張比（Ｅａ）について考察する。

[0051] ボア（シリンダ内径）の面積をＳとすると、吸気下死点での気筒内容積ＶＣａは、ＶＣａ＝Ｖ０ａ+Ｓ×ＬＣａとなる。したがって、機械圧縮比（Ｃａ）＝ＶＣａ÷Ｖ０ａ＝（Ｖ０ａ+Ｓ×ＬＣａ）÷Ｖ０ａ＝１＋Ｓ×ＬＣａ÷Ｖ

０ａとなる。一方、膨張下死点での気筒内容積ＶＥａは、ＶＥａ＝Ｖ０ａ+Ｓ×ＬＥａとなる。したがって、機械膨張比Ｅａ＝ＶＥａ÷Ｖ０ａ＝（Ｖ０ａ+Ｓ×ＬＥａ）÷Ｖ０ａ＝１＋Ｓ×ＬＥａ÷Ｖ０ａとなる。

[0052] したがって、制御位相αaの場合は、図５に示すようにＬＥａ＞ＬＣａであるため、機械膨張比（Ｅａ）＞機械圧縮比（Ｃａ）となっている。ここで、相対比Ｄ＝機械膨張比Ｅ÷機械圧縮比Ｃと定義すると、制御位相αaの場合は相対比Ｄa＝Ｅａ÷Ｃａ＞1となる。

[0053] 同様に、制御位相αｂでの機械圧縮比である機械圧縮比（Ｃｂ）と、同機械膨張比である機械膨張比（Ｅｂ）について考察する。

[0054] 吸気下死点での気筒内容積ＶＣｂは、ＶＣｂ＝Ｖ０ｂ+Ｓ×ＬＣｂとなる。したがって、機械圧縮比Ｃｂ＝ＶＣｂ÷Ｖ０ｂ＝（Ｖ０ｂ+Ｓ×ＬＣb）÷Ｖ０ｂ＝１＋Ｓ×ＬＣｂ÷Ｖ０ｂとなる。一方、膨張下死点での気筒内容積ＶＥｂは、ＶＥｂ＝Ｖ０ｂ+Ｓ×ＬＥbとなる。したがって、機械膨張比Ｅｂ＝ＶＥｂ÷Ｖ０ｂ＝（Ｖ０ｂ+Ｓ×ＬＥｂ）÷Ｖ０ｂ＝１＋Ｓ×ＬＥｂ÷Ｖ０ｂとなる。

[0055] したがって、制御位相αbの場合も、図５に示すようにＬＥｂ＞ＬＣｂであるため、機械膨張比（Ｅｂ）＞機械圧縮比（Ｃｂ）となっている。相対比Ｄ＝機械膨張比Ｅ÷機械圧縮比Ｃであるため、制御位相αbの場合は相対比Ｄｂ＝Ｅb÷Ｃｂ＞1となる。

[0056] 次に制御位相αaと制御位相αｂとの対比を行うことにする。上述したように、制御位相αaの気筒内容積（Ｖ０ａ）と、制御位相αｂの気筒内容積（Ｖ０ｂ）はＶ０ａ＜Ｖ０ｂの関係を有し、同様に圧縮ストローク（ＬＣ）もＬＣａ＞ＬＣｂの関係を有しているので、上述の機械圧縮比Ｃの式により、機械圧縮比もＣａ＞Ｃｂの関係となる。また、膨張ストローク（ＬＥ）もＬＥａ＞ＬＥｂの関係を有しているので、機械膨張比もＥａ＞Ｅｂの関係となる。

[0057] したがって、制御位相αaの特性は部分負荷に適している特性と言える。すなわち、機械膨張比Ｅａが極めて大きく、これによって膨張仕事が大きくな

り、熱効率が向上して燃費性能が向上する効果を奏する。

[0058] 更に、機械圧縮比（Ｃａ）が比較的大きいので、圧縮上死点での筒内ガス温度を比較的高くできる。このため、燃焼を良好に維持でき、この観点からも部分負荷の燃費を向上できるのである。また、排気（吸気）上死点におけるピストン位置（Ｙ′０ａ）は圧縮上死点におけるピストン位置（Ｙ０ａ）より低く抑えられているので、排気（吸気）上死点での筒内容積が大きくなって、いわゆる内部ＥＧＲを増加することができ、これにより筒内ガス温度を更に高めて燃焼を改善したり、ポンプ損失を低減することで更に熱効率を高めたりできるので、部分負荷において燃費効果を一層高められる効果がある。

[0059] 一方、制御位相αｂの特性は逆に高負荷に適している特性と言える。すなわち、機械圧縮比Ｃｂが比較的小さいので、圧縮上死点での筒内ガス温度を比較的低くでき、また圧縮圧力も比較的低くできるので、いわゆるノッキング現象を抑制できる効果を奏する。尚、ここで、機械膨張比Ｅｂの方は機械圧縮比Ｃｂより高く維持されているので、膨張仕事が大きく熱効率が高く、燃費を良くすると共にトルクを高めることができる。

[0060] また、排気（吸気）上死点においては、ピストン位置（Ｙ′０ｂ）は、圧縮上死点のピストン位置（Ｙ０ｂ）とほぼ同一位置である。つまり、制御位相αａの特性のように排気上死点のピストン位置（Ｙ′０ａ）が圧縮上死点のピストン位置（Ｙ０ａ）より下がっておらず、制御位相αaのように特に排気（吸気）上死点で筒内容積が大きくなるという訳ではない。したがって、制御位相αaのように、ピストンが下がり吸気していく過程において、高温の内部ＥＧＲが特に多く筒内に残留することはないので、筒内温度も上昇する度合いが抑制されて耐ノッキング性能の悪化を抑制できるという効果を奏する。

[0061] 更に重要なことは、機械膨張比Ｅｂの方が機械圧縮比Ｃｂより高く、膨張仕事が高まることで内燃機関の熱効率が高くなることによって、内燃機関から排出される排気ガスの温度を低下でき、これによって排気マニフォルドや

排気ガス浄化触媒等の排気系部品の熱害を抑制できることである。これに加えて、排気ガス浄化触媒の熱劣化を抑制することで排気エミッションの悪化も抑制できるようになる。

[0062] ここで、仮に、特許文献１の圧縮比調整装置で機械圧縮比を下げてノッキング現象を抑制する場合を考えてみる。上述したように、特許文献１の圧縮比調整装置では機械圧縮比の低減に付随して機械膨張比も機械圧縮比と同じ値にまで低減されてしまう構成である。これにより、機関の膨張仕事が低下して熱効率が低下してしまい、燃焼エネルギは排気ガスの温度を上昇させる方に高い割合で使われてしまうようになる。

[0063] この結果、高負荷運転における高い排気ガス温度が一層上昇してしまい、排気マニフォルドや排気ガス浄化触媒等の排気系部品の熱害を促進してしまうようになる。併せて、内燃機関の熱効率の低下に伴い、さらなるトルクの低下や燃費の悪化が大きくなるという問題も生じるようになる。

[0064] 尚、ここで排気ガスの温度を低下させるために、仮に混合気における空燃比を濃くするという方法も考えられるが、この場合は更に燃費が悪化するという問題も招来する。また、耐ノッキング性能を改善するために点火時期の遅延をおこなった場合では、排気ガスの温度がさらに上昇して排気系部品への熱害が深刻になるのに加え、内燃機関の熱効率が更に低下するので、トルクや燃費の悪化が避けられないものとなる。

[0065] このように、内燃機関の高負荷領域での運転時に、特許文献１にある圧縮比調整装置で機械圧縮比を下げてノッキング現象を抑制すると、付随して機械膨張比も同じ比率にまで低下してしまうので上述したような不都合が生じる恐れが大きくものである。

[0066] これに対して、本実施形態では前述のように、内燃機関の高負荷領域での運転時に、機械圧縮比を低く、この時の機械膨張比を該機械圧縮比より大きくすることで、上述した問題を改善できるようになるものである。

[0067] 尚、説明は省略しているが、図５でＬＩａ、ＬＩｂは吸気行程の吸気ストロークを表し、ＬＯａ、ＬＯｂは排気行程の排気ストロークを表している。

[0068] 次に、制御位相αaと制御位相αｂでの燃焼サイクルの各行程における機構姿勢の変化について図６を基に説明する。これにより、図５に示すピストン位置の変化特性を説明することができる。上段に示す（Ａ）～（Ｄ）は制御位相αａ（最遅角状態）での機構姿勢の変化を示し、下段に示す（Ｅ）～（Ｈ）は制御位相αｂ（中間角状態）での機構姿勢の変化を示している。

[0069] ≪排気（吸気）上死点≫排気（吸気）上死点における偏心カム部の偏心方向（αＹ′）についてみると、（Ａ）に示す制御位相αaの偏心カム部の偏心方向（αＹ′ａ）では、コントロールリンク１４にやや近づく方向を向いている。これによりコントロールリンク１４は第２連結ピン１１を右上方にやや押し上げ、ロアリンク１０がクランクピン９を支点に時計方向に回転される。これにより、第１連結ピン８の位置はやや下がり、もってアッパリンク７によりピストン２はやや下方に引き下げられる。これによって、排気（吸気）上死点のピストン位置（Ｙ′０ａ）は圧縮上死点のピストン位置（Ｙ０ａ）よりやや低い位置（－Δa）となる。

[0070] 一方、（Ｅ）に示す制御位相αｂの偏心カム部の偏心方向（αＹ′ｂ）では、コントロールリンク１４と略直交する方向(αＹｂと同様)を向いている。これにより、排気（吸気）上死点のピストン位置（Ｙ′０ｂ）は圧縮上死点のピストン位置（Ｙ０ｂ）と略同一位置となる。そして、制御位相αａの排気（吸気）上死点であるピストン位置（Ｙ′０ａ）よりは高い位置となるのである。

[0071] ≪吸気下死点≫吸気下死点における偏心カム部の偏心方向（αＣ）についてみると、（Ｂ）に示す制御位相αａ、（Ｆ）に示す制御位相αｂの両方とも偏心カム部の偏心方向（αＣａ）、（αＣｂ）はコントロールリンク１４と反対方向を向いている。これによりコントロールリンク１４は第２連結ピン１１を左下方に引き下げ、ロアリンク１０がクランクピン９を支点に反時計方向に回転される。これにより、第１連結ピン８の位置が上がり、もってアッパリンク７によりピストン２は上方に押し上げられる。これによって、制御位相αａでの吸気下死点のピストン位置（ＹＣａ）と、制御位相αａで

の吸気下死点のピストン位置（ＹＣｂ）は比較的高い位置で略同一位置になる。ここで、ＹＣａとＹＣｂが略同一位置になるのは、コントロールリンク１４の方向とαＣの方向のなす角が、αＣａとαＣｂとで両者略一致（勝手違い配置）するからである。

[0072] ≪圧縮上死点≫圧縮上死点における偏心カム部の偏心方向（αＹ）についてみると、（Ｃ）に示す制御位相αａでは、偏心カム部の方向（αＹａ）はコントロールリンク１４からやや離れる方向を向いている。これによりコントロールリンク１４は第２連結ピン１１を左下方にやや引き下げ、ロアリンク１０がクランクピン９を支点に反時計方向に回転される。これにより、第１連結ピン８の位置は上がり、もってアッパリンク７によりピストン２は上方に押し上げられる。これによって、圧縮上死点のピストン位置（Ｙ０ａ）は比較的高い位置になる。したがって、機械圧縮比Ｃａはやや高い値となる。

[0073] 一方、（Ｇ）に示す制御位相αｂの偏心カム部の偏心方向（αＹ）では、偏心カム部の偏心方向（αＹｂ）はコントロールリンク１４にほぼ直交する方向を向いており、これにより圧縮上死点のピストン位置（Ｙ０ｂ）は比較的低い位置になる。したがって、機械圧縮比Ｃｂはやや低い値となる。なお、前述のように、吸気下死点でのＹＣａとＹＣｂとが略同一位置であり、ここで、圧縮上死点でのＹ０bはＹ０ａより低いので、前記機械圧縮比Ｃｂは前記機械圧縮比Ｃａより相対的に低い値になるのである。

[0074] ≪膨張下死点≫膨張下死点における偏心カムの偏心方向（αＥ）についてみると、（Ｄ）に示す制御位相αａ、（Ｈ）に示す制御位相αｂとも偏心カムの偏心方向（αＥ）は、コントロールリンク１４の方向を向いている。これによりコントロールリンク１４は第２連結ピン１１を右上方に押し上げ、ロアリンク１０がクランクピン９を支点に時計方向に回転される。これにより第１連結ピン８の位置は下がり、もってアッパリンク７によりピストン２は下方に引き下げられる。これによって、制御位相αａの膨張下死点のピストン位置（ＹＥａ）と、制御位相αｂの膨張下死点のピストン位置（ＹＥｂ

）は、制御位相αａの吸気下死点のピストン位置（ＹＣａ）や制御位相αｂの吸気下死点のピストン位置（ＹＣｂ）と比較して充分低い位置になる。

[0075] ここで、制御位相αｂの膨張下死点のピストン位置（ＹＥｂ）の方が、制御位相αａの膨張下死点のピストン位置（ＹＥａ）よりやや高いのは、偏心カム部の偏心方向（αＥｂ）が、偏心カム部の偏心方向（αＥａ）ほど、コントロールリンク１４の方向を向いてはおらず、少し角度がついているためである。

[0076] これらにより、制御位相αa、αｂとも機械膨張比が相対的に機械圧縮比より充分大きくなる特性が得られるようになる。また、制御位相αｂの方が制御位相αａより機械膨張比がやや低いという特性は、上述の偏心カム部の偏心方向の相違により説明できる。

[0077] 次に、上述した圧縮比調整装置を使用して運転状態に対応した具体的な制御について図７を用いて説明する。図７ではその具体的な制御フローチャート示している。

[0078] まず、ステップＳ１０で現在の機関運転状態としてアクセル踏み込み量（アクセル開度）を含む種々の運転情報を読み込む。ステップＳ１１でアクセル開度が所定開度（θ°）未満の場合は部分負荷領域（或いは低負荷領域）と判断して、ステップＳ１２に移行して上述の部分負荷領域に適した制御位相αa（高機械膨張比Ｅａ）に変更して部分負荷領域での燃費を向上する。

[0079] 一方、アクセル開度が所定開度（θ°）以上の場合は高負荷領域と判断して、ステップＳ１３に移行して上述の高負荷領域に適した制御位相αb（低機械圧縮比Ｃｂ、高機械膨張比Ｅｂ）に変更して、高負荷領域での耐ノッキング性能、エミッション性能、トルク性能、燃費などを向上する。更には、排気ガスの温度が上昇するのを抑制して、排気マニフォルドや排気ガス浄化触媒のような排気系部品の熱害が発生するのを抑制している。このような効果は、アクセル開度が略全開の最大負荷において特に顕著に得られるのである。

[0080] ここで、高負荷領域における高機械膨張比（Ｅｂ）が、部分負荷領域にお

ける高機械膨張比（Ｅａ）よりやや低いのは、高負荷領域におけるピストンの耐焼き付き性を考慮したものである。すなわち、高負荷領域ではピストンに作用する燃焼圧や温度負荷が上昇するので、膨張行程における膨張ストローク（ＬＥｂ）や機械膨張比（Ｅｂ）が仮に過度に増加したとすると、燃焼圧を受けた状態でのピストン摺動長さ（摺動速度）が増加し耐焼き付き性が悪化する懸念がこの高負荷領域において、あるためである。

[0081] そこで、膨張ストローク（ＬＥｂ）や機械膨張比（Ｅｂ）は、部分負荷領域における膨張ストローク（ＬＥａ）や機械膨張比（Ｅａ）よりやや小さく設定している。言い換えれば、ピストンの焼き付きの懸念の少ない部分負荷領域では、膨張ストローク（ＬＥａ）や機械膨張比（Ｅａ）をより大きく設定して、膨張仕事を高めて、燃費効果を高めることができる。このような燃費効果は、前述のアクセル所定開度（θ°）を全開付近まで大きく設定すれば、より広い運転領域において得られ、実用運転における燃費を一層改善できるのである。

[0082] 以上述べた通り本実施形態では、部分負荷領域に比べて高負荷領域では、機械圧縮比を相対的に小さくすると共に、この時の高負荷領域での機械膨張比を高負荷領域での機械圧縮比より相対的に大きく調整する構成としたものである。これによれば、内燃機関の高負荷領域において、機械圧縮比を小さくすると共に、この時の機械膨張比を機械圧縮比より大きくする制御を行なうので、耐ノッキング性能を向上すると共に、排気ガスの温度の上昇を抑制できるようになるものである。

実施例 2

[0083] 次に、本発明の第２の実施形態について説明する。第１の実施形態では部分負荷領域と高負荷領域で、制御位相αａ（最遅角）と制御位相αｂ（中間角）の制御を行なったが、本実施形態では、更に過給などにより機関負荷（機関トルク）がさらに大きくなり得る場合の例を示している。以下、第２の実施形態について図８～図１０を用いて説明する。

[0084] 本実施形態では、内燃機関の更に高い負荷領域では偏心カム部を更に進角

側の制御位相αｃ（最進角、例えば１００°）まで進角させるものである。特に、ターボチャージャーやスーパーチャージャー等の過給機を備えた内燃機関で、高過給時においても、耐ノッキング性能を向上すると共に、排気ガスの温度の上昇を抑制できるようにしたものである。

[0085] 図８には、図５に示したピストン位置変化特性（制御位相αａ、αｂ）に加えて、制御位相αｃ（最進角）でのピストン位置変化特性を併せて示している。ここで、図８において、破線は制御位相αａを示し、細い実線は制御位相αｂを示し、太い実線は本実施形態で追加される制御位相αｃを示している。

[0086] 制御位相αｃの特性では、制御位相αbの特性（細線）に対し、圧縮上死点のピストン位置（Ｙ０ｂ）からピストン位置（Ｙ０ｃ）へと更に低下させている。つまり、制御位相αbより更に低機械圧縮比（Ｃｃ）として耐ノッキング性能を更に向上させている。また、排気（吸気）上死点のピストン位置（Ｙ´０ｂ）からピストン位置（Ｙ´０ｃ）へと更に高くしている。つまり、排気（吸気）上死点での気筒内容積を更に減少させて、高温の内部ＥＧＲを更に低減して耐ノッキング性能を更に向上させているものである。

[0087] このように、本実施形態では圧縮上死点のピストン位置（Ｙ０ｃ）が相対的に低く、排気（吸気）上死点のピストン位置（Ｙ´０ｃ）が相対的に高くなっている。一方、吸気下死点のピストン位置（ＹＣｃ）は、制御位相αａのピストン位置（ＹＣａ）や制御位相αｂのピストン位置（ＹＣｂ）より低くなっている。これに加えて、上述したように排気（吸気）上死点のピストン位置（Ｙ´０ｃ）が高くなっている。その結果、制御位相αｃの吸気ストローク（Ｌｉｃ）は、制御位相αｂの吸気ストローク（Ｌｉｂ）以上に大きくなっており、この吸気ストローク増大による吸入空気量の増大により、更なるトルク向上の効果を得ることができる。

[0088] 次に、制御位相αａと制御位相αｃでの燃焼サイクルの各行程における機構姿勢の変化について図９を基に説明する。これにより、図８に示すピストン位置の変化特性を説明することができる。上段に示す（Ａ）～（Ｄ）は制

御位相αａ（最遅角状態）での機構姿勢の変化を示し、下段に示す（Ｅ）～（Ｈ）は制御位相αｃ（最進角角状態）での機構姿勢の変化を示している。

[0089] 制御位相αｃでの特性は制御位相αｂでの特性に近いが、制御位相αｂが使用される高負荷領域より更に大きな高負荷領域（高過給圧領域）での使用を考慮した特性となっている。尚、図９に示す制御位相αａは図６に示すものと同じであるので、その説明は省略する。また、本実施形態は制御位相αｂより更に進角方向に制御するので、以下の説明では、制御位相αｂとの比較についても併せ説明している。

[0090] ≪排気（吸気）上死点≫排気（吸気）上死点における偏心カムの偏心方向（αＹ´）についてみると、図９（Ｅ）での制御位相αｃの偏心方向（αＹ´ｃ）に示すように、図６（Ｅ）に示す制御位相αｂの偏心方向（αＹ´ｂ）よりコントロールリンク１４からやや離れる方向にシフトする。これによりコントロールリンク１４は第２連結ピン１１を左下方にやや引き下げ、ロアリンク１０がクランクピン９を支点に反時計方向に回転される。これにより第１連結ピン８の位置は上がり、もってアッパリンク７によりピストン２は上方に押し上げられる。これによって、排気（吸気）上死点のピストン位置（Ｙ´０ｃ）は制御位相αｂのピストン位置（Ｙ´０ｂ）よりも高くなり、これによって排気（吸気）上死点における気筒内容積は更に小さくなるのである。これにより、内部ＥＧＲを更に低減できるのである。

[0091] ≪吸気下死点≫吸気下死点における偏心カムの偏心方向（αＣ）についてみると、図９（Ｆ）での制御位相αｃの偏心方向（αＣｃ）に示すように、図６（Ｆ）に示す制御位相αｂの偏心方向（αＣｂ）と比較すると、制御位相αｃの偏心方向（αＣｃ）はコントロールリンク１４にやや近づく方向にシフトする。これによりコントロールリンク１４は第２連結ピン１１を右上方にやや押し上げ、ロアリンク１０がクランクピン９を支点に時計方向に回転される。これにより第１連結ピン８の位置は下がり、もってアッパリンク７によりピストン２は下方に引き下げられる。これによって、吸気下死点のピストン位置（ＹＣｃ）は、制御位相αａのピストン位置（ＹＣａ）及び制

御位相αｂのピストン位置（ＹＣｂ）より低くなる。このピストン位置の下降と上述した排気（吸気）上死点でのピストン位置（Ｙ´０ｃ）の上昇により、吸気ストローク（ＬＩｃ）が増加するようになる。

[0092] ≪圧縮上死点≫圧縮上死点における偏心カムの偏心方向（αＹ）についてみると、図９（Ｇ）での制御位相αｃの偏心方向（αＹｃ）に示すように、図６（Ｇ）に示す制御位相αｂの偏心方向（αＹｂ）と比較すると、制御位相αｃの偏心方向（αＹｃ）はコントロールリンク１４に近づく方向にシフトする。これによりコントロールリンク１４は第２連結ピン１１を右上方にやや押し上げ、ロアリンク１０がクランクピン９を支点に時計方向に回転される。これにより第１連結ピン８の位置は下がり、もってアッパリンク７によりピストン２は下方に引き下げられる。これによって、圧縮上死点のピストン位置（Ｙ０ｃ）は制御位相αｂのピストン位置（Ｙ０ｂ）より低くなり、機械圧縮比（Ｃｃ）は制御位相αｂの機械圧縮比（Ｃｂ）より低い値になる。

[0093] ≪膨張下死点≫膨張下死点における偏心カムの偏心方向（αＥ）についてみると、図９（Ｈ）での制御位相αｃの偏心方向（αＥｃ）に示すように、図６（Ｈ）に示す制御位相αｂの偏心方向（αＥｂ）と比較すると、制御位相αｃの偏心方向（αＥｃ）はコントロールリンク１４から離れる方向にシフトする。これによりコントロールリンク１４は第２連結ピン１１を左下方にやや引き下げ、ロアリンク１０がクランクピン９を支点に反時計方向に回転される。これにより第１連結ピン８の位置は上がり、もってアッパリンク７によりピストン２は上方に押し上げられる。この結果、膨張下死点のピストン位置（ＹＥｃ）はやや上昇する。これによって、前述の圧縮上死点位置（Ｙ０ｃ）の低下と相まって膨張ストローク（ＬＥｃ）は制御位相αｂの膨張ストローク（ＬＥｂ）よりやや減少し、同様に機械膨張比（Ｅｃ）も制御位相αｂの機械膨張比（Ｅｂ）よりやや減少する。しかしながら、この膨張ストローク（ＬＥｃ）も圧縮ストローク（ＬＣｃ）よりは充分長くなっており、また機械膨張比（Ｅｃ）も機械圧縮比（Cc）よりは充分大きくなってい

るのは上述の通りである。

[0094] このような構成によって、図８の制御位相αｃに示す特性となるものである。すなわち、図８に示す制御位相αｃのピストン位置変化特性は、図９に示すコントロールカムの偏心位相の違いによるリンク姿勢の違いにより生み出されるのである。

[0095] 次に、上述した圧縮比調整装置を使用して運転状態に対応した具体的な制御について図１０を用いて説明する。図１０ではその具体的な制御フローチャート示している。

[0096] 本実施形態では、ターボチャージャーやスーパーチャージャーなどの過給機が装着された内燃機関に適用されている。尚、一般的に過給機には動作応答遅れがあり、過給圧の上昇が遅れる現象があり、これを考慮した制御フローとなっている。

[0097] まず、ステップＳ２０で現在の機関運転状態としてアクセル踏み込み量（アクセル開度）を含む種々の運転情報を読み込む。ステップＳ２１でアクセル開度が所定開度（θ°）未満の場合は部分負荷領域と判断して、ステップＳ２２に移行して上述の部分負荷領域に適した制御位相αａ（高機械圧縮比Ｃａ、著しい高機械膨張比Ｅａ）に変更して部分負荷領域での燃費を向上する。

[0098] 一方、アクセル開度が所定開度（θ°）以上の場合は高負荷領域と判断して、ステップＳ２３に移行して、過給圧をインテークマニフォルド圧などから読み込む。また、ステップＳ２３では、過給圧が所定の圧力（Ｐ）未満の場合は、高負荷ではあるが過度な高負荷条件ではないと判断してステップＳ２４に移行する。ステップＳ２４では高負荷領域に適した制御位相αｂ（低機械圧縮比Ｃｂ、高機械膨張比Ｅｂ）に変更して、高負荷領域での耐ノッキング性能、エミッション性能、トルク性能、燃費などを向上する。更には、排気ガスの温度が上昇するのを抑制して、排気マニフォルドや排気ガス浄化触媒のような排気系部品の熱害が発生するのを抑制している。

[0099] ステップＳ２３で過給圧が所定の圧力（Ｐ）以上とされた場合は、過度の

高負荷領域であると判断してステップＳ２５に移行して制御位相αcに変更する。この制御位相αcでは、機械圧縮比（Ｃｃ）は、ステップＳ２４で実施される制御位相αｂでの機械圧縮比（Ｃｂ）より更に低くなっている。このため、気筒内の圧力や温度が高い高過給圧時でも効果的にノッキングを抑制でき、耐ノッキング性能を向上することができる。また、排気（吸気）上死点での気筒内容積が制御位相αｂの場合より小さいので、高温の内部ＥＧＲを更に低減することができ、その観点からも耐ノッキング性能を更に向上できるものである。

[0100] 更に、吸入ストローク（ＬＩｃ）が制御位相αｂの吸入ストローク（ＬＩｂ）より長くなるので、吸入空気量をその分増加できて過度な高負荷時に要求される機関トルクを高めることができる。また、膨張ストローク（ＬＥｃ）が圧縮ストローク（ＬＣｃ）に対して長くなっているので、機械膨張比（Ｅｃ）が機械圧縮比（Ｃｃ）より充分大きくでき、内燃機関から排出される排気ガスの温度が上昇するのを抑制できる。これによって、過度な高負荷領域における排気マニフォルドの熱害を防止したり、排気ガス浄化触媒の熱劣化を防止できることは、第１の実施形態の場合と同様である。

[0101] 尚、膨張ストローク（ＬＥｃ）が制御位相αｂの膨張ストローク（ＬＥｂ）よりはやや短くなり、機械膨張比（Ｅｃ）も制御位相αｂの機械膨張比（Ｅｂ）よりやや低下している。これは過度の高負荷時には、ピストンに作用する燃焼圧や温度負荷が更に上昇するので、膨張行程における膨張ストローク（ＬＥｃ）や機械膨張比（Ｅｃ）が仮に過度に高かったとすると、燃焼圧を受ける膨張行程でのピストン摺動長さ（摺動速度）が増加して耐焼き付き性が悪化する懸念がある。

[0102] そこで、膨張ストローク（ＬＥｃ）や機械膨張比（Ｅｃ）は、過給圧が所定の圧力Ｐ未満の高負荷時における膨張ストローク（ＬＥｂ）や機械膨張比（Ｅｂ）よりやや小さく設定しているものである。言い換えれば、負荷が低下していくほど、上述したピストン焼き付きの懸念が薄らぐので、膨張ストロークを「（ＬＥｃ）＜（ＬＥｂ）＜（ＬＥａ）」の関係を持たせ、更に機

械膨張比も「（Ｅｃ）＜（Ｅｂ）＜（Ｅａ）」の関係を持たせて高めていき、燃費効果を高めているものである。

[0103] 上述した実施形態では1気筒の内燃機関を示しているが、２気筒、３気筒、４気筒、及び６気筒等の多気筒内燃機関に適用することは当然のことである。この場合、直列エンジンであれば全気筒のピストン作動特性を単一の位相変更機構（可変圧縮比機構の一部）によって、Ｖ型エンジンであれば一対の位相変更機構によって調整でき、これらによって全気筒を所望の機械圧縮比、機械膨張比に制御することが可能である。

[0104] また、実施形態で示した従／駆動回転体（可変圧縮比機構の一部）としては、本発明の主旨から逸脱しない範囲で他の適切な従／駆動回転体を採用することができる。例えば、クランク軸の回転を半分の角速度に減速して偏心カムに伝える減速機構として、一対の減速ギヤプーリの例を本実施形態では示したがこれに限定されるものではない。

[0105] また、本実施形態では、クランク軸の回転方向と偏心カムの回転方向が逆方向になるが、同方向としても良いものである。例えば、クランク側プーリの回転をタイミングベルト（タイミングチェーン）を介して、半分の角速度に減速して、偏心コントロールカム側プーリに伝達するようにしても良いものである。この場合は、クランク軸の回転方向と偏心コントロールカムの回転方向が同方向となり、クランク軸回転（横軸）に対するピストン位置変化特性（縦軸）は左右に裏返るが、動作的には同じである。

[0106] 尚、本発明は上記した実施形態に限定されるものではなく、様々な変形例が含まれる。例えば、上記した実施形態は本発明を分かりやすく説明するために詳細に説明したものであり、必ずしも説明した全ての構成を備えるものに限定されるものではない。また、ある実施形態の構成の一部を他の実施形態の構成に置き換えることが可能であり、また、ある実施形態の構成に他の実施形態の構成を加えることも可能である。また、各実施形態の構成の一部について、他の構成の追加・削除・置換をすることが可能である。

[0107] 例えば、リンク機構（可変圧縮比機構の一部）については、実施例に示し

た具体例に限られる訳ではなく、ピストンのストローク位置の特性を同様に変化できる機構であれば異なったリンク機構であっても構わない。

[0108] 以上、本発明の幾つかの実施形態のみを説明したが、本発明の新規の教示や利点から実質的に外れることなく例示の実施形態に、多様な変更または改良を加えることが可能であることが当業者には容易に理解できるであろう。従って、その様な変更または改良を加えた形態も本発明の技術的範囲に含むことを意図する。上記実施形態を任意に組み合わせても良い。

[0109] 本願は、２０１５年９月３日付出願の日本国特許出願第２０１５－１７３６６０号に基づく優先権を主張する。２０１５年９月３日付出願の日本国特許出願第２０１５－１７３６６０号の明細書、特許請求の範囲、図面、及び要約書を含む全開示内容は、参照により本願に全体として組み込まれる。

符号の説明

[0110] ０１…内燃機関、０２…シリンダブロック、０３…ボア、１…ピストン位置可変機構、２…ピストン、３…ピストンピン、４…クランクシャフト、５…リンク機構、６…位相変更機構、７…アッパリンク(第１リンク)、８…第１連結ピン、９…クランクピン、１０…ロアリンク(第２リンク)、１１…第２連結ピン、１２…コントロールシャフト、１３…偏心カム部、１４…コントロールリンク(第３リンク)、１５…第１ギヤ歯車(駆動回転体)、１６…第２ギヤ歯車(従動回転体)。

請求の範囲

[請求項1] 内燃機関の圧縮比調整装置であって、該圧縮比調整装置は、

４サイクル式の内燃機関におけるピストンのストローク位置を変化させることで、該内燃機関の機械圧縮比及び機械膨張比を変更可能な可変圧縮比機構を備え、

前記可変圧縮比機構は、前記内燃機関の高負荷領域において、前記機械圧縮比を相対的に小さくすると共に、この時の前記機械膨張比を相対的に大きく設定することを特徴とする内燃機関の圧縮比調整装置。

[請求項2] 請求項１に記載の内燃機関の圧縮比調整装置において、

前記可変圧縮比機構は、前記内燃機関の高負荷領域における前記機械圧縮比を、前記内燃機関の部分負荷領域における前記機械圧縮比より小さく設定すると共に、前記内燃機関の高負荷領域における前記機械膨張比を、前記内燃機関の部分負荷領域における前記機械膨張比より小さく設定することを特徴とする内燃機関の圧縮比調整装置。

[請求項3] 請求項２に記載の内燃機関の圧縮比調整装置において、

前記可変圧縮比機構は、前記内燃機関の高負荷領域において、排気（吸気）上死点のピストン位置を圧縮上死点のピストン位置より高く設定することを特徴とする内燃機関の圧縮比調整装置。

[請求項4] 請求項３に記載の内燃機関の圧縮比調整装置において、

前記可変圧縮比機構は、前記内燃機関の高負荷領域における圧縮上死点の前記ピストン位置を、前記内燃機関の部分荷領域における圧縮上死点の前記ピストン位置より低く設定することを特徴とする内燃機関の圧縮比調整装置。

[請求項5] 請求項３に記載の内燃機関の圧縮比調整装置において、

前記可変圧縮比機構は、前記内燃機関の高負荷領域における膨張下死点の前記ピストン位置を、前記内燃機関の部分荷領域における膨張下死点の前記ピストン位置より高く設定することを特徴とする内燃機

関の圧縮比調整装置。

[請求項6] 請求項３に記載の内燃機関の圧縮比調整装置において、

前記可変圧縮比機構は、前記内燃機関の高負荷領域における排気（吸気）上死点の前記ピストン位置を、前記内燃機関の部分負荷領域における排気（吸気）上死点の前記ピストン位置より高く設定することを特徴とする内燃機関の圧縮比調整装置。

[請求項7] 請求項３に記載の内燃機関の圧縮比調整装置において、

前記可変圧縮比機構は、前記内燃機関の高負荷領域における吸気下死点の前記ピストン位置を、前記内燃機関の部分負荷領域における吸気下死点の前記ピストン位置とほぼ同じに設定することを特徴とする内燃機関の圧縮比調整装置。

[請求項8] 内燃機関の圧縮比調整装置であって、該圧縮比調整装置は、

４サイクル式の内燃機関におけるピストンのストローク位置を変化させることで、該内燃機関の機械圧縮比及び機械膨張比を変更可能な可変圧縮比機構を備え、

前記可変圧縮比機構は、アクセル開度が所定開度以上において、圧縮ストロークに対して膨張ストロークが大きいことを特徴とする内燃機関の圧縮比調整装置。

[請求項9] 請求項８に記載の内燃機関の圧縮比調整装置において、

前記可変圧縮比機構は、前記内燃機関の高負荷領域における前記ピストンの圧縮ストロークが、前記内燃機関の部分負荷領域における前記ピストンの圧縮ストロークより小さく、前記内燃機関の高負荷領域における前記ピストンの膨張ストロークが、前記内燃機関の部分負荷領域における前記ピストンの膨張ストロークより小さいことを特徴とする内燃機関の圧縮比調整装置。

[請求項10] 請求項９に記載の内燃機関の圧縮比調整装置において、

前記可変圧縮比機構は、前記内燃機関の高負荷領域において、吸入ストロークを圧縮ストロークより大きく設定可能なことを特徴とする

内燃機関の圧縮比調整装置。

[請求項11] 請求項１０に記載の内燃機関の圧縮比調整装置において、

前記可変圧縮比機構は、前記内燃機関の高負荷領域において、排気（吸気）上死点のピストン位置が圧縮上死点のピストン位置より高いことを特徴とする内燃機関の圧縮比調整装置。

[請求項12] 内燃機関の圧縮比調整装置の制御方法であって、

前記圧縮比調整装置は、自動車用の４サイクル内燃機関における機械圧縮比と機械膨張比を異なって変更でき、

前記制御方法は、

アクセル開度が所定の開度以上か否かを判定し、前記所定のアクセル開度以上と判断された場合に前記内燃機関の高負荷領域と判断し、前記所定のアクセル開度より低いと判断された場合に前記内燃機関の部分負荷領域と判断し、

前記内燃機関の高負荷領域と判断した場合には、前記機械圧縮比を前記内燃機関の部分負荷領域における前記機械圧縮比より小さく制御すると共に、前記機械膨張比を前記内燃機関の部分負荷領域における前記機械膨張比より小さく制御することを特徴とする内燃機関の圧縮比調整装置の制御方法。

補正された請求の範囲
[2016年12月27日 (27.12.2016) 国際事務局受理]

［請求項１］（補正後）　内燃機関の圧縮比調整装置であって、該圧縮比調整装置は、

４サイクル式の内燃機関におけるピストンのストローク位置を変化させることで、該内燃機関の機械圧縮比及び機械膨張比を変更可能な可変圧縮比機構を備え、

前記可変圧縮比機構は、前記内燃機関の高負荷領域において、前記機械圧縮比を相対的に小さくすると共に、この時の前記機械膨張比を相対的に大きく設定し、

前記内燃機関の部分負荷領域において、前記機械圧縮比を最大付近まで大きくしたときの膨張下死点ピストン位置を可変範囲において最も低い位置になる様に機械的に構成されたことを特徴とする内燃機関の圧縮比調整装置。

［請求項２］　請求項１に記載の内燃機関の圧縮比調整装置において、

前記可変圧縮比機構は、前記内燃機関の高負荷領域における前記機械圧縮比を、前記内燃機関の部分負荷領域における前記機械圧縮比より小さく設定すると共に、前記内燃機関の高負荷領域における前記機械膨張比を、前記内燃機関の部分負荷領域における前記機械膨張比より小さく設定することを特徴とする内燃機関の圧縮比調整装置。

［請求項３］　請求項２に記載の内燃機関の圧縮比調整装置において、

前記可変圧縮比機構は、前記内燃機関の高負荷領域において、排気（吸気）上死点のピストン位置を圧縮上死点のピストン位置より高く設定することを特徴とする内燃機関の圧縮比調整装置。

［請求項４］　請求項３に記載の内燃機関の圧縮比調整装置において、

前記可変圧縮比機構は、前記内燃機関の高負荷領域におけ

る圧縮上死点の前記ピストン位置を、前記内燃機関の部分荷領域における圧縮上死点の前記ピストン位置より低く設定することを特徴とする内燃機関の圧縮比調整装置。

［請求項５］　請求項３に記載の内燃機関の圧縮比調整装置において、

前記可変圧縮比機構は、前記内燃機関の高負荷領域における膨張下死点の前記ピストン位置を、前記内燃機関の部分荷領域における膨張下死点の前記ピストン位置より高く設定することを特徴とする内燃機関の圧縮比調整装置。

［請求項６］　請求項３に記載の内燃機関の圧縮比調整装置において、

前記可変圧縮比機構は、前記内燃機関の高負荷領域における排気（吸気）上死点の前記ピストン位置を、前記内燃機関の部分負荷領域における排気（吸気）上死点の前記ピストン位置より高く設定することを特徴とする内燃機関の圧縮比調整装置。

［請求項７］　請求項３に記載の内燃機関の圧縮比調整装置において、

前記可変圧縮比機構は、前記内燃機関の高負荷領域における吸気下死点の前記ピストン位置を、前記内燃機関の部分負荷領域における吸気下死点の前記ピストン位置とほぼ同じに設定することを特徴とする内燃機関の圧縮比調整装置。

［請求項８］　内燃機関の圧縮比調整装置であって、該圧縮比調整装置は、

４サイクル式の内燃機関におけるピストンのストローク位置を変化させることで、該内燃機関の機械圧縮比及び機械膨張比を変更可能な可変圧縮比機構を備え、

前記可変圧縮比機構は、アクセル開度が所定開度以上において、圧縮ストロークに対して膨張ストロークが大きいことを特徴とする内燃機関の圧縮比調整装置。

［請求項９］　請求項８に記載の内燃機関の圧縮比調整装置において、

前記可変圧縮比機構は、前記内燃機関の高負荷領域におけ

る前記ピストンの圧縮ストロークが、前記内燃機関の部分負荷領域における前記ピストンの圧縮ストロークより小さく、前記内燃機関の高負荷領域における前記ピストンの膨張ストロークが、前記内燃機関の部分負荷領域における前記ピストンの膨張ストロークより小さいことを特徴とする内燃機関の圧縮比調整装置。

［請求項１０］　請求項９に記載の内燃機関の圧縮比調整装置において、

前記可変圧縮比機構は、前記内燃機関の高負荷領域において、吸入ストロークを圧縮ストロークより大きく設定可能なことを特徴とする内燃機関の圧縮比調整装置。

［請求項１１］　請求項１０に記載の内燃機関の圧縮比調整装置において、

前記可変圧縮比機構は、前記内燃機関の高負荷領域において、排気（吸気）上死点のピストン位置が圧縮上死点のピストン位置より高いことを特徴とする内燃機関の圧縮比調整装置。

［請求項１２］（補正後）　内燃機関の圧縮比調整装置の制御方法であって、

前記圧縮比調整装置は、自動車用の４サイクル内燃機関における機械圧縮比と機械膨張比を異なって変更でき、

前記制御方法は、

アクセル開度が所定の開度以上か否かを判定し、前記所定のアクセル開度以上と判断された場合に前記内燃機関の高負荷領域と判断し、前記所定のアクセル開度より低いと判断された場合に前記内燃機関の部分負荷領域と判断し、

前記内燃機関の高負荷領域と判断した場合には、前記機械圧縮比を前記内燃機関の部分負荷領域における前記機械圧縮比より小さく制御すると共に、前記機械膨張比を前記内燃機関の部分負荷領域における前記機械膨張比より小さく制御し、

前記内燃機関の部分負荷領域と判断した場合には、前記機

械圧縮比を前記内燃機関の高負荷領域における前記機械圧縮比より相対的に大きくすると共に、この時の前記機械膨張比を前記内燃機関の高負荷領域における前記機械膨張比より相対的に大きく制御し、前記機械圧縮比を最大付近まで大きくしたときの膨張下死点ピストン位置を可変範囲において最も低い位置に制御することを特徴とする内燃機関の圧縮比調整装置の制御方法。

［請求項１３］（追加）　請求項１記載の内燃機関の圧縮比調整装置において、

前記圧縮比調整装置は、

前記ピストンにピストンピンを介して連結された第１リンクと、

前記第１リンクに第１連結ピンを介して揺動可能に連結され、かつ、クランクシャフトに回転可能に連結された第２リンクと、

前記クランクシャフトの半分の角速度で回転するコントロールシャフトと、

前記第２リンクに第２連結ピンを介して連結され、かつ、前記コントロールシャフトの偏心カムに回転可能に連結された第３リンクと、

前記クランクシャフトと前記コントロールシャフトとの相対位相を変化可能な相対位相可変機構と、

を有し、

該相対位相可変機構を前記機械圧縮比の可変範囲における最大付近まで大きくした位置に制御した際に、膨張下死点における前記偏心カムの偏心方向が前記第２リンクに最も近づいていることを特徴とする内燃機関の圧縮比調整装置。

［請求項１４］（追加）　請求項１２記載の内燃機関の圧縮比調整装置の制御方法において、

前記圧縮比調整装置は、

前記ピストンにピストンピンを介して連結された第１リンクと、

前記第１リンクに第１連結ピンを介して揺動可能に連結され、かつ、クランクシャフトに回転可能に連結された第２リンクと、

前記クランクシャフトの半分の角速度で回転するコントロールシャフトと、

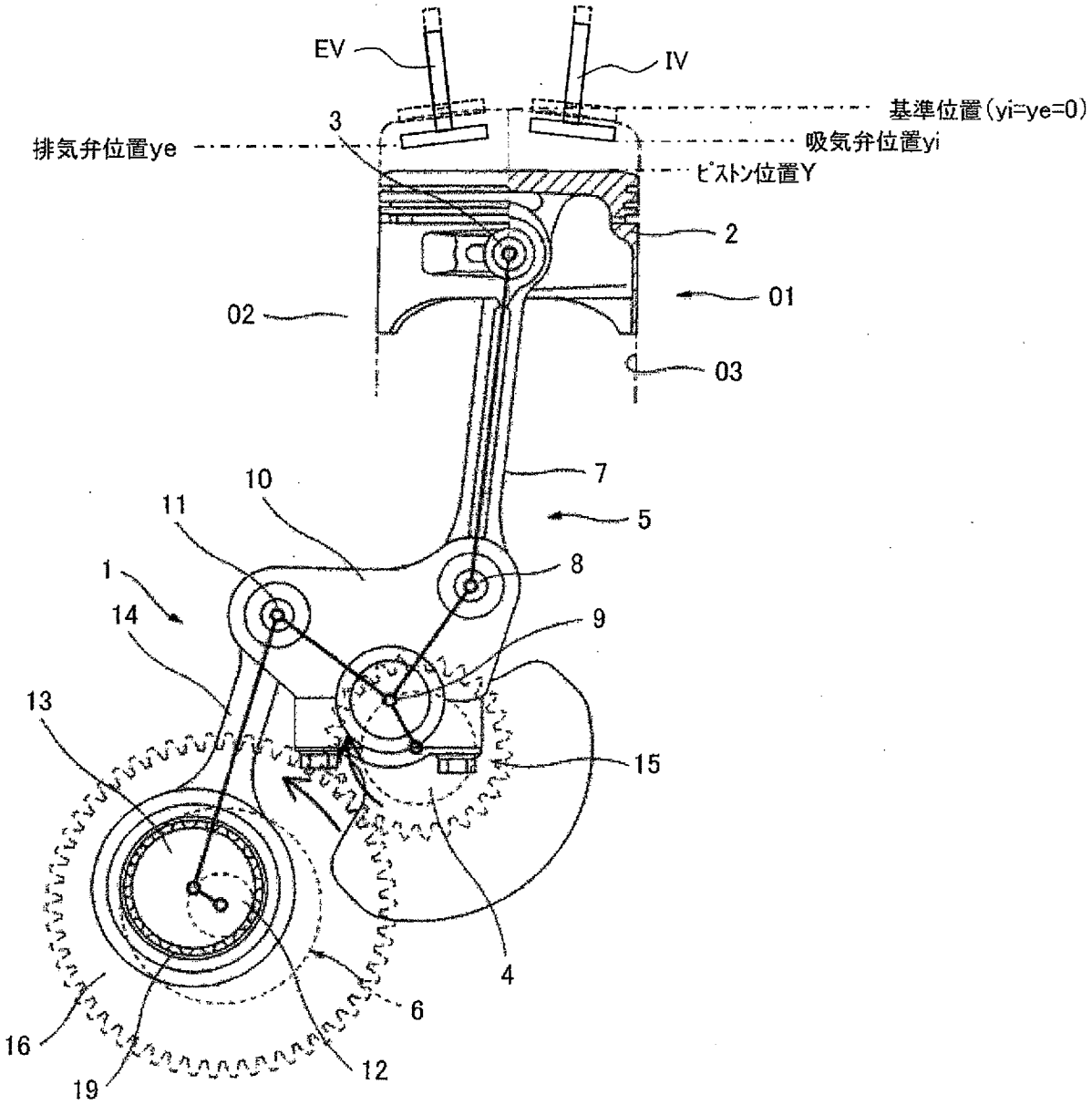
前記第２リンクに第２連結ピンを介して連結され、かつ、前記コントロールシャフトの偏心カムに回転可能に連結された第３リンクと、

前記クランクシャフトと前記コントロールシャフトとの相対位相を変化可能な相対位相可変機構と、

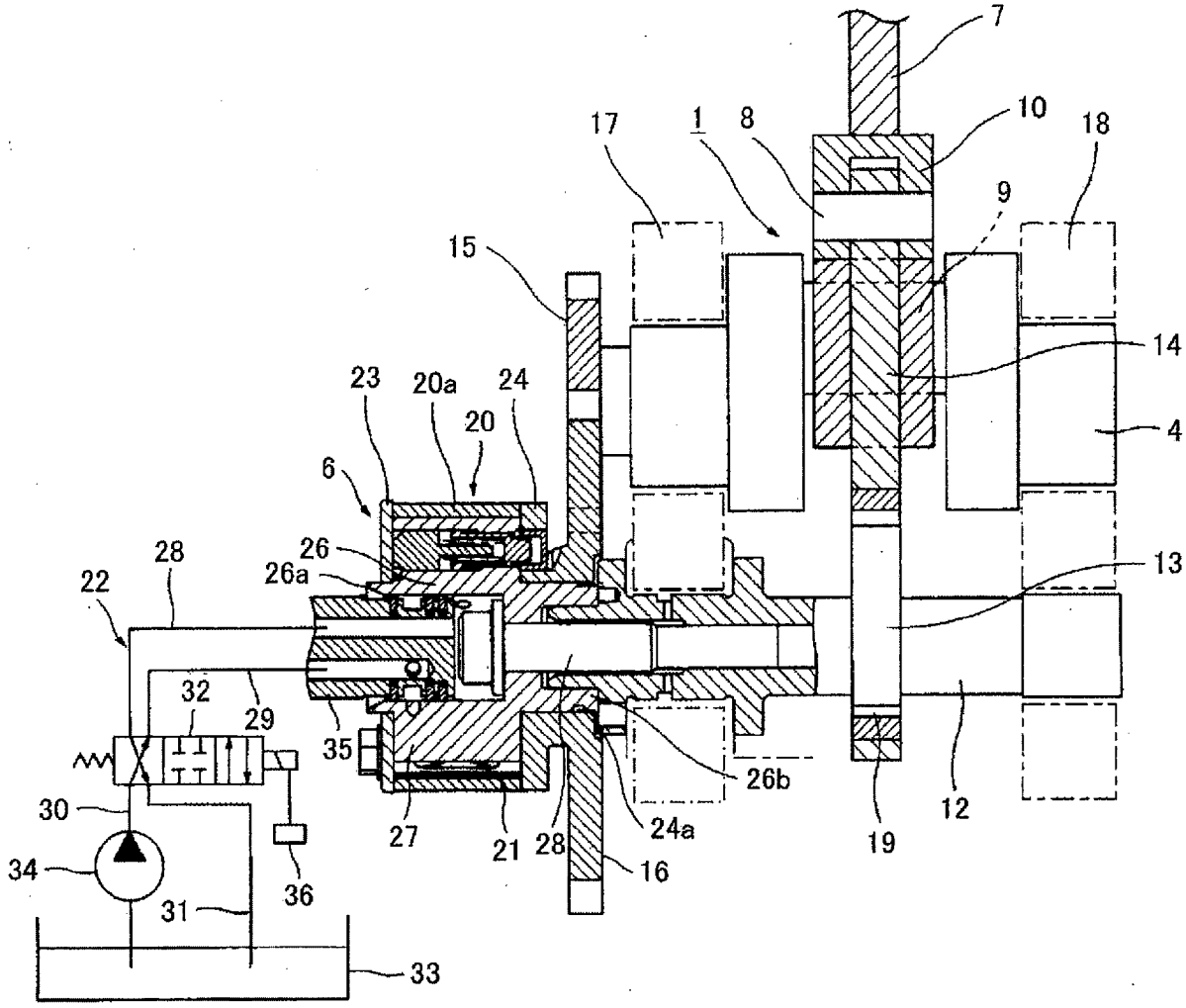
を有し、

該相対位相可変機構を前記機械圧縮比の可変範囲における最大付近まで大きくした位置に制御した際に、膨張下死点における前記偏心カムの偏心方向が前記第２リンクに最も近づくように制御することを特徴とする内燃機関の圧縮比調整装置の制御方法。

[図1]

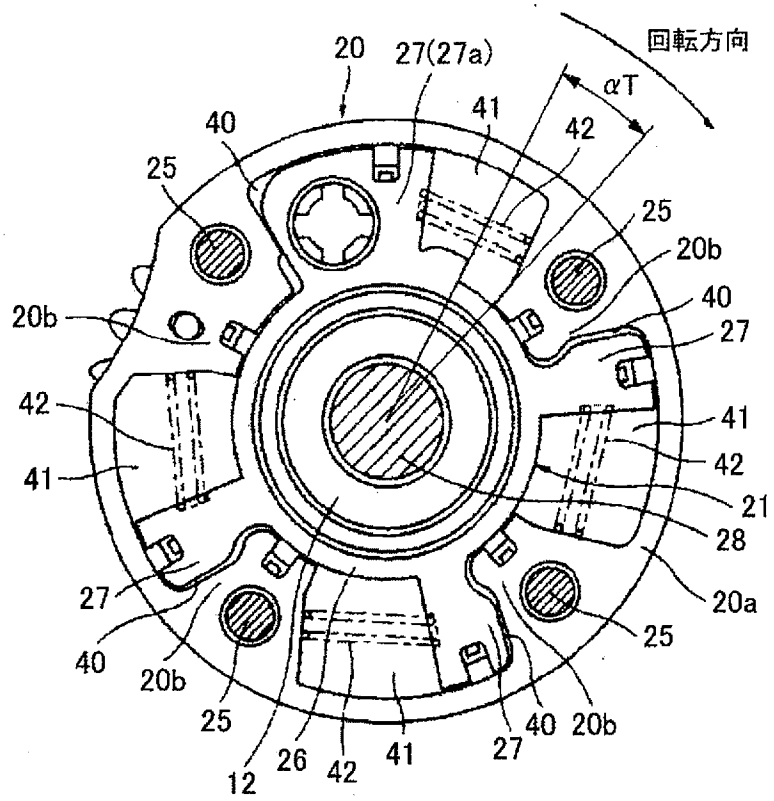

EV
IV
基準位置(yi=ye=0)
排気弁位置ye
吸気弁位置yi
ピストン位置Y
3
2
01
02
03
7
10
11
5
1
8
14
9
13
15
4
6
16
12
19

[図2]

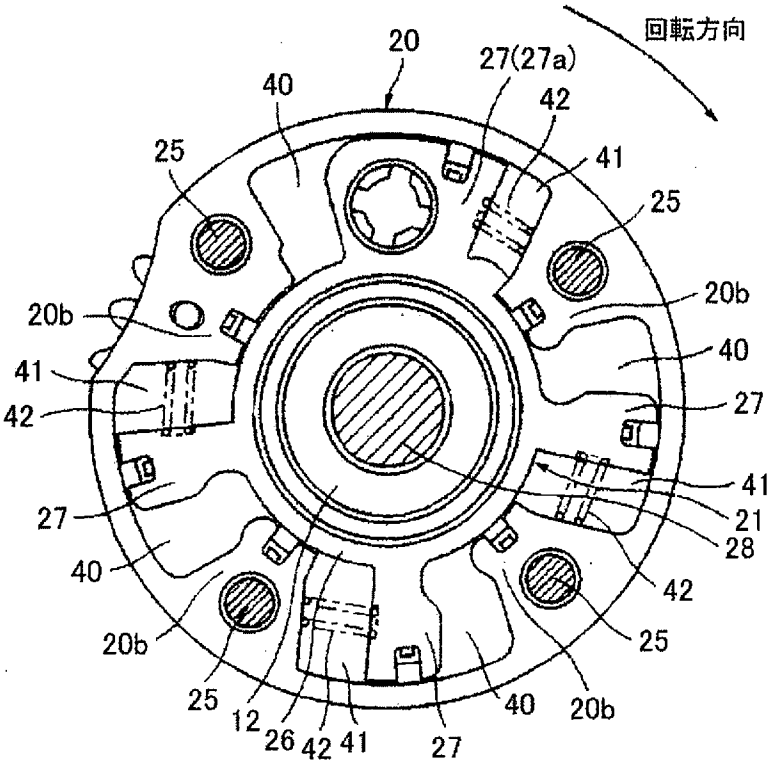

7
17
1
8
10
18
9
15
14
23
20a
24
20
4
6
26
28
26a
13
22
32
29
35
26b
12
30
27
21
28
24a
19
34
16
36
31
33

[図3]

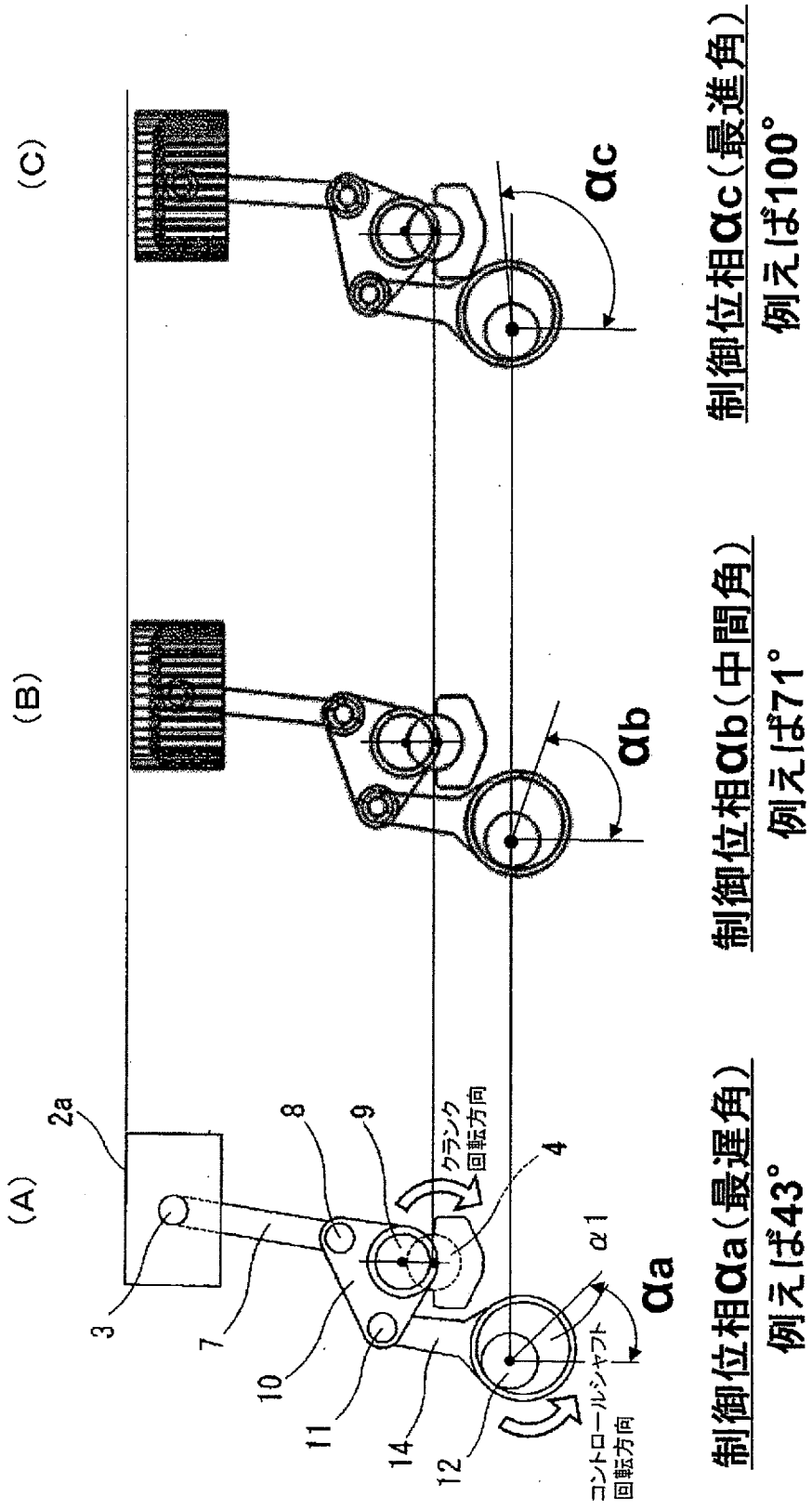
(A)


回転方向
αT
20
27(27a)
41
42
40
25
25
20b
40
27
20b
42
41
41
42
21
28
20a
25
27
40
20b
25
12
26
42
41
27
40
20b

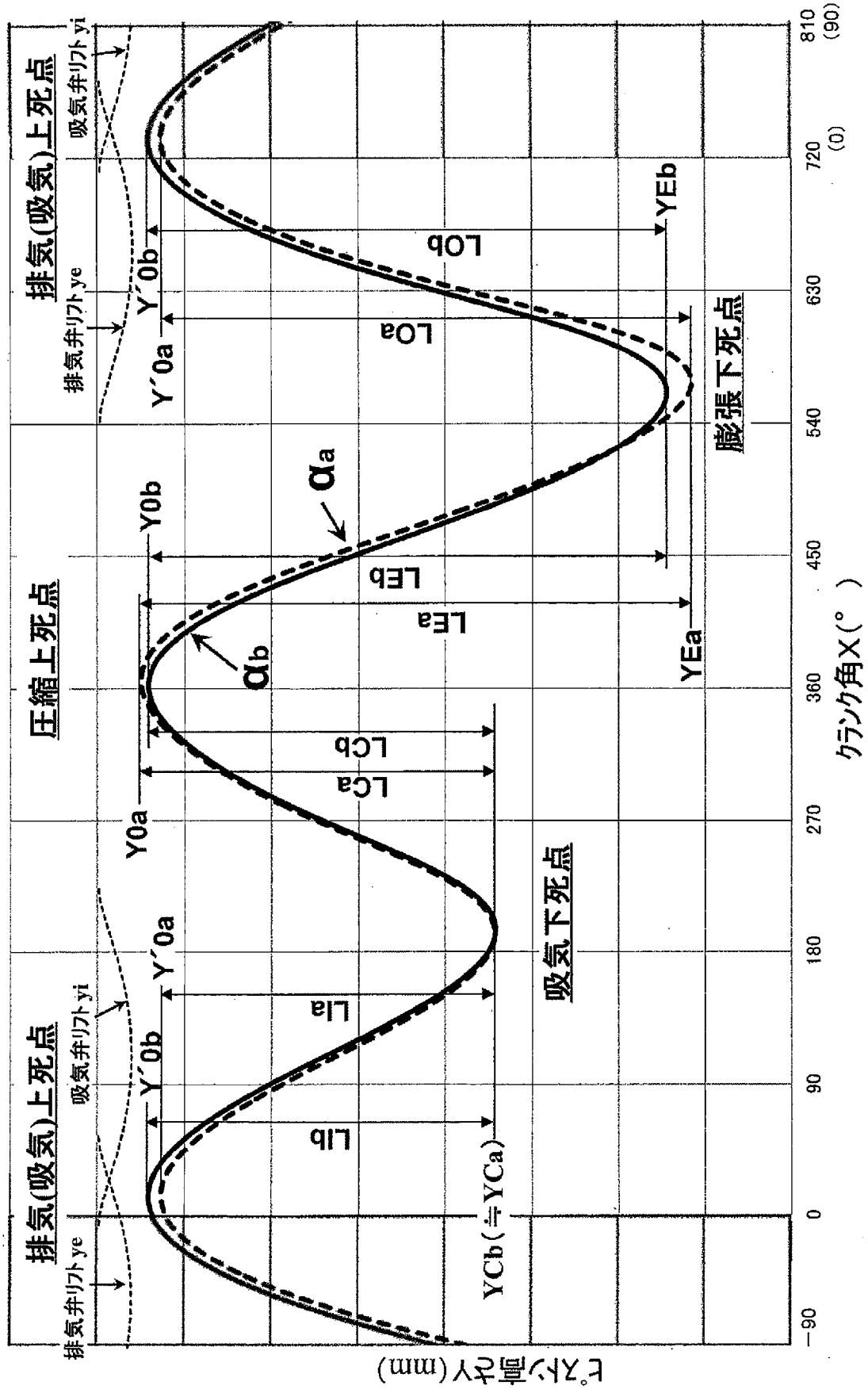
(B)


回転方向
20
27(27a)
42
40
41
25
25
20b
20b
40
41
27
42
41
21
28
27
42
40
25
20b
25
12
26
42
41
27
40
20b

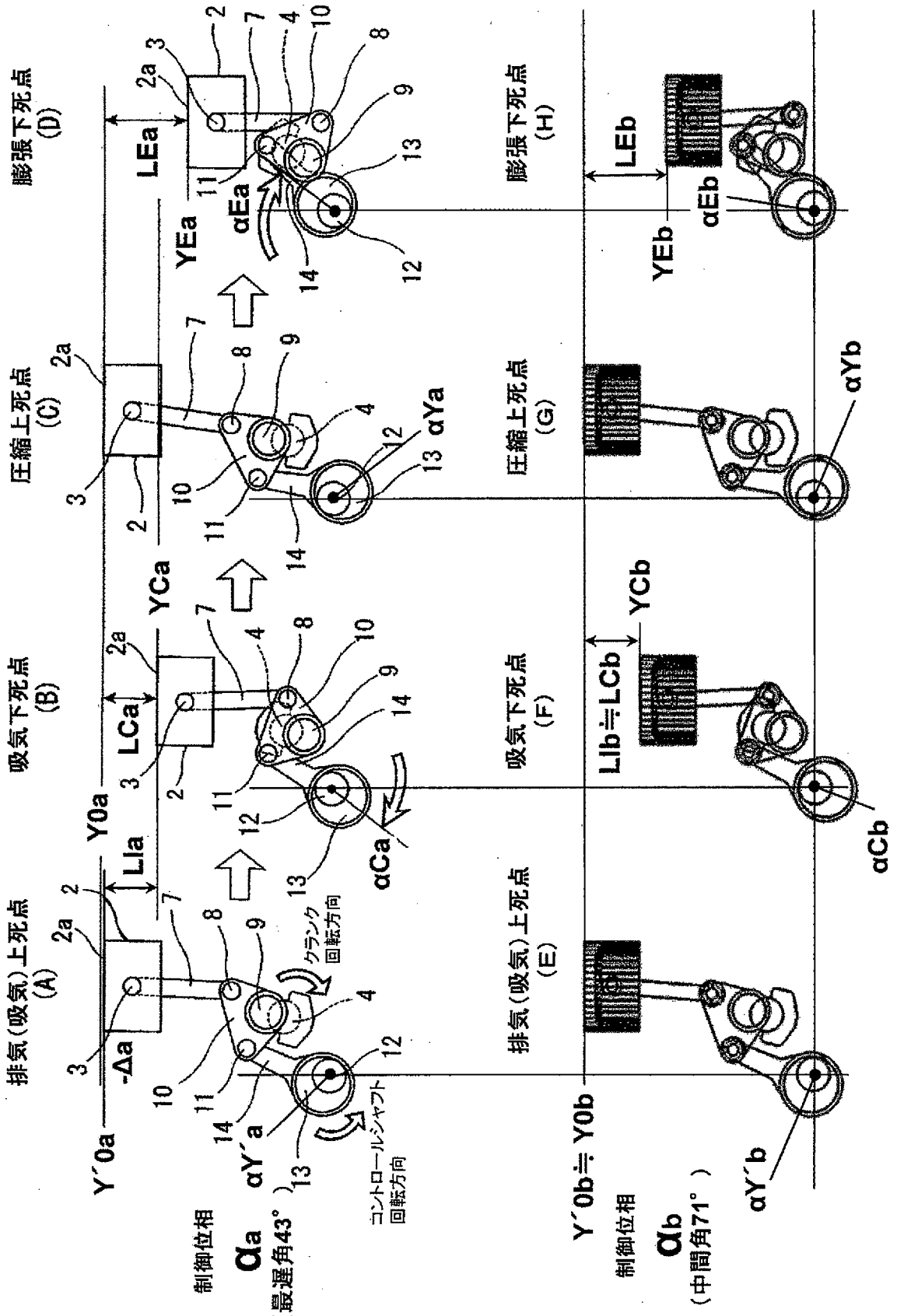
[図4]


(A)
(B)
(C)
2a
3
7
8
9
10
11
14
12
4
クランク
回転方向
コントロールシャフト
回転方向
α1
αa
αb
αc
制御位相αa(最遅角)
例えば43°
制御位相αb(中間角)
例えば71°
制御位相αc(最進角)
例えば100°

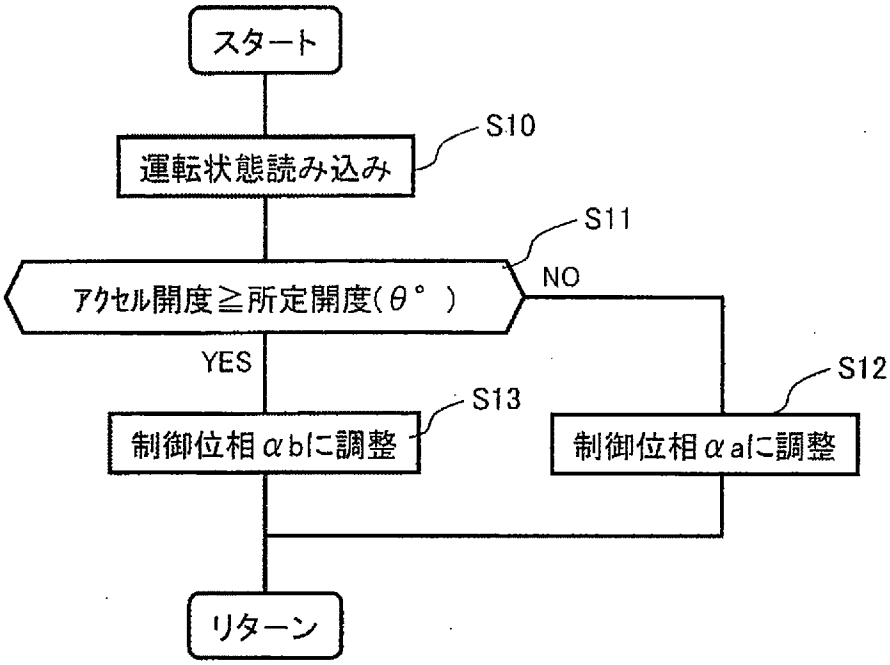
[図5]


排気(吸気)上死点
吸気弁リフト yi
排気弁リフト ye
圧縮上死点
膨張下死点
吸気下死点
Y0a
Y0b
Y´0a
Y´0b
LCa
LCb
LEa
LEb
LOa
LOb
La
Lb
αa
αb
YEa
YEb
YCb(≒YCa)
ピストン高さY(mm)
クランク角X(°)
-90
0
90
180
270
360
450
540
630
720 (0)
810 (90)

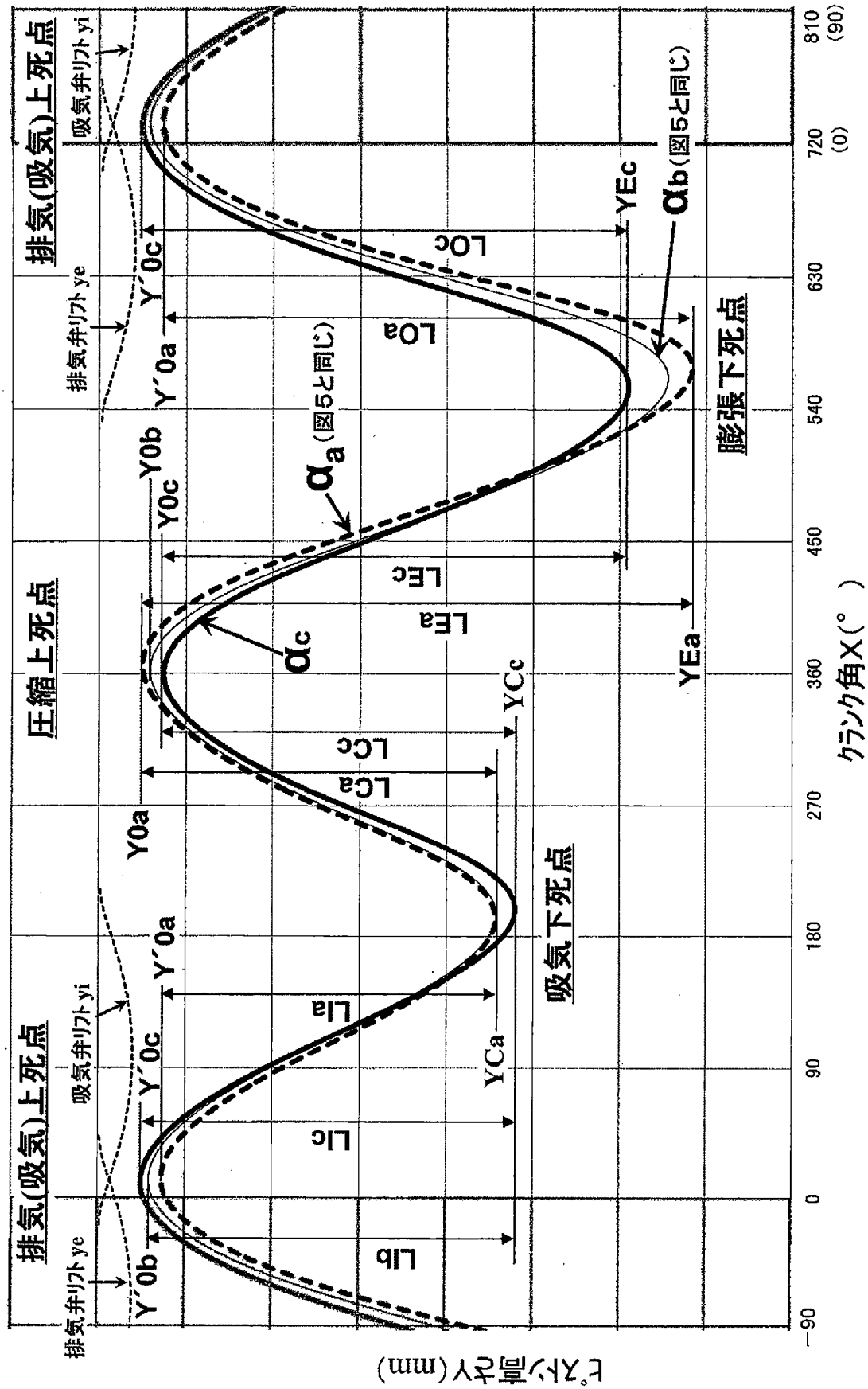
[図6]


排気(吸気)上死点
(A)
吸気下死点
(B)
圧縮上死点
(C)
膨張下死点
(D)
排気(吸気)上死点
(E)
吸気下死点
(F)
圧縮上死点
(G)
膨張下死点
(H)
Y0a
Y´0a
-Δa
LIa
LCa
YCa
LEa
YEa
αEa
αYa
αCa
αY´a
制御位相
αa
(最遅角43°)
クランク
回転方向
コントロールシャフト
回転方向
Y´0b≒ Y0b
LIb≒LCb
YCb
LEb
YEb
αEb
αYb
αCb
αY´b
制御位相
αb
(中間角71°)

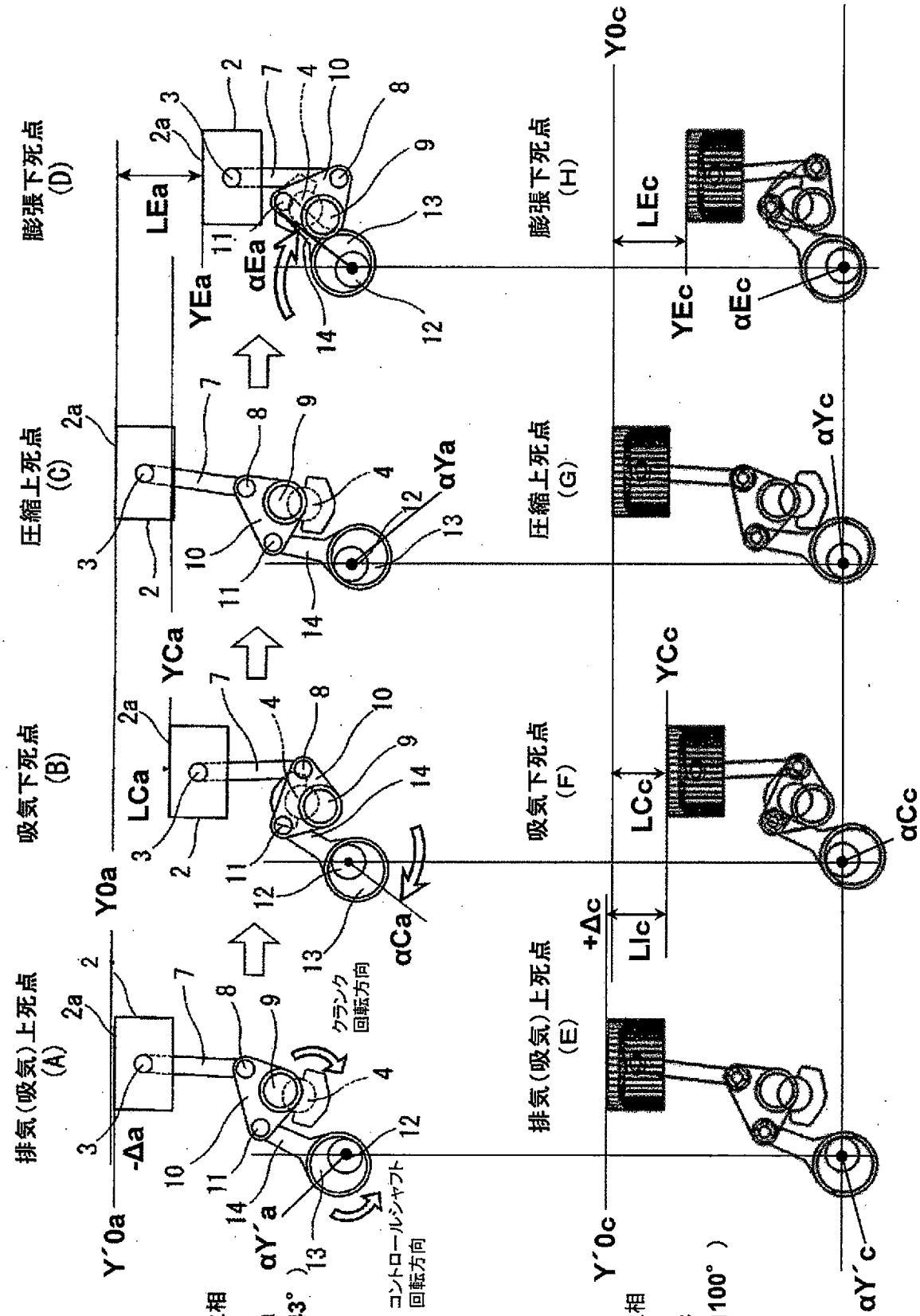
[図7]


スタート
S10
運転状態読み込み
S11
アクセル開度≧所定開度(θ°)
NO
YES
S12
S13
制御位相αbに調整
制御位相αaに調整
リターン

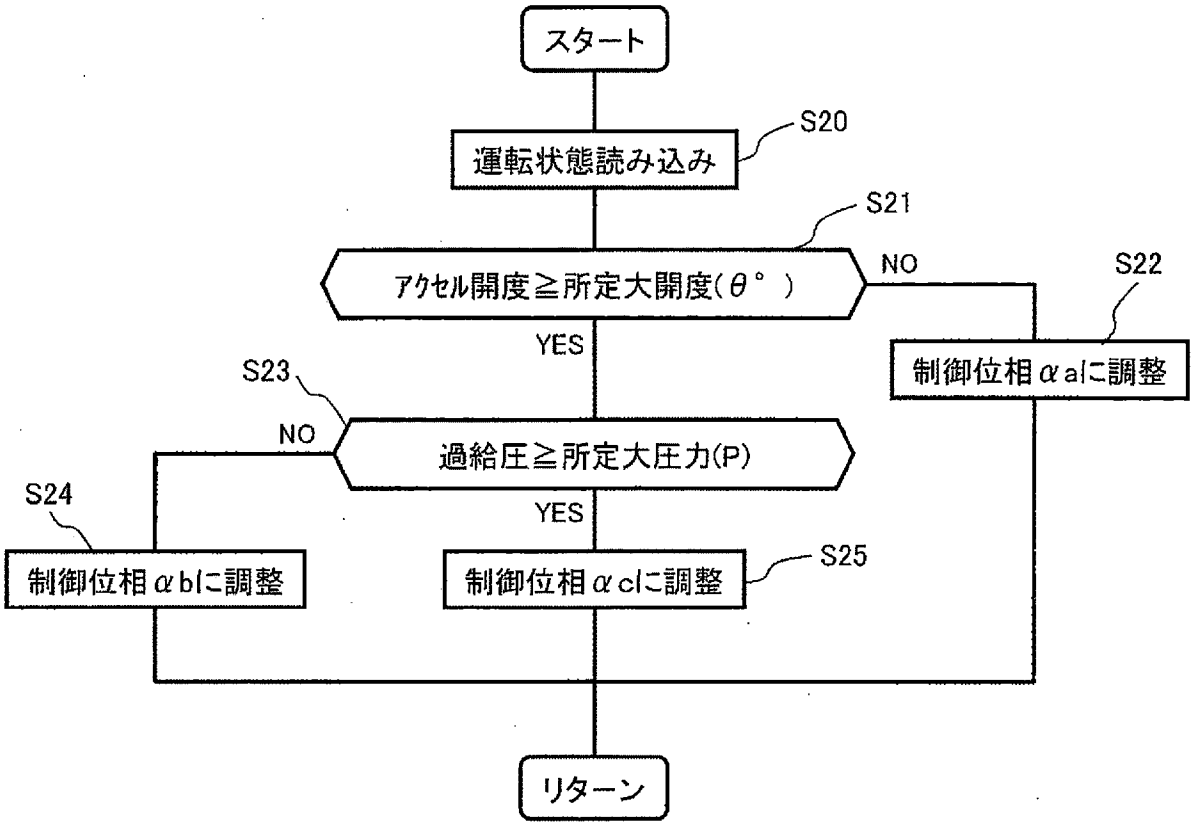
[図8]


排気(吸気)上死点
吸気弁リフト yi
排気弁リフト ye
圧縮上死点
膨張下死点
吸気下死点
Y´0b
Y´0c
Y´0a
Y0a
Y0b
Y0c
Lib
Lic
La
Lia
Lc
La
Lc
Le
La
Lc
Lo
La
Lc
αc
αa (図5と同じ)
αb (図5と同じ)
YCa
YCc
YEa
YEc
-90
0
90
180
270
360
450
540
630
720 (0)
810 (90)
クランク角X(°)
ピストン高さY(mm)

[図9]


排気(吸気)上死点
(A)
吸気下死点
(B)
圧縮上死点
(C)
膨張下死点
(D)
排気(吸気)上死点
(E)
吸気下死点
(F)
圧縮上死点
(G)
膨張下死点
(H)
Y0a
Y'0a
-Δa
LCa
YCa
LEa
YEa
αYa
αEa
αCa
αY'a
Y0c
Y'0c
+Δc
LIc
LCc
YCc
LEc
YEc
αEc
αYc
αCc
αY'c
クランク
回転方向
コントロールシャフト
回転方向
制御位相
αa
(最遅角43°)
制御位相
αc
(最進角100°)

[図10]


スタート
S20
運転状態読み込み
S21
アクセル開度≧所定大開度(θ°)
NO
S22
制御位相αaに調整
YES
S23
NO
過給圧≧所定大圧力(P)
S24
YES
制御位相αbに調整
制御位相αcに調整
S25
リターン

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2016/075438

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
F02D15/02(2006.01)i, *F02B75/04*(2006.01)i, *F01L1/356*(2006.01)n

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
F02D15/02, F02B75/04, F01L1/356

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2016
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2016	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2016

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	JP 2010-7495 A (Fuji Heavy Industries Ltd.), 14 January 2010 (14.01.2010), paragraphs [0008] to [0009], [0029] to [0037], [0045] to [0051]; fig. 2, 4 (Family: none)	1-12

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed
"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search	Date of mailing of the international search report
05 October 2016 (05.10.16)	18 October 2016 (18.10.16)

Name and mailing address of the ISA/	Authorized officer
Japan Patent Office 3-4-3,Kasumigaseki,Chiyoda-ku, Tokyo 100-8915,Japan	Telephone No.

国際調査報告

国際出願番号　ＰＣＴ／ＪＰ２０１６／０７５４３８

Ａ．　発明の属する分野の分類（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F02D15/02(2006.01)i, F02B75/04(2006.01)i, F01L1/356(2006.01)n

Ｂ．　調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F02D15/02, F02B75/04, F01L1/356

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	１９２２－１９９６年
日本国公開実用新案公報	１９７１－２０１６年
日本国実用新案登録公報	１９９６－２０１６年
日本国登録実用新案公報	１９９４－２０１６年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

Ｃ．　関連すると認められる文献

引用文献のカテゴリー＊	引用文献名　及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する請求項の番号
X	JP 2010-7495 A（富士重工業株式会社）2010.01.14, 段落[0008]-[0009],[0029]-[0037],[0045]-[0051],図2,図4（ファミリーなし）	1-12

☐　Ｃ欄の続きにも文献が列挙されている。

☐　パテントファミリーに関する別紙を参照。

＊　引用文献のカテゴリー
「Ａ」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「Ｅ」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「Ｌ」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）
「Ｏ」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「Ｐ」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願の日の後に公表された文献
「Ｔ」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「Ｘ」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「Ｙ」特に関連のある文献であって、当該文献と他の１以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「＆」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日	国際調査報告の発送日
０５．１０．２０１６	１８．１０．２０１６

国際調査機関の名称及びあて先
日本国特許庁（ＩＳＡ／ＪＰ）
郵便番号１００－８９１５
東京都千代田区霞が関三丁目４番３号

特許庁審査官（権限のある職員）　３Ｚ　３２２１
山村　和人
電話番号　０３－３５８１－１１０１　内線　３３９５