

(43) 国際公開日
2009年2月19日 (19.02.2009)

PCT

(10) 国際公開番号
WO 2009/022751 A1

- (51) 国際特許分類:
F02D 13/02 (2006.01) F02P 5/152 (2006.01)
F02D 15/04 (2006.01) F02P 5/153 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2008/064680
- (22) 国際出願日: 2008年8月12日 (12.08.2008)
- (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2007-211025 2007年8月13日 (13.08.2007) JP
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): トヨタ自動車株式会社 (TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町1番地 Aichi (JP).
- (72) 発明者; および
- (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 秋久大輔 (AKI-HISA, Daisuke) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町1番地トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP). 澤田大

作 (SAWADA, Daisaku) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町1番地トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP).
神山栄一 (KAMIYAMA, Eiichi) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町1番地トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP).

(74) 代理人: 青木篤, 外(AOKI, Atsushi et al.); 〒1058423 東京都港区虎ノ門三丁目5番1号 虎ノ門37森ビル青和特許法律事務所 Tokyo (JP).

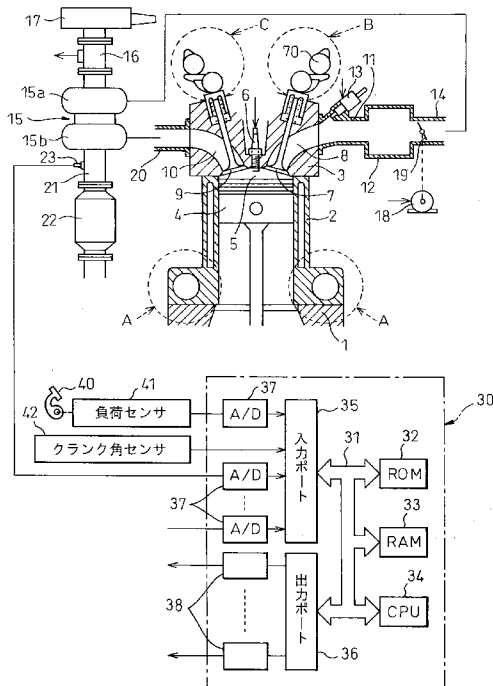
(81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN,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

[続葉有]

(54) Title: SPARK IGNITION INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(54) 発明の名称: 火花点火式内燃機関

Fig.1



41 LOAD SENSOR
42 CRANK ANGLE SENSOR
35 INPUT PORT
36 OUTPUT PORT

(57) Abstract: A spark ignition internal combustion engine includes a variable expansion ratio mechanism (A) which can alter the mechanical expansion ratio, and an exhaust variable valve mechanism (C) which can alter the timing for opening an exhaust valve (9). The mechanical expansion ratio and the timing for opening the exhaust valve are set depending on the engine load such that the mechanical expansion ratio increases and the timing for opening the exhaust valve is retarded to the exhaust bottom dead center side as the engine load decreases. By setting the mechanical expansion ratio in such a manner depending on the engine load, thermal efficiency can be enhanced as compared with a case where the mechanical expansion ratio is set to make the actual compression rate constant for example. Consequently, a spark ignition internal combustion engine exhibiting high thermal efficiency is provided.

(57) 要約: 火花点火式内燃機関は、機械膨張比を変更可能な可変膨張比機構(A)と、排気弁(9)の開弁時期を変更可能な排気可変動弁機構(C)とを具備する。機械膨張比及び排気弁の開弁時期は、機関負荷が低くなるほど機械膨張比が高くされると共に排気弁の開弁時期が排気下死点側へ遅角されるように、機関負荷に応じて設定される。このように機関負荷に応じて機械膨張比を設定することにより、例えば実圧縮比を一定にするように機械膨張比を設定する場合に比べて熱効率を高めることができる。これにより、熱効率の高い火花点火式内燃機関が提供される。



(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, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MT, NL, NO, PL, PT, RO, SE,

SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告書

明 細 書

火花点火式内燃機関

技術分野

本発明は、火花点火式内燃機関に関する。

背景技術

機械圧縮比を変更可能な可変圧縮比機構と吸気弁の閉弁時期を制御可能な可変動弁機構とを具備し、機関中負荷運転時及び機関高負荷運転時には過給機による過給作用を行い、且つこれら機関中高負荷運転時には実圧縮比を一定に保持した状態で機関負荷が低くなるにつれて機械圧縮比を増大すると共に吸気弁の閉弁時期を遅くするようにした火花点火式内燃機関が公知である（例えば特開 2004-218522 号公報を参照）。

この火花点火式内燃機関によれば、機関中負荷運転時には機械圧縮比が高くされ且つ吸気弁の閉弁時期が遅くされるため機関中負荷運転時における燃費が向上せしめられ、機関高負荷運転時には機械圧縮比が低くされ且つ吸気弁の閉弁時期が早くされるため機関高負荷運転時における出力トルクが増大せしめられる。

ところで、上記火花点火式内燃機関では実圧縮比が一定になるように可変圧縮比機構及び可変動弁機構を制御している。具体的には、機関負荷に応じた吸入空気量となるように吸気弁の閉弁時期を決定し、この吸気弁の閉弁時期に基づいて実圧縮比が一定となるように機械圧縮比を決定することになる。

しかしながら、このような制御方法では熱効率を十分に向上させることはできない。すなわち、熱効率を高めるためには機械膨張比

(機械膨張比に等しい)を可能な限り大きくすることが必要となる。しかしながら、上記制御方法では機械膨張比は最初に決定された吸気弁の開弁時期等に応じて従属的に決定されるため、可能な限り大きい機械膨張比が設定されるとは限らない。

発明の開示

本発明は、上記課題に鑑みてなされたものであって、熱効率の高い火花点火式内燃機関を提供することを目的とする。

本発明は、上記課題を解決するための手段として、請求の範囲の各請求項に記載された火花点火式内燃機関を提供する。

本発明の1番目の態様では、機械膨張比を変更可能な可変膨張比機構と、排気弁の開弁時期を変更可能な排気可変動弁機構とを具備し、機関負荷が低くなるほど機械膨張比を高くすると共に排気弁の開弁時期を排気下死点側へ遅角させるように機械膨張比及び排気弁の開弁時期を機関負荷に応じて設定するようにした。

ここで、実膨張比を高くすることにより、すなわち機械膨張比を高くし且つ排気弁の開弁時期を排気下死点側に遅角させることにより、熱効率を高めることができる。しかしながら、機械膨張比を高くすると吸入空気量が減少し、排気弁の開弁時期を排気下死点側に遅角させると排気ガスの抜けが悪化する。このため、機関高負荷運転時に実膨張比を高くすると十分な機関出力を得ることができなくなってしまう。

これに対して、上記態様によれば、機械膨張比及び排気弁の開弁時期は機関負荷に応じて設定される。このため、機関低負荷運転時には熱効率が高くなるように実膨張比を高め、逆に機関高負荷運転時には十分な機関出力を得られるように実膨張比を低く維持することができるようになり、よって十分な機関出力を得られるようにし

つつ熱効率を高めることができる。

特に、上記態様によれば、機関負荷に応じて機械膨張比が設定されるため、実圧縮比を一定にするように機械膨張比を設定する場合に比べて熱効率を高めることができる。

本発明の 2 番目の態様では、上記機械膨張比の最大値が 20 以上である。

本発明の 3 番目の態様では、実際の機関負荷が基準負荷よりも低い場合には機械膨張比をほぼ一定に制御する。

本発明の 4 番目の態様では、上記基準負荷は機械膨張比が最大とされるとき機関負荷である。

本発明の 5 番目の態様では、吸気弁の閉弁時期を変更可能な吸気可変動弁機構を更に具備し、機関負荷が低くなるほど吸気弁の閉弁時期を吸気下死点から離れる方向へ移動させるようにした。

本発明の 6 番目の態様では、ノッキングが生じたときには点火時期を遅角させるようにした。

本発明によれば、例えば実圧縮比を一定にするように機械膨張比を設定する場合に比べて、熱効率を高めることができる。

以下、添付図面と本発明の好適な実施形態の記載から、本発明を一層十分に理解できるであろう。

図面の簡単な説明

図 1 は、火花点火式内燃機関の全体図である。

図 2 は、可変圧縮比機構の分解斜視図である。

図 3 A 及び図 3 B は、図解的に表した内燃機関の側面断面図である。

図 4 は、可変動弁機構を示す図である。

図 5 A 及び図 5 B は、吸気弁のリフト量を示す図である。

図 6 A 及び図 6 B は、機械圧縮比及び実圧縮比を説明するための図である。

図 7 A 及び図 7 B は、機械膨張比及び実膨張比を説明するための図である。

図 8 は、理論熱効率と膨張比との関係を示す図である。

図 9 A 及び図 9 B は、通常のサイクル及び超高膨張比サイクルを説明するための図である。

図 10 は、機関負荷に応じた機械圧縮比等の変化を示す図である。

図 11 は、機関負荷に応じた機械膨張比等の変化を示す図である。

図 12 A 及び図 12 B は、機械膨張比等の設定手順について説明するための図である。

図 13 は、内燃機関の運転制御の制御ルーチンを示すフローチャートである。

図 14 A ～図 14 D は、目標機械圧縮比等を算出するためのマップを示す図である。

発明を実施するための最良の形態

以下、図面を参照して、本発明の実施形態について詳細に説明する。なお、図面において、同一または類似の構成要素には共通の参照番号を付す。図 1 は火花点火式内燃機関の側面断面図を示す。

図 1 を参照すると、1 はクランクケース、2 はシリンダブロック、3 はシリンダヘッド、4 はピストン、5 は燃焼室、6 は燃焼室 5 の頂面中央部に配置された点火プラグ、7 は吸気弁、8 は吸気ポート、9 は排気弁、10 は排気ポートをそれぞれ示す。吸気ポート 8 は吸気枝管 11 を介してサージタンク 12 に連結され、各吸気枝管

１１にはそれぞれ対応する吸気ポート８内に向けて燃料を噴射するための燃料噴射弁１３が配置される。なお、燃料噴射弁１３は各吸気枝管１１に取付ける代りに各燃焼室５内に配置してもよい。

サージタンク１２は吸気ダクト１４を介して排気ターボチャージャ１５のコンプレッサ１５ａの出口に連結され、コンプレッサ１５ａの入口は例えば熱線を用いた吸入空気量検出器１６を介してエアクリーナ１７に連結される。吸気ダクト１４内にはアクチュエータ１８によって駆動されるスロットル弁１９が配置される。

一方、排気ポート１０は排気マニホールド２０を介して排気ターボチャージャ１５の排気タービン１５ｂの入口に連結され、排気タービン１５ｂの出口は排気管２１を介して排気浄化触媒を内蔵した触媒コンバータ２２に連結される。排気管２１内には空燃比センサ２３が配置される。

一方、図１に示した実施形態では、クランクケース１とシリンダブロック２との連結部にクランクケース１とシリンダブロック２のシリンダ軸線方向の相対位置を変化させることによりピストン４が圧縮上死点に位置するときの燃焼室５の容積を変更可能な可変圧縮比機構Ａが設けられている。また、本実施形態では、吸気弁７のバルブ特性を変更可能な吸気可変動弁機構Ｂ、及び排気弁９のバルブ特性を変更可能な排気可変動弁機構Ｃが設けられている。

電子制御ユニット３０はデジタルコンピュータからなり、双方向性バス３１によって互いに接続されたＲＯＭ（リードオンリメモリ）３２、ＲＡＭ（ランダムアクセスメモリ）３３、ＣＰＵ（マイクロプロセッサ）３４、入力ポート３５および出力ポート３６を具備する。吸入空気量検出器１６の出力信号および空燃比センサ２３の出力信号はそれぞれ対応するＡＤ変換器３７を介して入力ポート３５に入力される。また、アクセルペダル４０にはアクセルペダル４

0 の踏込み量に比例した出力電圧を発生する負荷センサ 4 1 が接続され、負荷センサ 4 1 の出力電圧は対応する A/D 変換器 3 7 を介して入力ポート 3 5 に入力される。更に入力ポート 3 5 にはクランクシャフトが例えば 30° 回転する毎に出力パルスを発生するクランク角センサ 4 2 が接続される。一方、出力ポート 3 6 は対応する駆動回路 3 8 を介して点火プラグ 6、燃料噴射弁 1 3、スロットル弁駆動用アクチュエータ 1 8 および可変圧縮比機構 A に接続される。

図 2 は図 1 に示す可変圧縮比機構 A の分解斜視図を示しており、図 3 A 及び図 3 B は図解的に表した内燃機関の側面断面図を示している。図 2 を参照すると、シリンダブロック 2 の両側壁の下方には互いに間隔を隔てた複数の突出部 5 0 が形成されており、各突出部 5 0 内にはそれぞれ断面円形のカム挿入孔 5 1 が形成されている。一方、クランクケース 1 の上壁面上には互いに間隔を隔ててそれぞれ対応する突出部 5 0 の間に嵌合せしめられる複数の突出部 5 2 が形成されており、これらの各突出部 5 2 内にもそれぞれ断面円形のカム挿入孔 5 3 が形成されている。

図 2 に示したように一対のカムシャフト 5 4、5 5 が設けられており、各カムシャフト 5 4、5 5 上には一つおきに各カム挿入孔 5 1 内に回転可能に挿入される円形カム 5 6 が固定されている。これらの円形カム 5 6 は各カムシャフト 5 4、5 5 の回転軸線と共軸をなす。一方、各円形カム 5 6 間には図 3 A 及び図 3 B においてハッチングで示すように各カムシャフト 5 4、5 5 の回転軸線に対して偏心配置された偏心軸 5 7 が延びており、この偏心軸 5 7 上に別の円形カム 5 8 が偏心して回転可能に取付けられている。図 2 に示したようにこれら円形カム 5 8 は各円形カム 5 6 間に配置されており、これら円形カム 5 8 は対応する各カム挿入孔 5 3 内に回転可能に挿入されている。

図 3 A に示すような状態から各カムシャフト 5 4、5 5 上に固定された円形カム 5 6 を図 3 A において実線の矢印で示したように互いに反対方向に回転させると偏心軸 5 7 が下方中央に向けて移動するために円形カム 5 8 がカム挿入孔 5 3 内において図 3 A の破線の矢印に示すように円形カム 5 6 とは反対方向に回転し、図 3 B に示したように偏心軸 5 7 が下方中央まで移動すると円形カム 5 8 の中心が偏心軸 5 7 の下方へ移動する。

図 3 A と図 3 B とを比較するとわかるようにクランクケース 1 とシリンダブロック 2 の相対位置は円形カム 5 6 の中心と円形カム 5 8 の中心との距離によって定まり、円形カム 5 6 の中心と円形カム 5 8 の中心との距離が大きくなるほどシリンダブロック 2 はクランクケース 1 から離れる。シリンダブロック 2 がクランクケース 1 から離れるとピストン 4 が圧縮上死点に位置するときの燃焼室 5 の容積は増大し、従って各カムシャフト 5 4、5 5 を回転させることによってピストン 4 が圧縮上死点に位置するときの燃焼室 5 の容積を変更することができる。

図 2 に示したように各カムシャフト 5 4、5 5 をそれぞれ反対方向に回転させるために駆動モータ 5 9 の回転軸にはそれぞれ螺旋方向が逆向きの一對のウォームギア 6 1、6 2 が取付けられており、これらウォームギア 6 1、6 2 と噛合する歯車 6 3、6 4 がそれぞれ各カムシャフト 5 4、5 5 の端部に固定されている。この実施形態では駆動モータ 5 9 を駆動することによってピストン 4 が圧縮上死点に位置するときの燃焼室 5 の容積を広い範囲に亘って変更することができる。なお、図 1 から図 3 に示した可変圧縮比機構 A は一例を示すものであっていかなる形式の可変圧縮比機構でも用いることができる。

一方、図 4 は図 1 において吸気弁 7 を駆動するためのカムシャフ

ト 7 0 に対して設けられている吸気可変動弁機構 B を示している。図 4 に示したように吸気可変動弁機構 B はカムシャフト 7 0 の一端に取付けられてカムシャフト 7 0 のカムの位相を変更するためのカム位相変更部 B 1 と、カムシャフト 7 0 と吸気弁 7 のバルブリフタ 2 6 との間に配置されてカムシャフト 7 0 のカムの作用角を異なる作用角に変更して吸気弁 7 に伝達するカム作用角変更部 B 2 から構成されている。なお、カム作用角変更部 B 2 については図 4 に側面断面図と平面図とが示されている。

まず初めに吸気可変動弁機構 B のカム位相変更部 B 1 について説明すると、このカム位相変更部 B 1 は機関のクランク軸によりタイミングベルトを介して矢印方向に回転せしめられるタイミングプーリ 7 1 と、タイミングプーリ 7 1 と一緒に回転する円筒状ハウジング 7 2 と、カムシャフト 7 0 と一緒に回転し且つ円筒状ハウジング 7 2 に対して相対回転可能な回転軸 7 3 と、円筒状ハウジング 7 2 の内周面から回転軸 7 3 の外周面まで延びる複数個の仕切壁 7 4 と、各仕切壁 7 4 の間で回転軸 7 3 の外周面から円筒状ハウジング 7 2 の内周面まで延びるベーン 7 5 とを具備しており、各ベーン 7 5 の両側にはそれぞれ進角用油圧室 7 6 と遅角用油圧室 7 7 とが形成されている。

各油圧室 7 6 、 7 7 への作動油の供給制御は作動油供給制御弁 7 8 によって行われる。この作動油供給制御弁 7 8 は各油圧室 7 6 、 7 7 にそれぞれ連結された油圧ポート 7 9 、 8 0 と、油圧ポンプ 8 1 から吐出された作動油の供給ポート 8 2 と、一对のドレインポート 8 3 、 8 4 と、各ポート 7 9 、 8 0 、 8 2 、 8 3 、 8 4 間の連通遮断制御を行うスプール弁 8 5 とを具備している。

カムシャフト 7 0 のカムの位相を進角すべきときは図 4 においてスプール弁 8 5 が下方に移動せしめられ、供給ポート 8 2 から供給

された作動油が油圧ポート 7 9 を介して進角用油圧室 7 6 に供給されると共に遅角用油圧室 7 7 内の作動油がドレインポート 8 4 から排出される。このとき回転軸 7 3 は円筒状ハウジング 7 2 に対して矢印 X 方向に相対回転せしめられる。

これに対し、カムシャフト 7 0 のカムの位相を遅角すべきときは図 4 においてスプール弁 8 5 が上方に移動せしめられ、供給ポート 8 2 から供給された作動油が油圧ポート 8 0 を介して遅角用油圧室 7 7 に供給されると共に進角用油圧室 7 6 内の作動油がドレインポート 8 3 から排出される。このとき回転軸 7 3 は円筒状ハウジング 7 2 に対して矢印 X と反対方向に相対回転せしめられる。

回転軸 7 3 が円筒状ハウジング 7 2 に対して相対回転せしめられているときにスプール弁 8 5 が図 4 に示した中立位置に戻されると回転軸 7 3 の相対回転動作は停止せしめられ、回転軸 7 3 はそのときの相対回転位置に保持される。従ってカム位相変更部 B 1 によってカムシャフト 7 0 のカムの位相を図 5 A に示したように所望の量だけ進角又は遅角させることができる。すなわち、カム位相変更部 B 1 によって吸気弁 7 の閉弁時期を任意に進角又は遅角させることができることになる。

次に吸気可変動弁機構 B のカム作用角変更部 B 2 について説明すると、このカム作用角変更部 B 2 はカムシャフト 7 0 と平行に並列配置され且つアクチュエータ 9 1 によって軸線方向に移動せしめられる制御ロッド 9 0 と、カムシャフト 7 0 のカム 9 2 と係合し且つ制御ロッド 9 0 上に形成された軸線方向に延びるスプライン 9 3 に摺動可能に嵌合せしめられている中間カム 9 4 と、吸気弁 7 を駆動するためにバルブリフタ 2 6 と係合し且つ制御ロッド 9 0 上に形成された螺旋状に延びるスプライン 9 5 に摺動可能に嵌合する揺動カム 9 6 とを具備しており、揺動カム 9 6 上にはカム 9 7 が形成され

ている。

カムシャフト 90 が回転するとカム 92 によって中間カム 94 が常に一定の角度だけ揺動せしめられ、このとき揺動カム 96 も一定の角度だけ揺動せしめられる。一方、中間カム 94 及び揺動カム 96 は制御ロッド 90 の軸線方向には移動不能に支持されており、従って制御ロッド 90 がアクチュエータ 91 によって軸線方向に移動せしめられたときに揺動カム 96 は中間カム 94 に対して相対回転せしめられることになる。

中間カム 94 と揺動カム 96 との相対回転位置関係によりカムシャフト 70 のカム 92 が中間カム 94 と係合しはじめたときに揺動カム 96 のカム 97 がバルブリフタ 26 と係合しはじめる場合には図 5 B において a で示したように吸気弁 7 の開弁期間及びリフトは最も大きくなる。これに対し、アクチュエータ 91 によって揺動カム 96 が中間カム 94 に対して図 4 の矢印 Y 方向に相対回転せしめられると、カムシャフト 70 のカム 92 が中間カム 94 に係合した後、暫らくしてから揺動カム 96 のカム 97 がバルブリフタ 26 と係合する。この場合には図 5 B において b で示したように吸気弁 7 の開弁期間及びリフト量は a に比べて小さくなる。

揺動カム 96 が中間カム 94 に対して図 4 の矢印 Y 方向に更に相対回転せしめられると図 5 B において c で示したように吸気弁 7 の開弁期間及びリフト量は更に小さくなる。すなわち、アクチュエータ 91 により中間カム 94 と揺動カム 96 の相対回転位置を変更することによって吸気弁 7 の開弁期間を任意に変えることができる。ただし、この場合、吸気弁 7 のリフト量は吸気弁 7 の開弁期間が短くなるほど小さくなる。

このようにカム位相変更部 B1 によって吸気弁 7 の閉弁時期を任意に変更することができ、カム作用角変更部 B2 によって吸気弁 7

の開弁期間を任意に変更することができるのでカム位相変更部 B 1 とカム作用角変更部 B 2 との双方によって、すなわち吸気可変動弁機構 B によって吸気弁 7 の閉弁時期と開弁期間とを、すなわち吸気弁 7 の開弁時期と閉弁時期とを任意に変更することができることになる。

なお、図 1 及び図 4 に示した可変動弁機構 B は一例を示すものであって、図 1 及び図 4 に示した例以外の種々の形式の可変動弁機構を用いることができる。また、排気可変動弁機構 C も、基本的に吸気可変動弁機構 B と同様な構成を有し、排気弁 9 の開弁時期及び閉弁時期を任意に変更することができる。

次に図 6 A、図 6 B、図 7 A 及び図 7 B を参照しつつ本願において使用されている用語の意味について説明する。なお、図 6 A、図 6 B、図 7 A 及び図 7 B には説明のために燃焼室容積が 50 ml でピストンの行程容積が 500 ml であるエンジンが示されており、これら図 6 A、図 6 B、図 7 A 及び図 7 B において燃焼室容積とはピストンが圧縮上死点に位置するときの燃焼室の容積を表している。

図 6 A は機械圧縮比について説明している。機械圧縮比は圧縮行程時のピストンの行程容積と燃焼室容積のみから機械的に定まる値であってこの機械圧縮比は $(\text{燃焼室容積} + \text{行程容積}) / \text{燃焼室容積}$ で表される。図 6 A に示した例ではこの機械圧縮比は $(50 \text{ ml} + 500 \text{ ml}) / 50 \text{ ml} = 11$ となる。

図 6 B は実圧縮比について説明している。この実圧縮比は実際に圧縮作用が開始されたときからピストンが上死点に達するまでの実際のピストン行程容積と燃焼室容積から定まる値であってこの実圧縮比は $(\text{燃焼室容積} + \text{実際の行程容積}) / \text{燃焼室容積}$ で表される。すなわち、図 6 B に示したように圧縮行程においてピストンが上昇を開始しても吸気弁が開弁している間は圧縮作用は行われず、吸気

弁が閉弁したときから実際の圧縮作用が開始される。従って実圧縮比は実際の行程容積を用いて上記の如く表される。図 6 B に示した例では実圧縮比は $(50 \text{ ml} + 450 \text{ ml}) / 50 \text{ ml} = 10$ となる。

図 7 A は機械膨張比について説明している。機械膨張比は膨張行程時のピストンの行程容積と燃焼室容積から定まる値であってこの機械膨張比は $(\text{燃焼室容積} + \text{行程容積}) / \text{燃焼室容積}$ で表される。図 7 A に示した例ではこの膨張比は $(50 \text{ ml} + 500 \text{ ml}) / 50 \text{ ml} = 11$ となる。

図 7 B は実膨張比について説明している。この実膨張比はピストンが上死点にあるときから実際の膨張作用が終了するまでの実際のピストン行程容積と燃焼室容積から定まる値であってこの実膨張比は $(\text{燃焼室容積} + \text{実際の行程容積}) / \text{燃焼室容積}$ で表される。すなわち、図 7 B に示したように膨張行程においてピストンの下降中であっても排気弁が開弁されてからは膨張作用は行われず、排気弁が開弁するまでに実際の膨張作用が行われる。従って実膨張比は実際の行程容積を用いて上記の如く表される。図 7 B に示した例では実膨張比は $(50 \text{ ml} + 450 \text{ ml}) / 50 \text{ ml} = 10$ となる。

次に図 8、図 9 A 及び図 9 B を参照しつつ本発明において最も基本となっている特徴について説明する。なお、図 8 は理論熱効率と膨張比との関係を示しており、図 9 A 及び図 9 B は本発明において負荷に応じ使い分けられている通常のサイクルと超高膨張比サイクルとの比較を示している。なお、図 8、図 9 A 及び図 9 B では、機械膨張比と実膨張比とが同一となっている場合の例を示しており、よって以下では機械膨張比と実膨張比とを分けずに共に単に膨張比として説明する。

図 9 A は吸気弁が下死点近傍で閉弁し、ほぼ圧縮下死点付近からピストンによる圧縮作用が開始される場合の通常のサイクルを示し

ている。この図 9 A に示す例でも図 6 A、図 6 B、図 7 A 及び図 7 B に示す例と同様に燃焼室容積が 50 ml とされ、ピストンの行程容積が 500 ml とされている。図 9 A からわかるように通常のサイクルでは機械圧縮比は $(50 \text{ ml} + 500 \text{ ml}) / 50 \text{ ml} = 11$ であり、実圧縮比もほぼ 11 であり、膨張比も $(50 \text{ ml} + 500 \text{ ml}) / 50 \text{ ml} = 11$ となる。すなわち、通常の内燃機関では機械圧縮比と実圧縮比と膨張比とがほぼ等しくなる。

図 8 における実線は実圧縮比と膨張比とがほぼ等しい場合の、すなわち通常のサイクルにおける理論熱効率の変化を示している。この場合には膨張比が大きくなるほど、すなわち実圧縮比が高くなるほど理論熱効率が高くなることがわかる。従って通常のサイクルにおいて理論熱効率を高めるには実圧縮比を高くすればよいことになる。しかしながら機関高負荷運転時におけるノッキングの発生の制約により実圧縮比は最大でも 12 程度までしか高くすることができず、斯くして通常のサイクルにおいては理論熱効率を十分に高くすることはできない。

一方、このような状況下で本発明者は機械圧縮比と実圧縮比とを厳密に区分して理論熱効率を高めることについて検討し、その結果理論熱効率は膨張比が支配し、理論熱効率に対して実圧縮比はほとんど影響を与えないことを見出したのである。すなわち、実圧縮比を高くすると爆発力は高まるが圧縮するために大きなエネルギーが必要となり、斯くして実圧縮比を高めても理論熱効率はほとんど高くない。

これに対し、膨張比を大きくすると膨張行程時にピストンに対し押下げ力が作用する期間が長くなり、斯くしてピストンがクランクシャフトに回転力を与えている期間が長くなる。従って膨張比は大きくすれば大きくするほど理論熱効率が高くなる。図 8 の破線は実

圧縮比を10に固定した状態で膨張比を高くしていった場合の理論熱効率を示している。このように実圧縮比を低い値に維持した状態で膨張比を高くしたときの理論熱効率の上昇量と、図8の実線で示す如く実圧縮比も膨張比と共に増大せしめられる場合の理論熱効率の上昇量とは大きな差がないことがわかる。

このように実圧縮比が低い値に維持されているとノッキングが発生することがなく、従って実圧縮比を低い値に維持した状態で膨張比を高くするとノッキングの発生を阻止しつつ理論熱効率を大巾に高めることができる。図9Bは可変圧縮比機構A及び吸気可変動弁機構Bを用いて、実圧縮比を低い値に維持しつつ膨張比を高めるようにした場合の一例を示している。

図9Bを参照すると、この例では可変圧縮比機構Aにより燃焼室容積が50mlから20mlまで減少せしめられる。一方、吸気可変動弁機構Bによって実際のピストン行程容積が500mlから200mlになるまで吸気弁の閉弁時期が遅らされる。その結果、この例では実圧縮比は $(20\text{ml} + 200\text{ml}) / 20\text{ml} = 11$ となり、膨張比は $(20\text{ml} + 500\text{ml}) / 20\text{ml} = 26$ となる。図9Aに示した通常のサイクルでは前述したように実圧縮比がほぼ11で膨張比が11であり、この場合に比べると図9Bに示した場合には膨張比のみが26まで高められていることがわかる。これが超高膨張比サイクルと称される所以である。

前述したように一般的に言って内燃機関では機関負荷が低いほど熱効率が悪くなり、従って車両走行時における熱効率を向上させるためには、すなわち燃費を向上させるには機関低負荷運転時における熱効率を向上させることが必要となる。一方、図9Bに示した超高膨張比サイクルでは圧縮行程時の実際のピストン行程容積が小さくされるために燃焼室内に吸入しうる吸入空気量は少なくなり、

従ってこの超高膨張比サイクルは機関負荷が比較的低いときにしか採用できないことになる。従って本発明では機関低負荷運転時には図 9 B に示す超高膨張比サイクルとし、機関高負荷運転時には図 9 A に示す通常のサイクルとするようにしている。これが本発明が基本としている特徴である。

図 1 0 及び図 1 1 は、機関回転数の低い定常運転時における運転制御全般について示している。以下、これら図 1 0 及び図 1 1 を参照して運転制御全般について説明する。

図 1 0 には、機関負荷に応じた機械圧縮比、吸気弁 7 の閉弁時期、実圧縮比、吸入空気量、スロットル弁 1 9 の開度の各変化が示されている。なお、本発明による実施形態では、触媒コンバータ 2 2 内の三元触媒によって排気ガス中の未燃 H C、C O 及び N O_x を同時に低減しうるように、通常、燃焼室 5 内における平均空燃比は空燃比センサ 2 3 の出力信号に基づいて理論空燃比にフィードバック制御されている。

上述したように機関高負荷運転時には図 9 A に示した通常のサイクルが実行される。従って、図 1 0 に示したようにこのときには機械圧縮比が低くされ、図 1 0 に実線で示したように吸気弁 7 の閉弁時期は早められている。また、このときにはスロットル弁 1 9 の開度は全開又はほぼ全開に保持されている。

一方、図 1 0 に示したように機関負荷が低くなるとそれに伴って機械圧縮比が増大される。また、機関負荷が低くなると燃焼室 5 内に充填すべき空気量（目標吸入空気量）が減少するため、それに伴って吸気弁 7 の閉弁時期が遅くされる（図 1 0 の実線）。なお、このときにもスロットル弁 1 9 は全開又はほぼ全開に保持されており、従って燃焼室 5 内に供給される空気量はスロットル弁 1 9 によらずに吸気弁 7 の閉弁時期を変えることによって制御されている。

このとき、吸気弁 7 の閉弁時期が機関負荷に比例して遅角されるのに対して、機械圧縮比は機関負荷に比例せずに増大される。換言すると、ピストン 4 が圧縮上死点に達したときの燃焼室 5 の容積は吸入空気量に比例しない。このため、ほとんどの場合実圧縮比は、機関負荷にかかわらずに一定になることはなく、機関負荷に応じて変化することになる。本実施形態では、図 10 に示したように機関負荷が低くなるにつれて実圧縮比が増大せしめられる。

機関負荷が更に低くなると機械圧縮比は更に増大せしめられ、機械圧縮比が燃焼室 5 の構造上限界となる限界機械圧縮比に達すると、機械圧縮比が限界機械圧縮比に達したときの機関負荷 L_1 （基準負荷）よりも負荷の低い領域では、機械圧縮比が限界機械圧縮比に保持される。従って、機関低負荷運転時には機械圧縮比は最大となる。別の言い方をすると、本発明では、機関低負荷運転時に最大の実膨張比が得られるように機械圧縮比が最大にされる。また、このとき実圧縮比は機関中高負荷運転時とほぼ同じ実圧縮比に維持される。

一方、図 10 において実線で示したように吸気弁 7 の閉弁時期は機関負荷が低くなるにつれて燃焼室 5 内に供給される吸入空気量を制御しうる限界閉弁時期まで遅らされ、吸気弁 7 の閉弁時期が限界閉弁時期に達したときの機関負荷 L_2 よりも負荷の低い領域では吸気弁 7 の閉弁時期が限界閉弁時期に保持される。吸気弁 7 の閉弁時期が限界閉弁時期に保持されるともはや吸気弁 7 の閉弁時期の変化によっては吸入空気量を制御しえないので何らかの他の方法によって吸入空気量を制御する必要がある。

図 10 に示した実施形態では、このとき、すなわち吸気弁 7 の閉弁時期が限界閉弁時期に達したときの機関負荷 L_2 よりも負荷の低い領域ではスロットル弁 19 によって燃焼室 5 内に供給される吸入

空気量が制御される。

なお、上述したように図 9 B に示す超高膨張比サイクルでは膨張比が 26 とされる。この膨張比は高いほど好ましいが、20 以上であればかなり高い理論熱効率を得ることができる。従って、本発明では膨張比が 20 以上となるように可変圧縮比機構 A が形成されている。

また、図 10 に示した例では、機械圧縮比は機関負荷に応じて連続的に変化せしめられている。しかしながら、機械圧縮比は機関負荷に応じて段階的に変化させることもできる。

一方、図 10 において破線で示すように機関負荷が低くなるにつれて吸気弁 7 の閉弁時期を早めることによってスロットル弁 19 によらずに吸入空気量を制御することができる。従って、図 10 において実線で示される場合と破線で示される場合とをいずれも包含しうるように表現すると、本発明による実施形態では吸気弁 7 の閉弁時期は、機関負荷が低くなるにつれて、燃焼室 5 内に供給される吸入空気量を制御しうる限界閉弁時期 L_2 まで吸気下死点 B D C から離れる方向に移動せしめられることになる。

図 11 には、機関負荷に応じた機械膨張比、排気弁 9 の開弁時期、実膨張比の各変化が示されている。

図 6 A、図 6 B、図 7 A 及び図 7 B からわかるように、機械膨張比は機械圧縮比と同一である。このため、機関高負荷運転時には図 9 A に示した通常のサイクルが実行されると、図 11 に示したように機械膨張比が低くされ、また排気弁 9 の開弁時期は早められている。このように排気弁 9 の開弁時期が早められているため、燃焼により燃焼室 5 内に多量の排気ガスが発生しても迅速に排気ガスを燃焼室 5 内から排出することができる。

一方、図 11 に示したように機関負荷が低くなるとそれに伴って

機械膨張比が増大される。また、機関負荷が低くなると燃焼によって燃焼室 5 内に発生する排気ガス量が少なくなるため、それに伴って排気弁 9 の開弁時期が遅くされる。このため、機関負荷が低くなるにつれて図 7 B における燃焼室容積が小さくなると共に実際の行程容積が増大せしめられることから、実膨張比は増大せしめられる。

機関負荷が更に低くなって機械膨張比が限界機械膨張比（限界機械圧縮比に等しい）に達すると、上述したように機械膨張比が限界膨張比に保持される。一方、排気弁 9 の開弁時期は機関負荷が低くなるにつれて排気下死点 B D C 又はその排気下死点 B D C 付近であって燃焼ガスのエネルギーを最大限ピストンに伝達することができる時期（以下、単に排気下死点 B D C 付近と称す）まで遅らされ、排気弁 9 の開弁時期が排気下死点 B D C 付近に達したときの機関負荷 L_3 よりも負荷の低い領域では、排気弁 9 の開弁時期が排気下死点 B D C 付近に保持される。

図 1 2 A 及び図 1 2 B は、機械膨張比、吸気弁 7 の閉弁時期等の目標値の設定手順について示している。以下、図 1 2 A 及び図 1 2 B を参照してこれらパラメータの目標値の設定手順について説明する。

図 1 2 A は、実圧縮比が一定となるように機械圧縮比及び吸気弁の開弁時期を設定する従来の設定手順を示している。図 1 2 A からわかるように、まず機関負荷に基づいて吸気弁の目標閉弁時期が設定される。これは、機関負荷に応じて燃焼室 5 内に吸入すべき空気量（目標吸入空気量）が定まるため、実際の吸入空気量がこの目標吸入空気量となるように吸気弁の目標閉弁時期を設定するものである。その後、吸気弁の目標閉弁時期と目標実圧縮比（上記一定の実圧縮比）とに基づいて目標機械圧縮比が設定される。

一方、図 1 2 B は、本発明の実施形態における機械圧縮比及び吸気弁 7 の閉弁時期の設定手順を示している。図 1 2 B からわかるように、本発明の実施形態における設定手順では、機関負荷のみに基づいて熱効率が最大となるように目標機械圧縮比が設定される。吸気弁の目標閉弁時期は上記従来の設定手順と同様に機関負荷に基づいて設定される。したがって、目標機械圧縮比及び吸気弁の目標閉弁時期は互いの設定値とは無関係に機関負荷に基づいて設定される。吸気弁の目標閉弁時期が設定されると、その設定値及び機関負荷に基づいて目標スロットル開度が設定される。これにより、吸気弁の閉弁時期のみでは吸入空気量を適切に制御することができないと判断された場合に、スロットル開度を調整することによって吸入空気量を適切なものとすることができる。

図 1 2 A に示したように目標機械圧縮比を設定した場合には、実圧縮比を一定とすることはできるが、熱効率に関してして機械圧縮比を最適な値とすることはできず、よって熱効率を最大とすることはできない。これに対して、本発明の実施形態によれば、機関負荷のみに基づいて熱効率が最大となるように目標機械圧縮比が設定されるため、熱効率を高いものとすることができる。

また、本発明の実施形態では、機関負荷又は吸入空気量に基づいて排気弁 9 の目標開弁時期が設定される。ここで、内燃機関の熱効率は図 8 に示したように実膨張比が高いほど高くなるため、熱効率という観点からは排気弁 9 の目標開弁時期は排気下死点 B D C 付近に設定する方が好ましい。一方、排気弁 9 の開弁時期が遅いと燃焼室 5 内の排気ガスが抜けにくくなるため、排気ガスの抜け易さという観点からは排気弁 9 の開弁時期は早いほうが好ましい。特に、排気ガスの抜けが問題になるのは吸入空気量が多い時、すなわち機関高負荷運転時であるため、本発明の実施形態では機関負荷が高いと

きには排気弁 9 の開弁時期を早くし、逆に機関負荷が低いときには実膨張比が高くなるように排気弁 9 の開弁時期を排気下死点 B D C 付近に設定することとしている。これにより、本発明の実施形態によれば、機関高負荷運転時における機関出力を十分なものとしつつ熱効率の向上を図ることができる。

図 1 3 は、本実施形態における内燃機関の運転制御の制御ルーチンを示すフローチャートである。図 1 3 に示した制御ルーチンは一定時間間隔の割り込みによって行われる。

図 1 3 を参照すると、まずステップ S 1 1 において負荷センサ 4 1 によって要求負荷が検出される。次いで、ステップ S 1 2 において、ステップ S 1 1 で検出された要求負荷が前回の要求負荷から変更されているか否かが判定される。ステップ S 1 1 において要求負荷が変更されていないと判定された場合には、ステップ S 1 7 へと進む。一方、要求負荷が変更されたと判定された場合にはステップ S 1 3 へと進む。

次いで、ステップ S 1 3 では、ステップ S 1 1 において検出された要求負荷と図 1 4 A に示したマップとに基づいて目標機械圧縮比が算出される。次いで、ステップ S 1 4 では、検出された要求負荷と図 1 4 B に示したマップとに基づいて吸気弁 7 の目標閉弁時期が算出される。その後、ステップ S 1 5 では、検出された要求負荷と、ステップ S 1 4 で算出された吸気弁 7 の目標閉弁時期と、図 1 4 C に示したマップとに基づいて目標スロットル開度が算出され、ステップ S 1 6 では、要求負荷と図 1 4 D に示したマップとに基づいて排気弁 9 の目標開弁時期が算出され、ステップ S 1 7 へと進む。

ステップ S 1 7 では、ノックセンサ（図示せず）によって燃焼室 5 内でノッキングが発生しているか否かが判定される。ノッキングが発生していると判定された場合には、ステップ S 1 8 へと進む。

ステップ S 1 8 では、点火プラグ 6 による点火時期が所定角度だけ遅角せしめられ、制御ルーチンが終了せしめられる。一方、ノッキングが発生していないと判定された場合にはステップ S 1 8 がスキップせしめられ、制御ルーチンが終了せしめられる。

なお、本発明について特定の実施形態に基づいて詳述しているが、当業者であれば本発明の請求の範囲及び思想から逸脱することなく、様々な変更、修正等が可能である。

請 求 の 範 囲

1. 機械膨張比を変更可能な可変膨張比機構と、排気弁の開弁時期を変更可能な排気可変動弁機構とを具備し、機関負荷が低くなるほど機械膨張比を高くすると共に排気弁の開弁時期を排気下死点側へ遅角させるように機械膨張比及び排気弁の開弁時期を機関負荷に応じて設定するようにした、火花点火式内燃機関。

2. 上記機械膨張比の最大値が20以上である、請求項1に記載の火花点火式内燃機関。

3. 実際の機関負荷が基準負荷よりも低い場合には機械膨張比をほぼ一定に制御する、請求項1又は2に記載の火花点火式内燃機関。

4. 上記基準負荷は機械膨張比が最大とされるとききの機関負荷である、請求項3に記載の火花点火式内燃機関。

5. 吸気弁の閉弁時期を変更可能な吸気可変動弁機構を更に具備し、機関負荷が低くなるほど吸気弁の閉弁時期を吸気下死点から離れる方向へ移動させるようにした、請求項1～4のいずれか1項に記載の火花点火式内燃機関。

6. ノッキングが生じたときには点火時期を遅角させるようにした、請求項1～5のいずれか1項に記載の火花点火式内燃機関。

Fig.1

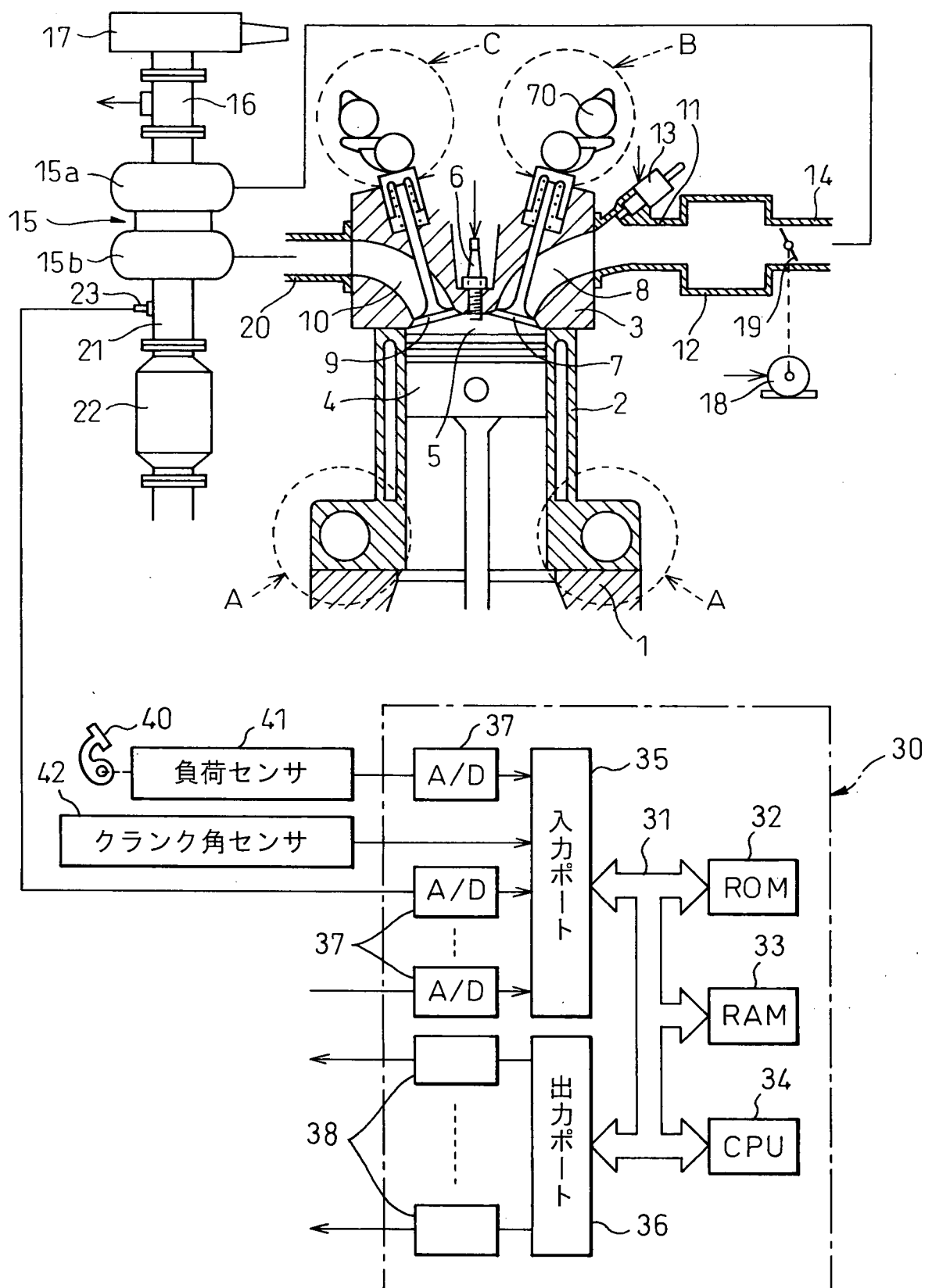


Fig. 2

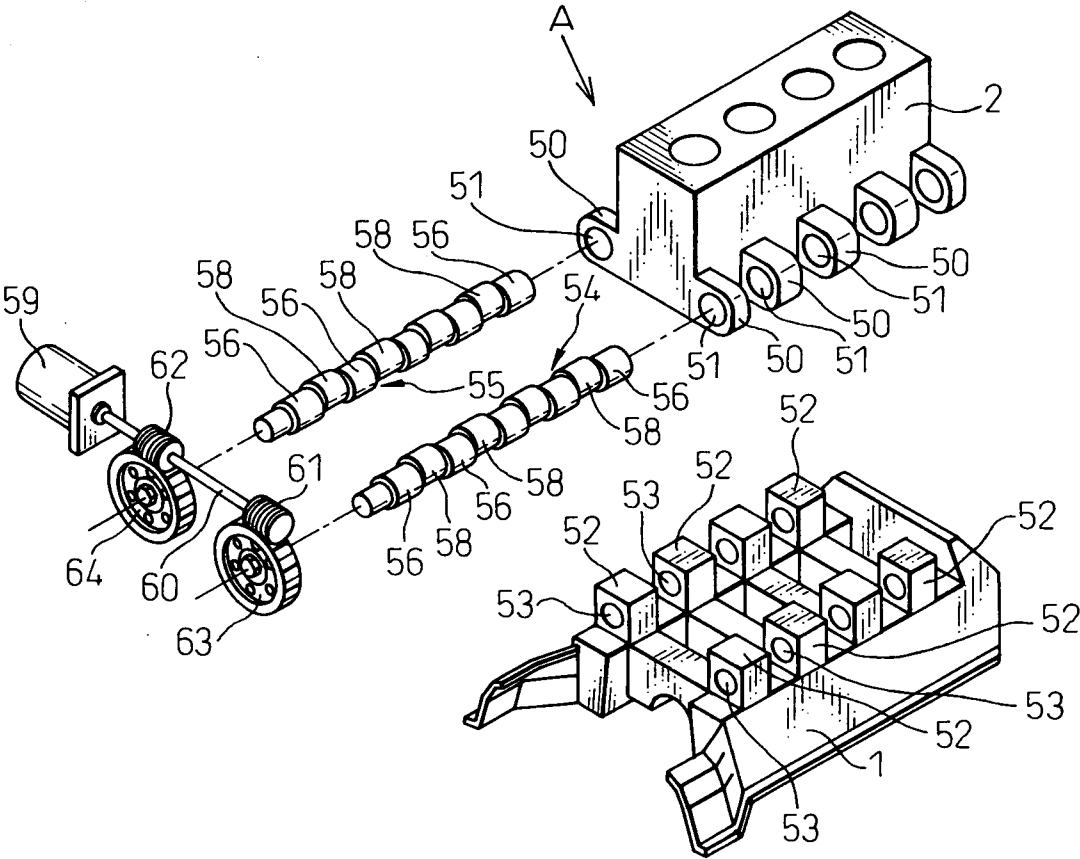


Fig. 3A

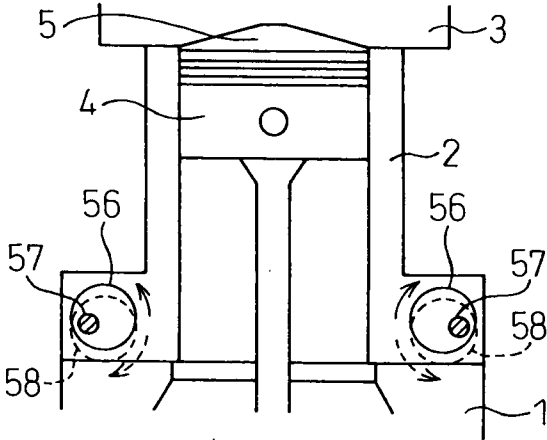


Fig. 3B

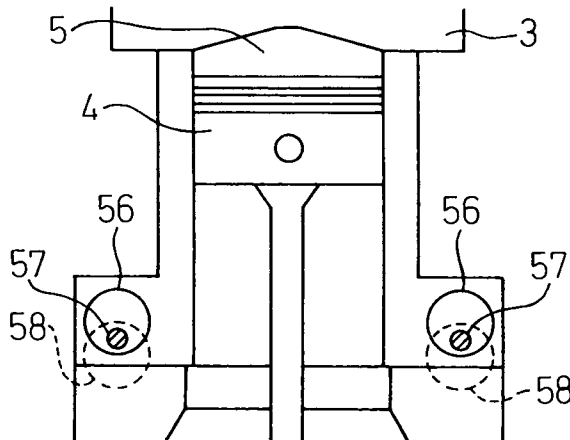


Fig.4

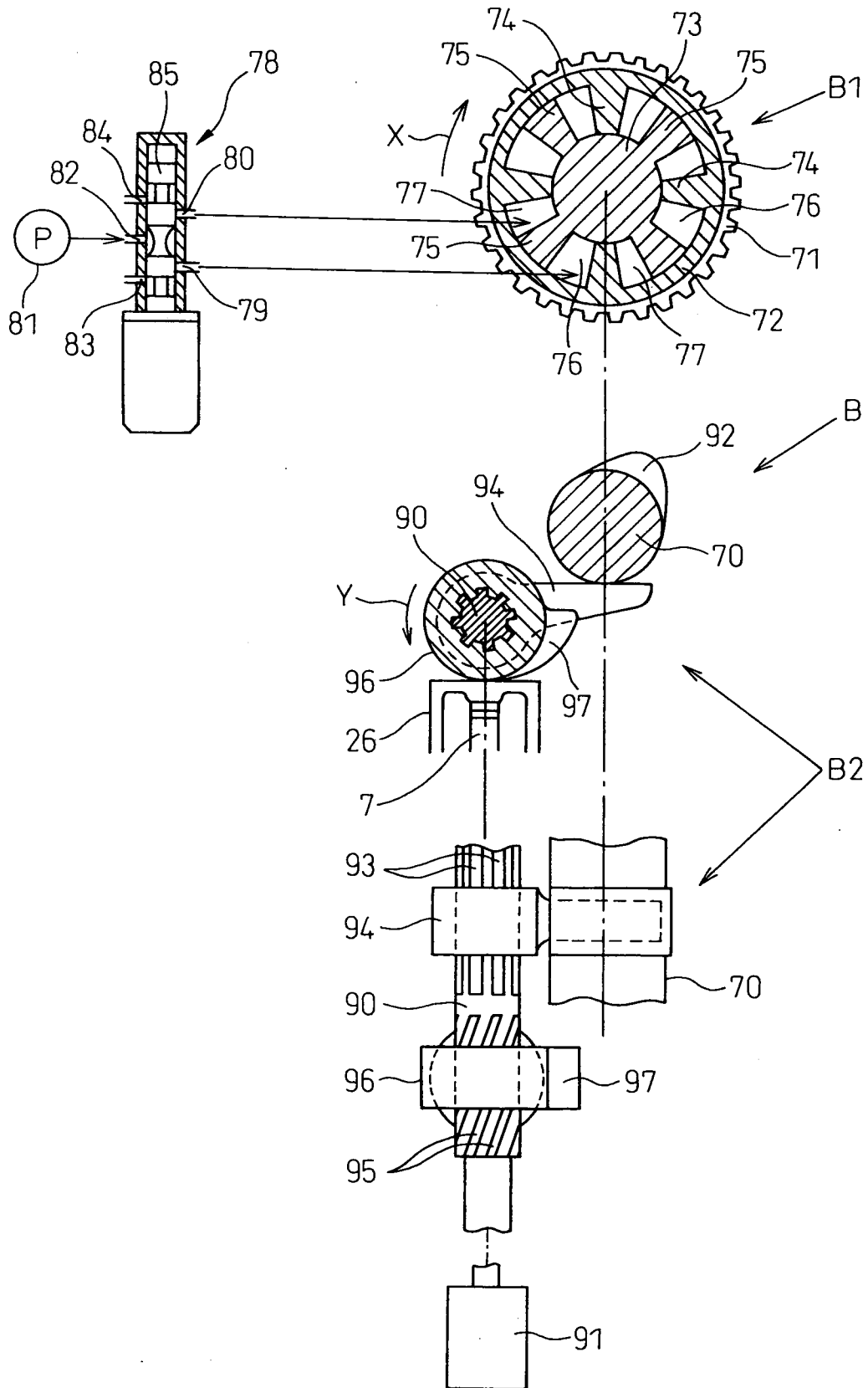


Fig.5A

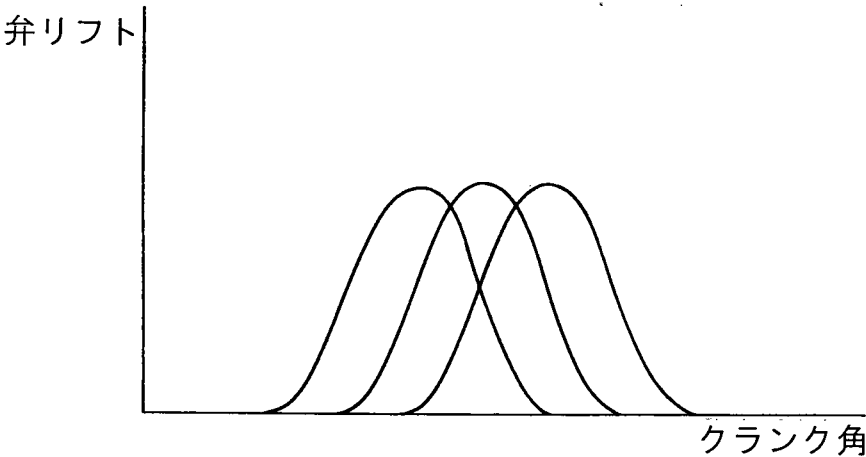


Fig.5B

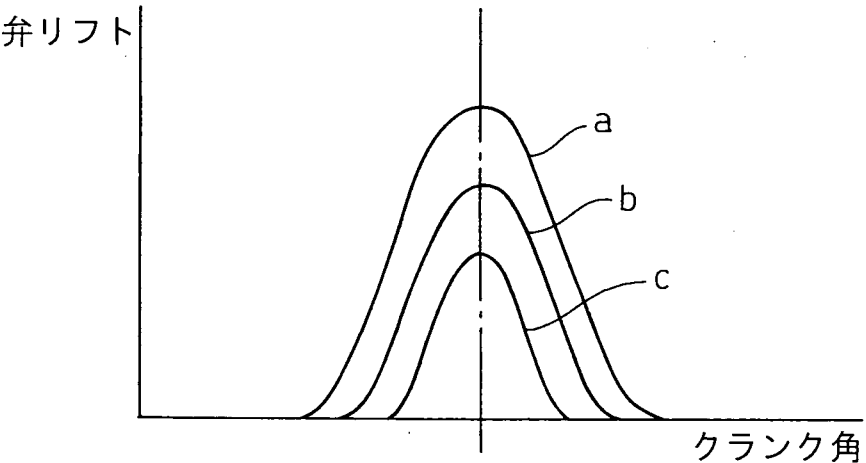


Fig. 6A

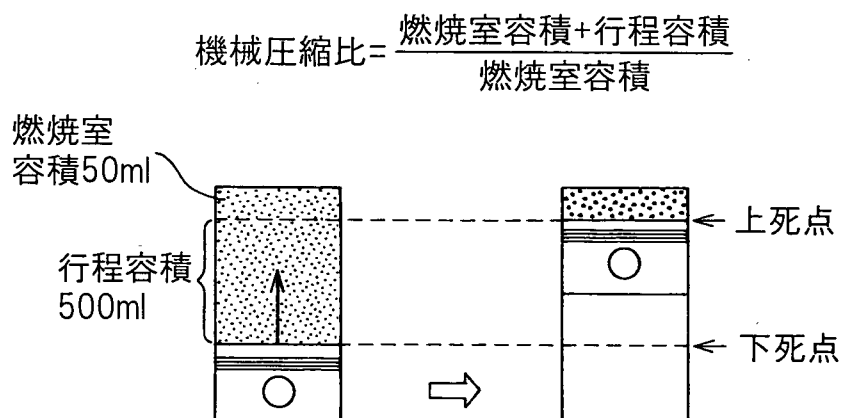


Fig. 6B

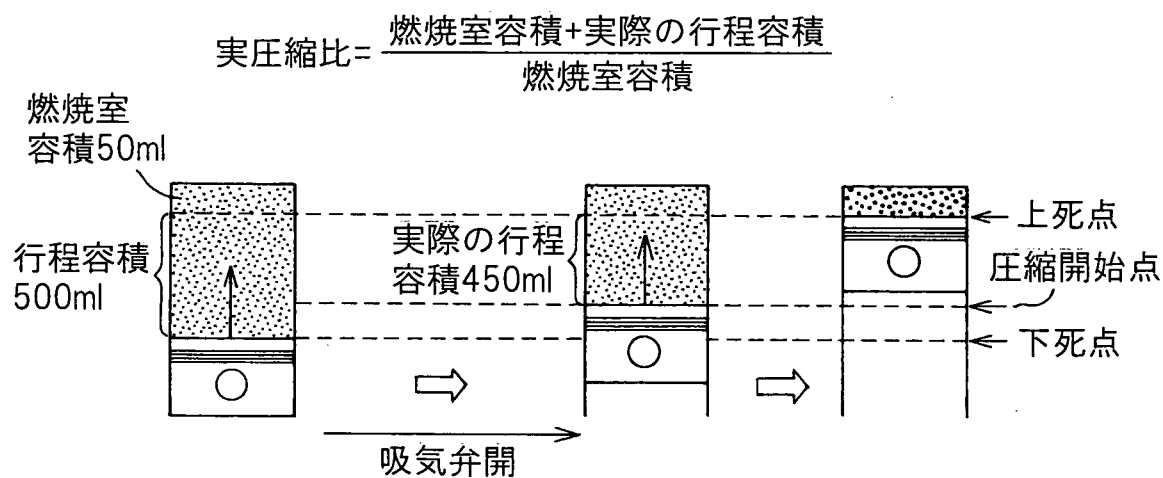


Fig.7A

$$\text{機械膨張比} = \frac{\text{燃焼室容積} + \text{行程容積}}{\text{燃焼室容積}}$$

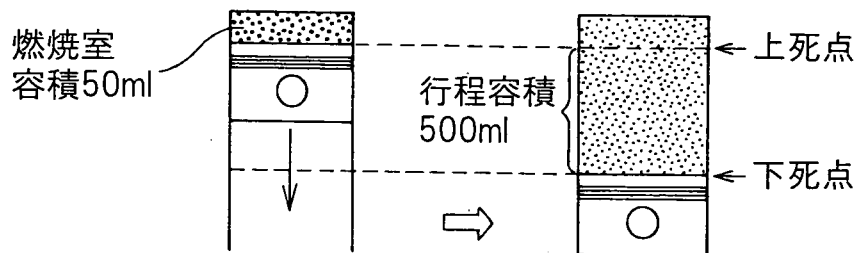


Fig.7B

$$\text{実膨張比} = \frac{\text{燃焼室容積} + \text{実際の行程容積}}{\text{燃焼室容積}}$$

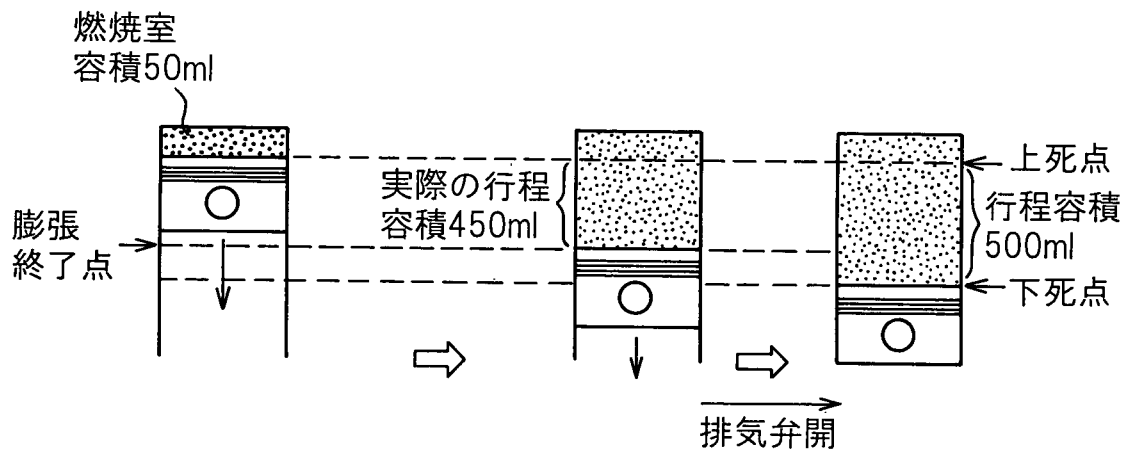


Fig. 8

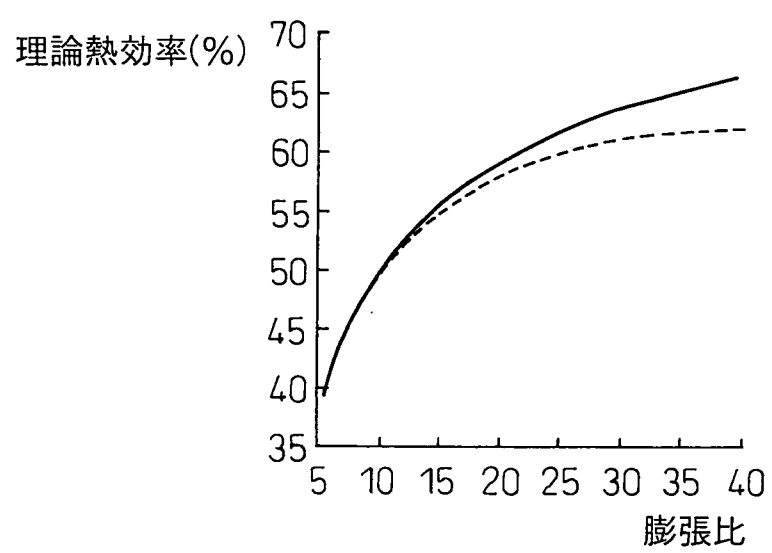


Fig.9A

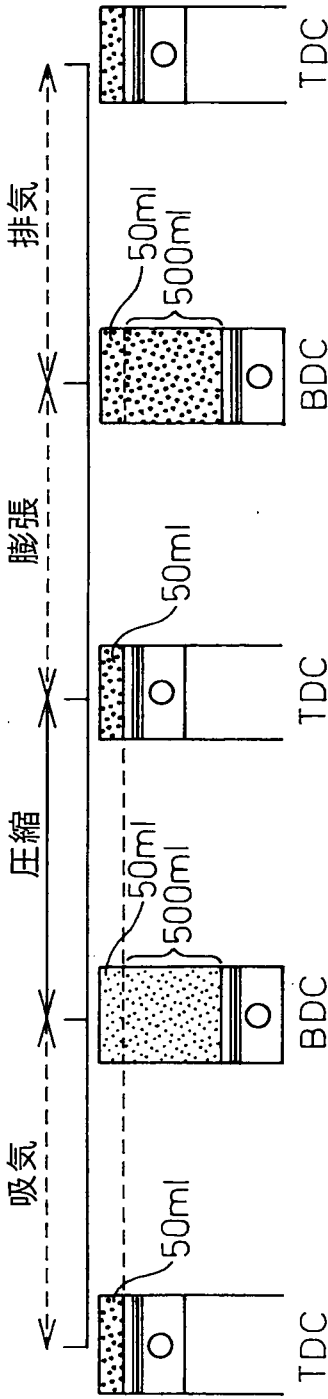


Fig.9B

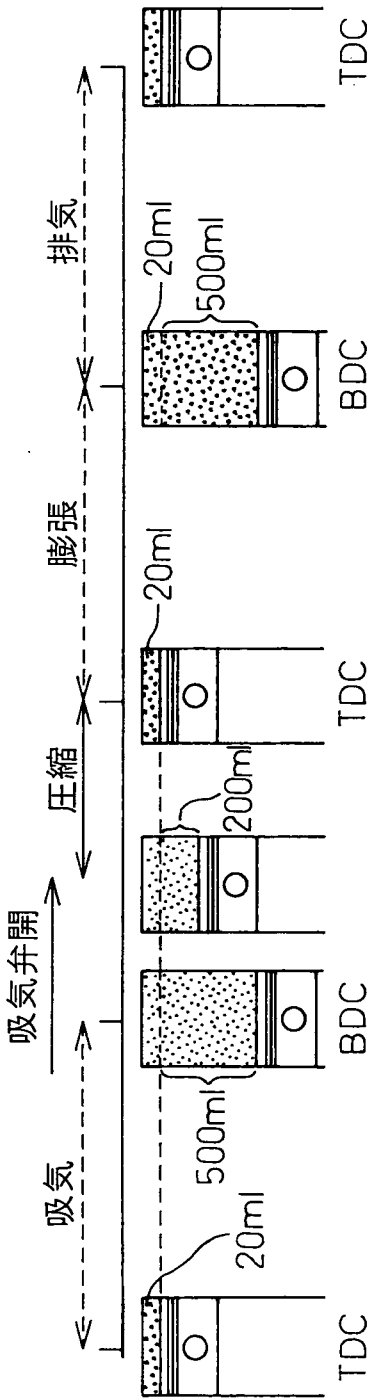


Fig.10

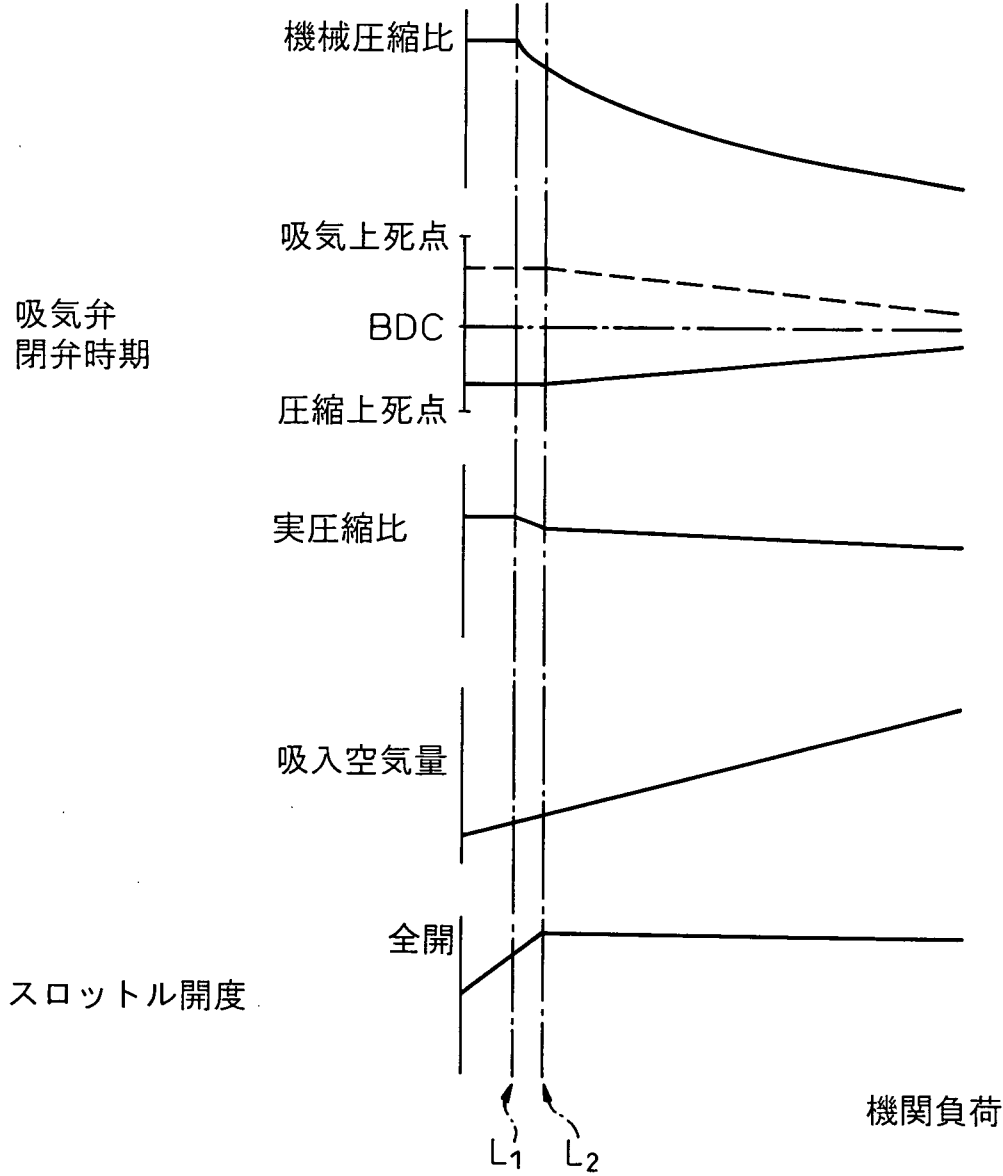


Fig.11

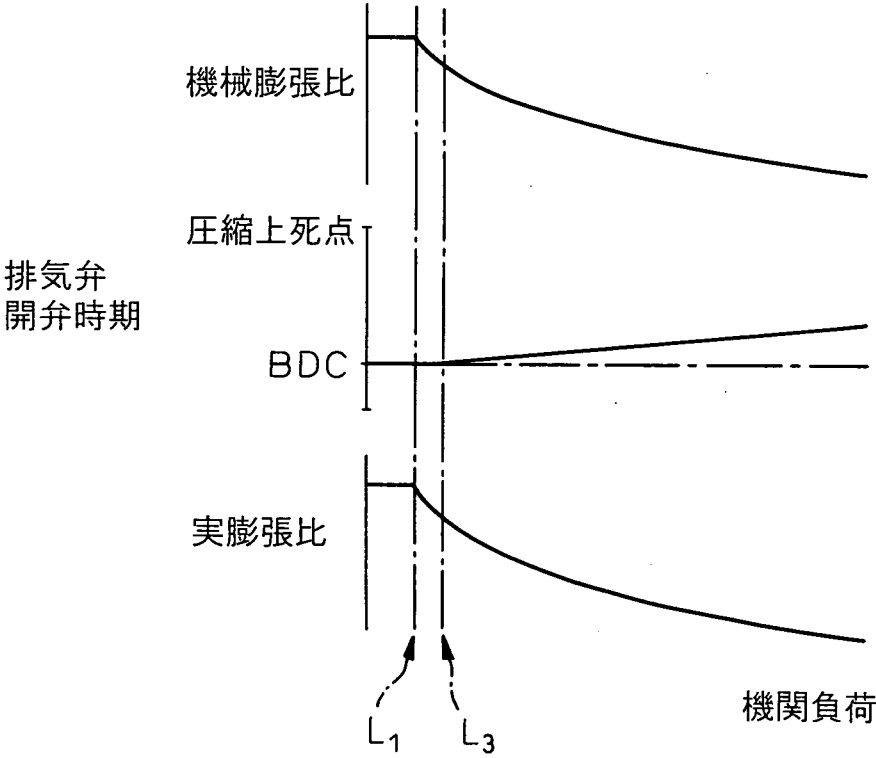


Fig.12A

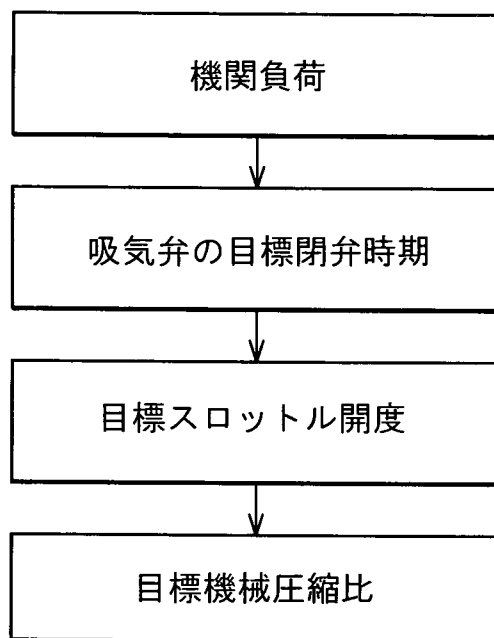


Fig.12B

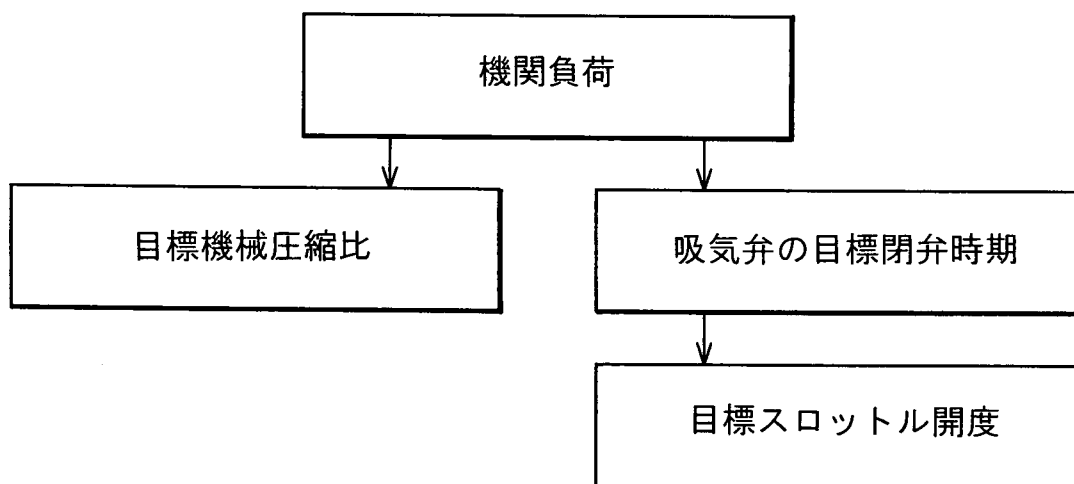


Fig.13

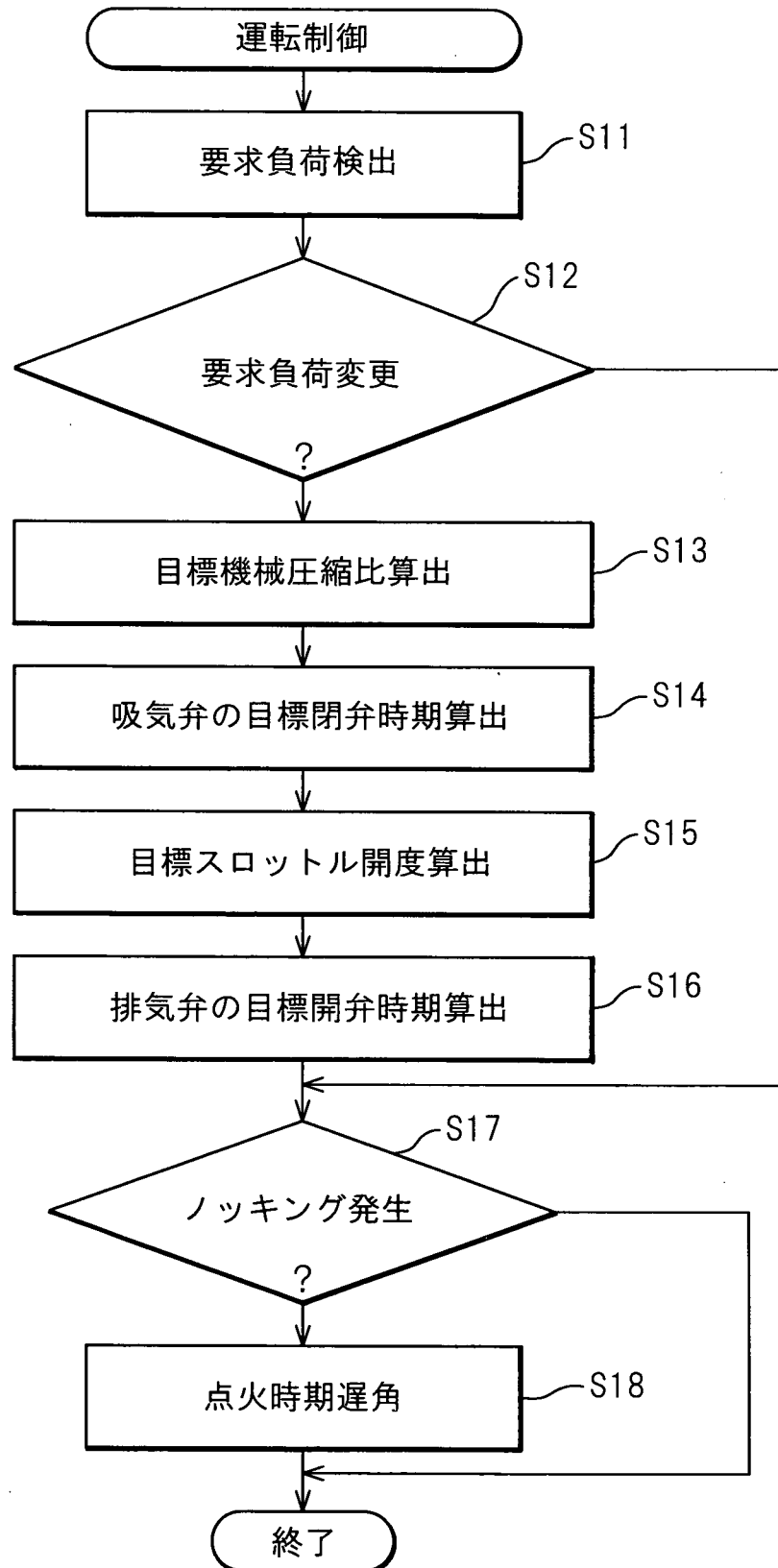


Fig.14A

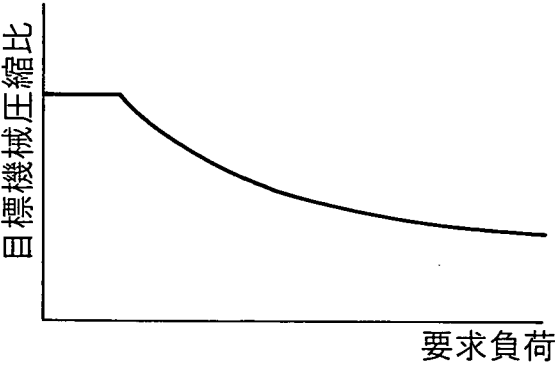


Fig.14B

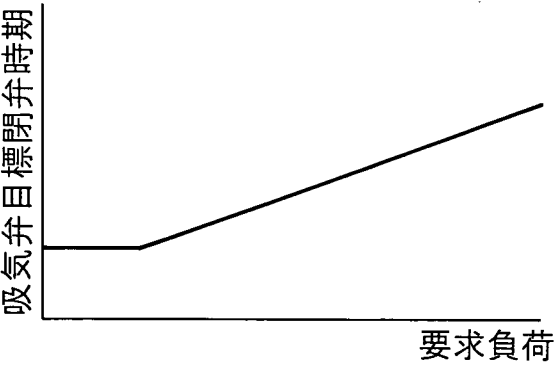


Fig.14C

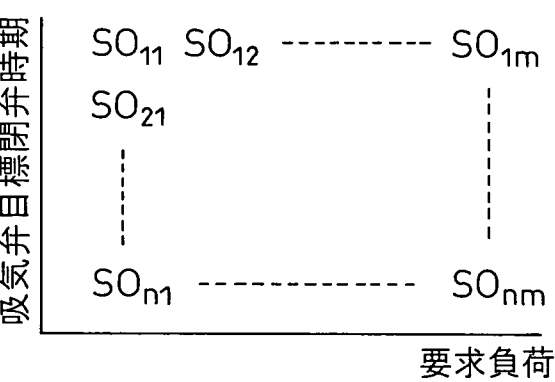
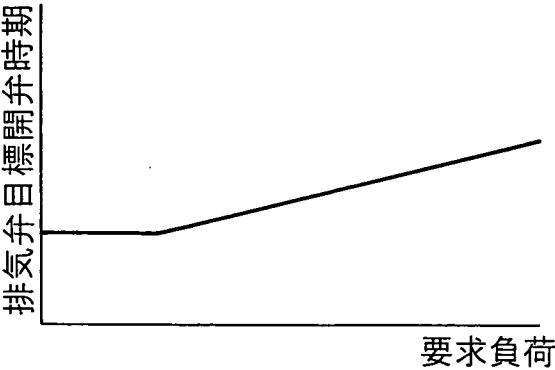


Fig.14D



符号の説明

- 1 … クランクケース
- 2 … シリンダブロック
- 3 … シリンダヘッド
- 4 … ピストン
- 5 … 燃焼室
- 7 … 吸気弁
- 9 … 排気弁
- 19 … スロットル弁
- A … 可変圧縮比機構
- B … 吸気可変動弁機構
- C … 排気可変動弁機構

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2008/064680

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F02D13/02 (2006.01) i, **F02D15/04** (2006.01) i, **F02P5/152** (2006.01) i, **F02P5/153** (2006.01) i

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)

F02D13/02, F02D15/04, F02P5/152, F02P5/153

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	1996-2008
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2008	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2008

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 Y	JP 2005-090299 A (Toyota Motor Corp.), 07 April, 2005 (07.04.05), Claims 1 to 4; Par. Nos. [0013] to [0016], [0041] to [0042], [0058] to [0059]; Fig. 1 (Family: none)	1 2-6
Y	JP 2007-056796 A (Toyota Motor Corp.), 08 March, 2007 (08.03.07), Claim 1; Par. Nos. [0021] to [0023], [0039] to [0040]; Fig. 2 (Family: none)	2-6

☒ 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
26 August, 2008 (26.08.08)

Date of mailing of the international search report
09 September, 2008 (09.09.08)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2008/064680

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 2007-071046 A (Toyota Motor Corp.), 22 March, 2007 (22.03.07), Par. Nos. [0012] to [0018], [0026] to [0027], [0034], [0051] to [0057], [0062], [0072]; Figs. 4, 12 (Family: none)	2-6
Y	JP 2006-177176 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 06 July, 2006 (06.07.06), Claim 1; Par. No. [0005] (Family: none)	6
Y	JP 2007-092610 A (Toyota Motor Corp.), 12 April, 2007 (12.04.07), Par. No. [0038] (Family: none)	6
A	JP 2004-218522 A (Toyota Motor Corp.), 05 August, 2004 (05.08.04), Claim 4; Figs. 4, 8 (Family: none)	1-6

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F02D13/02(2006.01)i, F02D15/04(2006.01)i, F02P5/152(2006.01)i, F02P5/153(2006.01)i

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（I P C））

Int.Cl. F02D13/02, F02D15/04, F02P5/152, F02P5/153

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	1 9 2 2 - 1 9 9 6 年
日本国公開実用新案公報	1 9 7 1 - 2 0 0 8 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 0 8 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 0 8 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 請求の範囲の番号
X Y	JP 2005-090299 A（トヨタ自動車株式会社）2005.04.07, 請求項1～4, 段落【0013】～【0016】, 段落【0041】～【0042】, 段落【0058】～【0059】, 図1（ファミリーなし）	1 2-6
Y	JP 2007-056796 A（トヨタ自動車株式会社）2007.03.08, 請求項1, 段落【0021】～【0023】, 段落【0039】～【0040】, 図2（ファミリーなし）	2-6
Y	JP 2007-071046 A（トヨタ自動車株式会社）2007.03.22, 段落【0	2-6

☒ 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

2 6 . 0 8 . 2 0 0 8

国際調査報告の発送日

0 9 . 0 9 . 2 0 0 8

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（I S A / J P）

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）

鹿角 剛二

3 Z

3 7 2 4

電話番号 0 3 - 3 5 8 1 - 1 1 0 1 内線 3 3 5 5

C (続き) . 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 請求の範囲の番号
	0 1 2】～【0 0 1 8】，段落【0 0 2 6】～【0 0 2 7】，段落【0 0 3 4】，段落【0 0 5 1】～【0 0 5 7】，段落【0 0 6 2】，段落【0 0 7 2】，図4及び1 2（ファミリーなし）	
Y	JP 2006-177176 A（日産自動車株式会社）2006.07.06，請求項1，段落【0 0 0 5】（ファミリーなし）	6
Y	JP 2007-092610 A（トヨタ自動車株式会社）2007.04.12，段落【0 0 3 8】（ファミリーなし）	6
A	JP 2004-218522 A（トヨタ自動車株式会社）2004.08.05，請求項4，図4，図8（ファミリーなし）	1-6