

(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
2015年1月15日(15.01.2015)



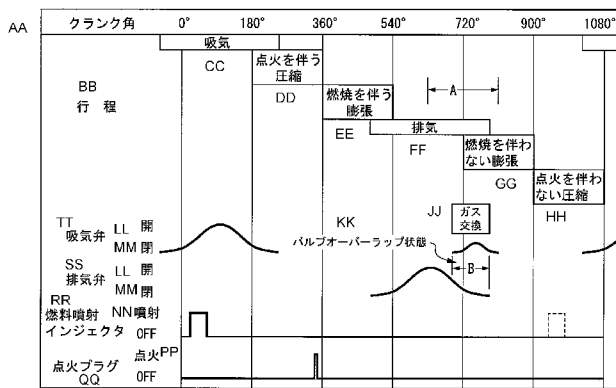
(10) 国際公開番号
WO 2015/005097 A1

- (51) 国際特許分類:
F02D 13/02 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2014/066394
- (22) 国際出願日: 2014年6月20日(20.06.2014)
- (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 2013-143253 2013年7月9日(09.07.2013) JP
- (71) 出願人: ヤマハ発動機株式会社 (YAMAHA HAT-SUDOKI KABUSHIKI KAISHA) [JP/JP]; 〒4388501 静岡県磐田市新貝2500番地 Shizuoka (JP).
- (72) 発明者: 塚原 映(TSUKAHARA, Ei); 〒4388501 静岡県磐田市新貝2500番地 ヤマハ発動機株式会社内 Shizuoka (JP).
- (74) 代理人: 山川 政樹, 外(YAMAKAWA, Masaki et al.); 〒1006104 東京都千代田区永田町2丁目1番1号 山王パークタワー4階 山川国際特許事務所内 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, JP, KE, KG, 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, 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, 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).

[続葉有]

(54) Title: SIX-CYCLE ENGINE AND METHOD FOR OPERATING SIX-CYCLE ENGINE

(54) 発明の名称: 6サイクルエンジンおよび6サイクルエンジンの運転方法



- AA Crank angle
- BB Stroke
- CC Intake
- DD Compression accompanied by ignition
- EE Expansion accompanied by combustion
- FF Exhaust
- GG Expansion not accompanied by combustion
- HH Compression not accompanied by ignition
- JJ Gas replacement
- KK Valve overlap state
- LL Open
- MM Close
- NN Injection
- PP Ignition
- QQ Ignition plug
- RR Fuel injector
- SS Exhaust valve
- TT Intake valve

(57) Abstract: A six-cycle engine is provided with a cylinder, a piston, a cylinder head, a combustion chamber, an intake port, an exhaust port, an intake valve, an exhaust valve, a fuel injector, and an ignition plug. The six-cycle engine is also provided with a valve gear which operates the intake valve and the exhaust valve so that the following strokes are executed: an intake stroke, a compression stroke which is accompanied by ignition, an expansion stroke which is accompanied by combustion, an exhaust stroke, an expansion stroke which is not accompanied by combustion, and a compression stroke which is not accompanied by ignition. During a period from an exhaust stroke to an intake stroke, the valve gear opens the intake valve and/or the exhaust valve for a predetermined period of time when the piston is located on the top dead center side. A valve overlap state (B) occurs at least once during the period from the exhaust stroke to the intake stroke. Gas in the cylinder is replaced properly and thermal efficiency is increased, and high cooling effect can be obtained using only the parts constituting the engine.

(57) 要約:

[続葉有]



WO 2015/005097 A1

添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

シリンダと、ピストンと、シリンダヘッドと、燃焼室と、吸気ポートと、排気ポートと、吸気弁と、排気弁と、燃料噴射インジェクタと、点火プラグとを備える。吸気弁および排気弁を、吸気行程と、点火を伴う圧縮行程と、燃焼を伴う膨張行程と、排気行程と、燃焼を伴わない膨張行程と、点火を伴わない圧縮行程とが実行されるように動作させる動弁装置を備える。動弁装置は、排気行程から吸気行程に至る期間内に、吸気弁と排気弁とのうち少なくともいずれか一方をピストンが上死点側に位置しているときに予め定めた期間だけ開く。排気行程から吸気行程に至る期間内にバルブオーバーラップ状態 (B) が少なくとも 1 回実現される。シリンダ内のガス交換が正しく行われて熱効率が高くなるとともに、エンジンの構成部品のみを使って高い冷却効果が得られる。

明 細 書

発明の名称：

6 サイクルエンジンおよび6 サイクルエンジンの運転方法

技術分野

[0001] 本発明は、排気行程が実施された後にピストンが1往復してから吸気行程が実施される6サイクルエンジンおよび6サイクルエンジンの運転方法に関するものである。

背景技術

[0002] エンジンは、燃費の向上と出力の向上とが求められるものである。これを実現するためには、エンジンの熱効率をさらに向上させる必要がある。

エンジンの熱効率は、シリンダ内の冷却を促進し、点火時期を進角させたり、圧縮比を高くすることにより向上させることが可能である。シリンダ内の冷却が促進される従来のエンジンとしては、排気行程の後にピストンが1往復してから吸気行程が実施される6サイクルエンジンがある。

この6サイクルエンジンは、吸入行程、圧縮行程、膨張行程、排気行程からなる4行程に、冷却を促進するために第2吸気行程と第2圧縮行程とからなる掃気行程を更に加えた6行程が順次実施されるものである。

[0003] この種の6サイクルエンジンにおいては、後述するように主に2つの不具合があった。第1の不具合は、第2吸気行程で吸気弁が開くことにより、新気が吸入されるためにポンプ損失が発生してしまうことである。第2の不具合は、第2排気行程で排気弁が開くことにより、酸素が燃焼により消費されていない空気が排気通路に排出されてしまうことである。すなわち、この空気の酸素量が排気通路内の O_2 センサによって検出され、空燃比が異常な値に算定されてしまうという不具合が生じる。また、排気通路中の触媒に流入する酸素の量が過大になるから、排ガスを十分に浄化することができなくなるという不具合も生じる。

[0004] このような不具合は、特許文献1に記載されている6サイクルエンジンの

運転方法を採用することによって解消することができる。特許文献1に開示されている6サイクルエンジンの運転方法は、第2吸気行程と第2排気行程とを実施する代わりに、排気弁を「排気行程」から「吸気行程」の始まるときまで開き続けることにより実施される。すなわち、排気弁は、排気行程が終了しても閉じることはなく、冷却期間が終了して吸気行程が開始されるまで開き続ける。

[0005] この方法によれば、排気行程の後にピストンが下降することにより排気通路内の既燃ガスがシリンダ内に吸入され、その後のピストン上昇行程でシリンダ内の既燃ガスが排気通路に排出される。

この運転方法を採用することにより、ポンプ損失の発生を抑えながら、排気通路に一旦排出されて温度が低下した既燃ガスを用いてシリンダ内の冷却を図ることができる。また、この特許文献1中には、排気行程と吸気行程との間の冷却期間中にシリンダ内に水を噴射し、シリンダ内をさらに冷却する運転方法も開示されている。

先行技術文献

特許文献

[0006] 特許文献1：特開2007-303303号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0007] 特許文献1に開示されている6サイクルエンジンの運転方法は、主に以下の3つの問題があった。

第1の問題は、シリンダ内が期待したほど冷却されないことである。この原因は、冷却期間中にシリンダ内に吸入される既燃ガスの温度と、シリンダの温度との差が小さいからである。

[0008] 第2の問題は、冷却期間中にシリンダ内に大量に既燃ガスが流入してしまうことである。すなわち、燃焼室内に既燃ガスが多く残存している状態で吸気行程が開始されるから、多くの運転領域において、吸気行程が終了した後

にシリンダ内の既燃ガスが占める割合が多くなってしまふ。また、吸気行程が開始されるときバルブオーバーラップ時に燃焼室内の既燃ガスが圧力差によって吸気通路に逆流してしまふ可能性も高くなる。

このように燃焼室内のガス交換が正しく行われないと、燃焼が悪化し、エンジンの熱効率が著しく低下することになる。

[0009] 第3の問題は、冷却効果を高くするために水をシリンダ内に噴射する運転方法を採用する場合に生じる。すなわち、エンジンに水噴射用のインジェクタや貯水タンクなどの補機を装備しなければならず、エンジンが大型化してしまふ。

[0010] 本発明はこのような問題を解消するためになされたもので、シリンダ内のガス交換が正しく行われて熱効率が高くなるとともに、エンジンの構成部品のみを使って高い冷却効果が得られる6サイクルエンジンおよび6サイクルエンジンの運転方法を提供することを目的とする。

課題を解決するための手段

[0011] この目的を達成するために、本発明に係る6サイクルエンジンは、シリンダと、前記シリンダ内に挿入されて下死点と上死点との間を往復するピストンと、前記シリンダに取付けられたシリンダヘッドと、前記シリンダ、前記ピストンおよび前記シリンダヘッドによって囲まれて形成された燃焼室と、前記シリンダヘッドに形成され、前記燃焼室に下流端が開く吸気ポートと、前記シリンダヘッドに形成され、前記燃焼室に上流端が開く排気ポートと、前記シリンダヘッドに設けられて前記吸気ポートを開閉する吸気弁と、前記シリンダヘッドに設けられて前記排気ポートを開閉する排気弁と、前記燃焼室内と吸気ポートとのうち少なくともいずれか一方に燃料を噴射する燃料噴射インジェクタと、前記燃焼室の壁に取付けられた点火プラグと、前記吸気弁および排気弁を、吸気行程と、点火を伴う圧縮行程と、燃焼を伴う膨張行程と、排気行程と、燃焼を伴わない膨張行程と、点火を伴わない圧縮行程とからなる6行程がこの順序で実行されるように動作させる動弁装置とを備え、前記動弁装置は、前記排気行程から前記吸気行程に至る期間内に

、前記排気行程で閉じている吸気弁と、前記吸気行程で閉じている排気弁とのうち少なくともいずれか一方を、前記ピストンが上死点側に位置しているときに予め定めた期間だけ開くものであり、前記排気行程から前記吸気行程に至る期間内にバルブオーバーラップ状態が少なくとも1回実現されることを特徴とする。

[0012] 本発明に係る6サイクルエンジンの運転方法は、シリンダと、前記シリンダ内に挿入されて下死点と上死点との間を往復するピストンと、前記シリンダに取付けられたシリンダヘッドと、前記シリンダ、前記ピストンおよび前記シリンダヘッドによって囲まれて形成された燃焼室と、前記シリンダヘッドに形成され、前記燃焼室に下流端が開く吸気ポートと、前記シリンダヘッドに形成され、前記燃焼室に上流端が開く排気ポートと、前記シリンダヘッドに設けられて前記吸気ポートを開閉する吸気弁と、前記シリンダヘッドに設けられて前記排気ポートを開閉する排気弁と、前記燃焼室内と吸気ポートとのうちいずれか一方に燃料を噴射する燃料噴射インジェクタと、前記燃焼室の壁に取付けられた点火プラグとを備えたエンジンに、吸気行程と、点火を伴う圧縮行程と、燃焼を伴う膨張行程と、排気行程と、燃焼を伴わない膨張行程と、点火を伴わない圧縮行程とからなる6行程をこの順序で実行し、前記排気行程から前記吸気行程に至る期間内に、前記排気行程で閉じている吸気弁と、前記吸気行程で閉じている排気弁とのうち少なくともいずれか一方を、前記ピストンが上死点側に位置しているときに予め定めた期間だけ開くことによりバルブオーバーラップ状態が少なくとも1回実現される6サイクルエンジンの運転方法である。

発明の効果

[0013] 本発明に係る6サイクルエンジンおよび6サイクルエンジンの運転方法によれば、燃焼を伴わない膨張行程と、点火を伴わない圧縮行程とが実行される冷却期間中にシリンダ内の冷却が促進される。この冷却は、エンジンの基本的な構成部品のみを用いて実施される。また、この6サイクルエンジンにおいて排気行程と吸気行程との間でバルブオーバーラップ状態が実現される

ことにより、シリンダ内の既燃ガスが吸気によって排気通路に押し出され、シリンダ内のガス交換が行われる。

[0014] バルブオーバーラップ状態が実現されるときは、ピストンが上死点の近傍に位置しているために燃焼室の容積が小さく、吸気弁が僅かに開くだけでも十分なガス交換が可能である。このため、排気通路に排出される新気の量を最小限に抑えながらシリンダ内のガス交換が効率よく行われるから、燃焼が改善され、熱効率が向上する。

[0015] また、このときは燃焼室の表面積も最小に近いから、燃焼室の冷却も効率よく行うことができる。さらに、このときはピストンの移動量も小さいので、ポンプ損失を最小限に抑えることができる。

したがって、本発明によれば、シリンダ内のガス交換が正しく行われて熱効率が高くなるとともに、エンジンの構成部品のみを使って高い冷却効果が得られる6サイクルエンジンを提供することができる。

図面の簡単な説明

[0016] [図1]図1は、本発明の第1の実施の形態による6サイクルエンジンの要部の構成を示す断面図である。

[図2]図2は、第1の実施の形態による6サイクルエンジンの運転方法を説明するためのタイムチャートである。

[図3]図3は、第1の実施の形態による6サイクルエンジンに使用するシリンダヘッドの断面図である。

[図4]図4は、ポンプ損失の大きさを示すグラフである。

[図5A]図5Aは、第1の実施の形態による6サイクルエンジンのシリンダ容積とシリンダ圧力との変化を示すP-V線図である。

[図5B]図5Bは、比較例1による6サイクルエンジンのシリンダ容積とシリンダ圧力との変化を示すP-V線図を示すである。

[図5C]図5Cは、比較例2による6サイクルエンジンのシリンダ容積とシリンダ圧力との変化を示すP-V線図である。

[図6]図6は、負荷と熱効率の関係を示すグラフである。

[図7]図7は、第2の実施の形態による6サイクルエンジンの運転方法を説明するためのタイムチャートである。

[図8]図8は、第2の実施の形態による6サイクルエンジンに使用するシリンダヘッドの断面図である。

[図9]図9は、第3の実施の形態による6サイクルエンジンの運転方法を説明するためのタイムチャートである。

[図10]図10は、第3の実施の形態による6サイクルエンジンに使用するシリンダヘッドの断面図である。

[図11]図11は、第4の実施の形態による6サイクルエンジンの要部の構成を示す断面図である。

[図12]図12は、第4の実施の形態による6サイクルエンジンの運転方法を説明するためのタイムチャートである。

[図13]図13は、第4の実施の形態による6サイクルエンジンに使用するシリンダヘッドの断面図である。

[図14]図14は、第4の実施の形態による6サイクルエンジンの動弁装置の構成を示す斜視図である。図14においては、運転形態変更機構の一部の部品を破断して描いてある。

[図15A]図15Aは、第4の実施の形態による6サイクルエンジンの第1の吸気カムの断面図である。

[図15B]図15Bは、第4の実施の形態による6サイクルエンジンの第2の吸気カムの断面図である。

[図16A]図16Aは、第4の実施の形態による6サイクルエンジンの第1の排気カムの断面図である。

[図16B]図16Bは、第4の実施の形態による6サイクルエンジンの第2の排気カムの断面図である。

[図17]図17は、運転形態を変更するために用いるマップとなるグラフである。

発明を実施するための形態

[0017] (第1の実施の形態)

以下、本発明に係る6サイクルエンジンおよび6サイクルエンジンの運転方法の一実施の形態を図1～図6によって詳細に説明する。第1の実施の形態は、請求項1、請求項2、請求項6および請求項7に記載した発明の実施の形態である。

[0018] 図1に示す6サイクルエンジン1は、本発明に係る6サイクルエンジンの運転方法を実施するためのもので、シリンダ2と、ピストン3と、シリンダヘッド4とを備えている。この6サイクルエンジン1は、単気筒エンジンや多気筒エンジンとして構成することができる。また、この6サイクルエンジン1は、直列多気筒エンジンやV型エンジンなどとしても構成することができる。

[0019] シリンダ2およびシリンダヘッド4は、図示していない水冷式の冷却装置によって冷却されるものである。

ピストン3は、シリンダ2内に移動自在に嵌合されており、シリンダ2内に挿入された状態で下死点と上死点との間を往復する。

シリンダヘッド4は、上述したシリンダ2およびピストン3と協働して燃焼室5を形成している。燃焼室5は、シリンダ2と、ピストン3と、シリンダヘッド4とによって囲まれて形成されている。

[0020] シリンダヘッド4には、吸気ポート6と排気ポート7とが形成されている。吸気ポート6の下流端は、燃焼室5に開口している。吸気ポート6の上流側は、図示していないスロットル弁を有する吸気装置に接続されている。排気ポート7の上流端は、燃焼室5に開口している。排気ポート7の下流側は、図示していない触媒を有する排気装置に接続されている。

[0021] シリンダヘッド4は、吸気弁11と、排気弁12と、燃料噴射インジェクタ13と、点火プラグ14と、動弁装置15とを備えている。

吸気弁11は、吸気ポート6を開閉するものである。この吸気弁11は、後述する動弁装置15によって駆動される。

排気弁12は、排気ポート7を開閉するものである。この排気弁12は、

後述する動弁装置 15 によって駆動される。

燃料噴射インジェクタ 13 は、図 1 において、点火プラグ 14 と吸気弁 11 との間に実線で示す位置と、図 1 において、吸気ポート 6 の中間部に二点鎖線で示す位置とのうち少なくともいずれか一方の位置に設けることができる。図 1 中に実線で示す燃料噴射インジェクタ 13 は、燃料 16 を燃焼室 5 内に直接噴射する。このように燃焼室 5 内に燃料を直接噴射する燃料噴射インジェクタ 13 を以下においては単に筒内噴射インジェクタという。

[0022] 図 1 中に二点鎖線で示す燃料噴射インジェクタ 13 は、吸気ポート 6 内に燃料を噴射する。このように吸気ポート 6 内に燃料を噴射する燃料噴射インジェクタ 13 を以下においては吸気ポート内噴射インジェクタという。すなわち、この実施の形態による 6 サイクルエンジン 1 は、燃焼室 5 内と吸気ポート 6 とのうち少なくともいずれか一方に燃料を噴射する燃料噴射インジェクタ 13 を備えている。

筒内噴射インジェクタ 13 と吸気ポート内噴射インジェクタ 13 が燃料 16 を噴射する時期は、エンジン用制御装置 17 によって制御される。

[0023] 点火プラグ 14 は、燃焼室 5 の天井壁 5a の中央部に取付けられている。天井壁 5a は、シリンダ 2 の軸線方向から見て円形に形成されている。この点火プラグ 14 の点火時期は、制御装置 17 によって制御される。

動弁装置 15 は、吸気弁 11 と排気弁 12 とを後述する 6 行程が順次実行されるように動作させる。この 6 行程とは、図 2 に示すように、吸気行程と、点火を伴う圧縮行程と、燃焼を伴う膨張行程と、排気行程と、燃焼を伴わない膨張行程と、点火を伴わない圧縮行程である。

[0024] 吸気行程においては、吸気弁 11 が開きかつ排気弁 12 が閉じている状態でピストン 3 が上死点から下死点に向けて移動し、シリンダ 2 内に新気が吸入される。なお、以下においては、ピストン 3 が上死点から下死点に向けて移動することを単にピストン 3 が下降するという。また、ピストン 3 が下死点から上死点に向けて移動することを単にピストン 3 が上昇するという。吸気行程は、吸気弁 11 が閉じることにより終了する。吸気弁 11 は、後述す

る排気行程で動弁装置 15 によって開かれるまで閉じた状態に保たれる。燃料噴射インジェクタとして筒内噴射インジェクタ 13 を備えている場合は、この筒内噴射インジェクタ 13 が吸気行程で燃料 16 を燃焼室 5 内に直接噴射する。なお、燃料噴射インジェクタとして吸気ポート内噴射インジェクタ 13 を備えている場合は、吸気ポート内噴射インジェクタ 13 が後述する点火を伴わない圧縮行程で燃料 16 を吸気ポート 6 内に噴射する。図 2 は、筒内噴射インジェクタ 13 の燃料噴射時期を太線で示し、吸気ポート内噴射インジェクタ 13 の燃料噴射時期を破線で示す。

[0025] 点火を伴う圧縮行程においては、吸気弁 11 と排気弁 12 とが閉じている状態でピストン 3 が上昇し、シリンダ 2 内の空気が圧縮される。上述した燃料噴射インジェクタ 13 は、この点火を伴う圧縮行程で燃料 16 を噴射する。また、点火プラグ 14 は、この行程の終期に通電され、燃料 16 に点火する。

燃焼を伴う膨張行程においては、吸気弁 11 と排気弁 12 とが閉じている状態でピストン 3 が燃焼圧力によって下降する。

[0026] 排気行程においては、排気弁 12 が開いている状態でピストン 3 が上昇し、シリンダ 2 内の排ガスが排気ポート 7 に排出される。この実施の形態による 6 サイクルエンジンは、この排気行程の後半から次の燃焼を伴わない膨張行程の前半の間の運転方法に特徴を有するものである。この 6 サイクルエンジンの運転方法は、排気行程の後半から燃焼を伴わない膨張行程の前半の間となる期間に、吸気弁 11 と排気弁 12 との両方が開くバルブオーバーラップ状態が実現される運転方法である。

[0027] すなわち、この動弁装置 15 は、排気行程と、燃焼を伴わない膨張行程とが実施されるときであって、ピストン 3 が上死点側に位置しているときに、それまで閉じていた吸気弁 11 を予め定めた期間だけ開く。ピストン 3 が上死点側に位置しているときとは、図 2 中に期間 A として示すように、排気行程でピストン 3 の位置が下死点後 90 度の位置を越えたときから、燃焼を伴わない膨張行程でピストン 3 の位置が上死点後 90 度の位置に達するまでの

期間をいう。

[0028] バルブオーバーラップ状態は、図2中に期間Bとして示すときに実現される。このようにバルブオーバーラップ状態が実現されることにより、シリンダ2内の既燃ガスが吸気によって排気通路に押し出され、シリンダ2内のガス交換が行われる。

燃焼を伴わない膨張行程においては、バルブオーバーラップ状態となる期間が終了して吸気弁11と排気弁12とが閉じている状態でピストン3が下降し、空気がシリンダ2内で膨張する。

点火を伴わない圧縮行程においては、吸気弁11と排気弁12とが閉じている状態でピストン3が上昇し、シリンダ2内で膨張していた空気が復元される。

[0029] すなわち、この実施の形態による動弁装置15は、排気行程から燃焼を伴わない膨張行程と、点火を伴わない圧縮行程とを経て吸気行程に至る期間内に、バルブオーバーラップ状態が1回実現されるものである。

この6サイクルエンジンの運転方法を実施する動弁装置15は、図3に示すように形成されている。図3において、図1によって説明したものと同一もしくは同等の部材については、同一符号を付し詳細な説明を適宜省略する。

[0030] 図3に示すシリンダヘッド4には、燃焼室5の天井壁5aと、吸気ポート6および排気ポート7と、インジェクタ収容部（図示せず）と、点火プラグ収容部18と、冷却用ウォータージャケット19などが形成されている。

このシリンダヘッド4の吸気ポート6と排気ポート7は、シリンダヘッド4の内部で二又状に分岐する形状に形成されている。このため、吸気弁11と排気弁12は、1気筒あたり2本ずつ設けられている。

[0031] 図3に示す動弁装置15は、吸気弁11を駆動するための吸気カム軸21と、排気弁12を駆動するための排気カム軸22とを備えている。

吸気カム軸21と排気カム軸22は、図示していないクランク軸が3回転することによってそれぞれ1回転する。吸気カム軸21の回転は、吸気カム

軸 2 1 に設けられている吸気カム 2 3 と、吸気弁用伝動機構 2 4 とによって往復運動に変換されて吸気弁 1 1 に伝達される。排気カム軸 2 2 の回転は、排気カム軸 2 2 に設けられている排気カム 2 5 と、排気弁用伝動機構 2 6 とによって往復運動に変換されて排気弁 1 2 に伝達される。この実施の形態による吸気カム軸 2 1 の回転方向は、図 3 において、時計方向である。

[0032] 吸気カム軸 2 1 と排気カム軸 2 2 は、支持部材 2 7 とカムキャップ 2 8 とによってそれぞれ回転自在に支持されている。支持部材 2 7 は、シリンダヘッド 4 に取付けられている。カムキャップ 2 8 は、吸気カム軸 2 1 および排気カム軸 2 2 を支持部材 2 7 とともに挟む状態で支持部材 2 7 に取付けられている。

吸気カム軸 2 1 の吸気カム 2 3 は、吸気弁 1 1 毎に設けられている。排気カム軸 2 2 の排気カム 2 5 は、排気弁 1 2 毎に設けられている。

[0033] この実施の形態による吸気カム 2 3 は、ベース円部 2 3 a と、第 1 のノーズ部 2 3 b と、第 2 のノーズ部 2 3 c とによって構成されている。ベース円部 2 3 a は、吸気弁 1 1 が開くことがないように形成されている。第 1 のノーズ部 2 3 b は、吸気行程を実行するためのものである。第 2 のノーズ部 2 3 c は、上述したオーバーラップ状態を実現するためのものである。第 2 のノーズ部 2 3 c は、第 1 のノーズ部 2 3 b と比べると、ベース円部 2 3 a から突出する突出寸法が小さく、かつ回転方向の幅が狭く形成されている。

[0034] 吸気弁用伝動機構 2 4 は、吸気カム 2 3 の回転を往復運動に変換して吸気弁 1 1 に伝達するものである。排気弁用伝動機構 2 6 は、排気カム 2 5 の回転を往復運動に変換して排気弁 1 2 に伝達するものである。この排気弁用伝動機構 2 6 は、駆動の対象が排気弁 1 2 である点のみにおいて、吸気弁用伝動機構 2 4 とは異なっている。しかし、排気弁用伝動機構 2 6 のその他の構成は、吸気弁用伝動機構 2 4 と同等である。このため、排気弁用伝動機構 2 6 において、吸気弁用伝動機構 2 4 と同等の機能を有する部材については、同一符号を付し、詳細な説明は適宜省略する。

[0035] 吸気弁用伝動機構 2 4 は、吸気カム軸 2 1 の近傍に位置する揺動カム 3 1

と、この揺動カム31と吸気弁11との間に位置するロッカーアーム32とを備えている。揺動カム31とロッカーアーム32は、吸気弁11毎に設けられている。

揺動カム31は、吸気カム軸21と平行な支軸33に揺動自在に支持された揺動カム本体34と、この揺動カム本体34に回転自在に取付けられたローラ35とによって構成されている。

支軸33は、吸気カム軸21から排気カム軸22側に離れた位置に設けられており、支持部材27に支持されている。

[0036] 揺動カム本体34の揺動端部には、後述するロッカーアーム32と接触するカム面36が形成されている。カム面36は、ベース円部36aとリフト部36bとによって構成されている。ベース円部36aは、吸気カム軸21の軸線方向から見て支軸33の軸心を中心とする円弧状に形成されている。リフト部36bは、ベース円部36aから離れるにしたがって徐々に支軸33の軸心との距離が長くなるように形成されている。

[0037] ローラ35は、揺動カム本体34から吸気カム軸21側に突出するように揺動カム本体34に取付けられている。ローラ35の軸線は、吸気カム軸21の軸線と平行である。このローラ35は、吸気カム23に接触して回転する。この実施の形態による揺動カム31は、ローラ35が吸気カム23に常に接触するように、捻りコイルばね37によって付勢されている。捻りコイルばね37は、支軸33が貫通する状態で支軸33に支持されている。

[0038] ロッカーアーム32は、揺動カム31の揺動動作を複数の揺動部材によって吸気弁11に伝達する構成が採られている。これら複数の揺動部材は、揺動カム31のカム面36に接触するローラ41を有するコントロールアーム42と、吸気弁11に接触するロッカーアーム本体43である。これらのコントロールアーム42とロッカーアーム本体43は、ロッカー軸44にそれぞれ揺動自在に支持されている。

[0039] ロッカー軸44は、軸線が吸気カム軸21の軸線と平行になる状態でシリンダヘッド4と支持部材27とに回転自在に支持されている。また、ロッカ

一軸44は、いわゆるクランク軸状に形成されている。すなわち、ロッカー軸44は、シリンダヘッド4および支持部材27に支持される部分と同一軸線上に位置する主軸44aと、この主軸44aとは偏心した位置にある偏心ピン44bとを備えている。ロッカーアーム本体43は、主軸44aに揺動自在に支持されている。

コントロールアーム42は、偏心ピン44bに揺動自在に支持されている。

[0040] ロッカー軸44の一端部には、図示していないサーボモータ等の駆動機構が接続されている。このロッカー軸44は、駆動機構による駆動によって、所定の回動角度となるように回転させられる。

ロッカーアーム本体43には、後述するコントロールアーム42のコントロールアーム本体42aが接触するアーム43aと、吸気弁11のシム45を押圧するための押圧子43bとが形成されている。

[0041] コントロールアーム42は、偏心ピン44bに回動自在に支持されたコントロールアーム本体42aと、このコントロールアーム本体42aの揺動端部に回転自在に設けられたローラ41とによって構成されている。

コントロールアーム本体42aの揺動端部は、ロッカーアーム本体43のアーム43aに図3において上側から接触する形状に形成されている。

コントロールアーム42は、ロッカー軸44が回転して偏心ピン44bの位置が変わることに伴って、アーム43aの長手方向に移動する。

[0042] コントロールアーム42が吸気カム軸21に接近する方向に移動する場合は、カム面36のリフト部36bがローラ41を相対的に多く押し、吸気弁11が相対的に大きく開くようになる。コントロールアーム42が吸気カム軸21から離間する方向に移動する場合は、ローラ41がカム面36のベース円部36aにのみ接触し、吸気弁11が閉状態に保たれる。偏心ピン44bの位置を連続的に変更することにより、吸気弁11の開閉タイミングとリフト量とをエンジンの運転状態に適するように自由に設定できる。

[0043] この実施の形態による6サイクルエンジン1によれば、排気行程の後に燃

焼を伴わない膨張行程と、点火を伴わない圧縮行程とが実施される。このため、これらの行程が実施される期間が冷却期間となって、シリンダ2内の冷却が促進される。この冷却は、6サイクルエンジン1の基本的な構成部品のみを用いて実施される。

また、この6サイクルエンジン1においては、吸気カム軸21が回転して吸気カム23の第2のノーズ部23cがローラ35を押すことによって、排気行程の後半から燃焼を伴わない膨張行程の前半にわたる期間内でバルブオーバーラップ状態が実現される。このようにバルブオーバーラップ状態が実現されることにより、シリンダ2内の既燃ガスが吸気によって排気通路（排気ポート7）に押し出され、シリンダ2内のガス交換が行われる。

[0044] バルブオーバーラップ状態が実現されるときは、ピストン3が上死点の近傍に位置しているために燃焼室5の容積が小さく、吸気弁11が僅かに開くだけでも十分なガス交換が可能である。このため、排気通路に排出される新気の量を最小限に抑えながらシリンダ2内のガス交換が効率よく行われるから、燃焼が改善され、熱効率が向上する。

また、このときは燃焼室5の表面積も最小に近いから、燃焼室5の冷却も効率よく行うことができる。さらに、このときはピストン3の移動量も小さいので、ポンプ損失を最小限に抑えることができる。

[0045] したがって、この実施の形態によれば、シリンダ2内のガス交換が正しく行われて熱効率が高くなるとともに、エンジンの構成部品のみを使って高い冷却効果が得られる6サイクルエンジンおよび6サイクルエンジンの運転方法を提供することができる。

[0046] この実施の形態による動弁装置15は、排気行程でピストン3の位置が下死点后90度の位置を越えたときから、燃焼を伴わない膨張行程でピストン3の位置が上死点后90度の位置に達するまでの期間内で、バルブオーバーラップ状態が実現されるように吸気弁11を開いて閉じるものである。

このため、シリンダ2内に既燃ガスが残存しないか、残存したとしてもきわめて少ない状態で、燃焼を伴わない膨張行程と、点火を伴わない圧縮行程

とが実施され、シリンダ 2 内が効率よく冷却される。

したがって、この実施の形態によれば、シリンダ 2 内の冷却がより一層促進されるから、熱効率がさらに高くなる 6 サイクルエンジンおよび 6 サイクルエンジンの運転方法を提供することができる。

[0047] この実施の形態による 6 サイクルエンジンを試作してポンピングロスを測定したところ、図 4 に示すような結果が得られた。図 4 において、比較例 1 は、排気行程から燃焼を伴わない膨張行程に至る期間内で吸気弁を閉じた状態に保持した場合の結果である。比較例 2 は、燃焼を伴わない膨張行程において、排気弁が閉じている状態で吸気弁を開き、点火を伴わない圧縮行程において、吸気弁が閉じている状態で排気弁を開いた場合の結果である。

[0048] 図 4 から判るように、この実施の形態による 6 サイクルエンジンおよび 6 サイクルエンジンの運転方法によれば、吸気行程のみに吸気弁が開く比較例 1 と比べると、吸気弁 1 1 が 2 回開くにもかかわらず、ポンピングロスの増加はきわめて僅かである。また、この実施の形態を採ることにより、比較例 2 のエンジンよりポンピングロスが著しく小さくなる。

[0049] また、この実施の形態による 6 サイクルエンジンのシリンダ容積の変化 ($\log V$) とシリンダ圧力の変化 ($\log P$) との関係 ($P-V$ 線図) は、図 5 A に示すようになった。図 5 B は、比較例 1 の 6 サイクルエンジンの $P-V$ 線図を示し、図 5 C は、比較例 2 の 6 サイクルエンジンの $P-V$ 線図を示す。

この実施の形態による 6 サイクルエンジンは、図 5 A に示すように、燃焼を伴わない膨張行程の初期にシリンダ容積が増大するにもかかわらずシリンダ圧力の低下が少なく、このときにポンピングロスが殆ど発生していないことが判る。

[0050] 比較例 1 の 6 サイクルエンジンでは、図 5 B に示すように、燃焼を伴わない膨張行程において、吸気行程のポンプ損失より少なくポンピングロスが発生する。

比較例 2 の 6 サイクルエンジンでは、図 5 C に示すように、吸気行程の初

期と、燃焼を伴わない膨張行程の初期とにおいて、それぞれ大きなポンピングロスが発生する。

[0051] この実施の形態による6サイクルエンジン1を運転して熱効率を求めたところ、図6に示す結果が得られた。図6においては、この実施の形態による6サイクルエンジンの熱効率を実線で示し、比較例1の6サイクルエンジンの熱効率を破線で示す。図6から判るように、この実施の形態による6サイクルエンジンは、比較例1の6サイクルエンジンと比べて、低負荷運転時から高負荷運転時に至る運転領域の全域において、熱効率が高くなった。

[0052] (第2の実施の形態)

本発明に係る6サイクルエンジンおよび6サイクルエンジンの運転方法は、図7および図8に示すように構成することができる。図7および図8において、図1～図6によって説明したものと同一もしくは同等の部材については、同一符号を付し詳細な説明を適宜省略する。第2の実施の形態は、請求項3および請求項8に記載した発明の実施の形態である。

[0053] この実施の形態による6サイクルエンジンおよび6サイクルエンジンの運転方法は、第1の実施の形態を採る場合の6サイクルエンジンとは、吸気弁11と排気弁12の動作が異なるだけのものである。この相異点は、図7に示すように、点火を伴わない圧縮行程から吸気行程に至る期間中に排気弁12を開閉することである。

すなわち、この第2の実施の形態による6サイクルエンジンの運転方法は、点火を伴わない圧縮行程の後半から吸気行程の前半の間となる期間に、吸気弁11と排気弁12との両方が開くバルブオーバーラップ状態が実現される運転方法である。

[0054] この実施の形態による動弁装置15は、点火を伴わない圧縮行程と、この行程に続く吸気行程とが実施されるときであって、ピストン3が上死点側に位置しているときに、それまで閉じていた排気弁12を予め定めた期間だけ開く。この排気弁12は、吸気弁11より先に開く。ピストン3が上死点側に位置しているときとは、図7中に期間Cとして示すように、点火を伴わ

い圧縮行程でピストン3の位置が下死点后90度の位置を越えたときから、吸気行程でピストン3の位置が上死点后90度の位置に達するまでの期間をいう。バルブオーバーラップ状態は、図7中に期間Dとして示すときに実現される。

[0055] この実施の形態による6サイクルエンジンの運転方法は、図8に示すように構成された動弁装置15によって実施することができる。図8に示す動弁装置15は、図3に示した動弁装置15と比べて、吸気カム23と排気カム25の形状が異なるだけで、その他の構造は同一である。

この実施の形態による吸気カム23は、ベース円部23aと、第1のノーズ部23bとによって構成されている。排気カム25は、ベース円部25aと、第1のノーズ部25bと、第2のノーズ部25cとによって構成されている。排気カム25の第1のノーズ部25bは、排気行程を実施するためのものである。排気カム25の第2のノーズ部25cは、点火を伴わない圧縮行程から吸気行程に至る期間で排気弁12を開閉するためのものである。

このように構成された動弁装置15を使用することにより、図7に示すように、期間Dだけバルブオーバーラップ状態を実現することができる。

[0056] このように点火を伴わない圧縮行程から吸気行程に至る間にバルブオーバーラップ状態が実現されることにより、シリンダ2内において既燃ガスが排気通路に向けて流れている状態で、シリンダ2内に吸気が導入される。このため、吸気がシリンダ2内に入るときに既燃ガスによって遮られ難くなる。したがって、この実施の形態によれば、吸気の充填効率を高くすることができるから、より一層熱効率が高くなる6サイクルエンジンおよび6サイクルエンジンの運転方法を提供することができる。

[0057] (第3の実施の形態)

本発明に係る6サイクルエンジンおよび6サイクルエンジンの運転方法は、図9および図10に示すように構成することができる。図9および図10において、前記図1～図8によって説明したものと同一もしくは同等の部材については、同一符号を付し詳細な説明を適宜省略する。第3の実施の形態

は、請求項 4 および請求項 9 に記載した発明の一実施の形態である。

[0058] この実施の形態による 6 サイクルエンジンおよび 6 サイクルエンジンの運転方法は、図 9 に示すように、上述した第 1 の実施の形態の特徴と、第 2 の実施の形態の特徴との両方を有している。すなわち、この実施の形態による動弁装置 15 は、排気行程から燃焼を伴わない膨張行程および点火を伴わない圧縮行程を経て吸気行程に至る間に、第 1 のバルブオーバーラップ状態と、第 2 のバルブオーバーラップ状態とが実現される構成が採られている。

[0059] 第 1 のバルブオーバーラップ状態は、排気行程でピストン 3 の位置が下死点后 90 度の位置を越えたときから、燃焼を伴わない膨張行程でピストン 3 の位置が上死点后 90 度の位置に達するまでの期間内で吸気弁 11 が開いて閉じることによって実現される。

第 2 のバルブオーバーラップ状態は、点火を伴わない圧縮行程でピストン 3 の位置が下死点后 90 度の位置を越えたときから、吸気行程でピストン 3 の位置が上死点后 90 度の位置に達するまでの期間内で排気弁 12 が開いて閉じることによって実現される。

[0060] このように、この実施の形態による 6 サイクルエンジンおよび 6 サイクルエンジンの運転方法においては、排気行程から燃焼を伴わない膨張行程に至る途中と、点火を伴わない圧縮行程から吸気行程に至る途中との両方でバルブオーバーラップが実現されるものである。

このため、排気行程と吸気行程との間の冷却期間中にシリンダ 2 内のガス交換が 2 回行われるから、シリンダ 2 内に残存する既燃ガスの量がさらに少なくなる。したがって、この実施の形態によれば、より一層熱効率が高い 6 サイクルエンジンおよび 6 サイクルエンジンの運転方法を提供することができる。

[0061] (第 4 の実施の形態)

本発明に係る 6 サイクルエンジンおよび 6 サイクルエンジンの運転方法は、図 11～図 17 に示すように構成することができる。図 11～図 17 において、前記図 1～図 10 によって説明したものと同一もしくは同等の部材に

については、同一符号を付し詳細な説明を適宜省略する。第4の実施の形態は、請求項5および請求項10に記載した発明の一実施の形態である。

[0062] この実施の形態による6サイクルエンジン1の動弁装置15は、詳細は後述するが、2種類の運転形態のうち少なくともいずれか1つの運転形態を採用することが可能なものである。このため、この動弁装置15は、図11に示すように、運転形態を切り替えるための運転形態変更機構51を備えている。

2種類の運転形態のうち、第1の運転形態は、図12に示すように、吸気弁11が排気行程から燃焼を伴わない膨張行程に至る期間内で開閉する運転形態である。詳述すると、第1の運転形態は、図12中に符号Aで示す期間内でバルブオーバーラップ状態が実現されるように吸気弁11が開いて閉じる運転形態である。期間Aは、排気行程でピストン3の位置が下死点後90度の位置を越えたときから、燃焼を伴わない膨張行程でピストン3の位置が上死点後90度の位置に達するまでの期間である。

[0063] 第2の運転形態は、排気弁12が点火を伴わない圧縮行程から吸気行程に至る範囲内で開閉する運転形態である。詳述すると、第2の運転形態は、図12中に符号Cで示す期間内でバルブオーバーラップ状態が実現されるように排気弁12が開いて閉じる運転形態である。期間Cは、点火を伴わない圧縮行程でピストン3の位置が下死点後90度の位置を越えたときから、吸気行程でピストン3の位置が上死点後90度の位置に達するまでの期間である。

[0064] 運転形態変更機構51は、上述した第1の運転形態と、第2の運転形態と、第1の運転形態および第2の運転形態が同時に実現される運転形態（以下、この運転形態を単に第3の運転形態という）とを6サイクルエンジン1の運転状態に基づいて切り替える。この実施の形態による運転形態変更機構51は、エンジンの回転速度と負荷とに基づいて運転形態を切り替える。

[0065] エンジンの回転速度は、カム軸やクランク軸（図示せず）の回転角をセンサ（図示せず）によって検出し、演算によって求めることができる。また、エンジンの回転速度は、点火プラグ14の通電間隔に基づいて演算によって

求めることもできる。エンジンの負荷は、例えば吸気通路に設けられているスロットル弁（図示せず）の開度に基づいて演算によって求めることができる。これらの演算は、制御装置17が実施する。また、運転形態変更機構51の切り替え動作は、制御装置17によって制御される。

[0066] 制御装置17は、図17に示すマップに基づいて運転形態変更機構51の切り替え動作を制御する。図17に示すマップは、切り替える運転形態の種類をエンジン回転速度と負荷とに割り付けたものである。このマップには、破線で示す第1の境界線と、実線で示す第2の境界線と、二点鎖線で示す第3の境界線とが描かれている。第1の境界線は、第2の運転形態が選択される領域Aと、上述した第3の運転形態が選択される領域Bとを分けている。第2の境界線は、領域Bと、第1の運転形態が選択される領域Cとを分けている。第3の境界線は、第1の運転形態が選択される領域Cの限界となる回転速度と負荷とを規定している。

[0067] 第1の境界線は、図17の原点と、第1の回転速度 V_1 とを通る放物線状に描かれている。第1の境界線の頂点は、回転速度が第1の回転速度 V_1 の約 $1/2$ の回転速度 V_2 であって、負荷が第1の負荷値 L_1 となる座標に位置している。

第2の境界線は、図17の原点と、第1の回転速度 V_1 より高い第2の回転速度 V_3 とを通る放物線状に描かれている。第2の境界線の頂点は、回転速度が第1の回転速度 V_1 と同等であって、負荷が第2の負荷値 L_2 となる座標に位置している。

[0068] 第3の境界線は、運転が可能な回転速度と負荷の値を示すもので、図17の原点を通る放物線状に描かれている。この第3の境界線の頂点は、エンジンの回転速度が第3の回転速度 V_3 より高い第4の回転速度 V_4 で、負荷が第2の負荷値 L_2 より高い第3の負荷値 L_3 となる座標に位置している。なお、運転形態を切り替える回転速度と負荷は、このマップに示す回転速度と負荷に限定されることはなく、エンジンの排気量や出力の大きさなどに応じて適宜変更することができる。

[0069] 図17に示すマップによれば、エンジンの回転速度が第2の回転速度V2であって負荷が第1の負荷値L1より低い場合は、第2の運転形態が採られる。エンジンの回転速度が第1の回転速度V1であって負荷が第1の負荷値L1より低い場合は、第3の運転形態が採られる。エンジンの回転速度が第3の回転速度V3より高く、負荷が第2の負荷値L2より低い場合は、第1の運転形態が採られる。

[0070] このように複数の運転形態を切り替える6サイクルエンジンの運転方法を実施するための運転形態変更機構51は、図13～図16に示すように形成されている。図13～図16において、図1および図3によって説明したものと同一もしくは同等の部材については、同一符号を付し詳細な説明を適宜省略する。

この実施の形態による動弁装置15の吸気カム23は、図14、図15Aおよび図15Bに示すように、第1の吸気カム52と第2の吸気カム53とによって構成されている。また、排気カム25は、図16Aおよび図16Bに示すように、第1の排気カム54と第2の排気カム55とによって構成されている。

[0071] 第1の吸気カム52は、図3および図10に図示したものと同一のもので、図15Aに示すように、ベース円部52aと、第1のノーズ部52bと、第2のノーズ部52cとによって構成されている。

第2の吸気カム53は、第1の吸気カム52から第2のノーズ52c部を取り除いたもので、図15Bに示すように、ベース円部53aと、ノーズ部53bとによって構成されている。これらの第1の吸気カム52と第2の吸気カム53は、第1のノーズ部52bとノーズ部53bの回転位相が互いに一致し、かつ吸気カム軸21の軸線方向に互いに隣り合う状態で並べられている。

[0072] 第1の排気カム54は、図8および図10に図示したものと同一のもので、図16Aに示すように、ベース円部54aと、第1のノーズ部54bと、第2のノーズ部54cとによって構成されている。

第2の排気カム55は、第1の排気カム54から第2のノーズ54c部を取り除いたもので、図16Bに示すように、ベース円部55aと、ノーズ部55bとによって構成されている。これらの第1の排気カム54と第2の排気カム55は、第1のノーズ部54bとノーズ部55bの回転位相が互いに一致し、かつ排気カム軸22の軸線方向に互いに隣り合う状態で並べられている。

[0073] この動弁装置15における吸気カム軸21側の揺動カム31と、排気カム軸22側の揺動カム31は、それぞれ支軸33とともに支持部材27に軸線方向へ移動自在に支持されている。また、これらの揺動カム31のカム面36は、カム軸の軸線方向に長く形成されている。この軸線方向の長さは、揺動カム31が軸線方向に移動したとしてもロッカーアーム32と接触する状態が保たれる長さに形成されている。

[0074] この実施の形態による運転形態変更機構51は、図13に示すように、吸気カム軸21側に設けられた吸気側切替部61と、排気カム軸22側に設けられた排気側切替部62とを備えている。吸気側切替部61は、第1の吸気カム52が吸気弁11を駆動する形態と、第2の吸気カム53が吸気弁11を駆動する形態とを切り替えるためのものである。排気側切替部62は、第1の排気カム54が排気弁12を駆動する形態と、第2の排気カム55が排気弁12を駆動する形態とを切り替えるためのものである。これらの吸気側切替部61と排気側切替部62の構造は同一である。このため、以下においては、吸気側切替部61について説明し、排気側切替部62については、同一符号を付し、詳細な説明を省略する。

[0075] この実施の形態による吸気側切替部61は、吸気カム軸21の回転を往復運動に変換して揺動カム31を往復させる構造のものである。吸気カム軸21の回転を往復運動に変えるためには、図14に示すように、吸気カム軸21に形成された第1のカム溝63および第2のカム溝64と、これらのカム溝63、64の間に位置する環状溝65と、これらのカム溝63、64と環状溝65に挿入される2本のピン66、67を有するスライダ68とが用い

られている。

[0076] スライダ68は、揺動カム31を支持する支軸33に一体に移動するように連結されている。2本のピン66, 67は、アクチュエータ69(図13参照)に接続されている。アクチュエータ69は、一方のピン66(67)がカム溝63, 64や環状溝65に入るときは他方のピン67(66)がカム溝63, 64や環状溝65から出るように、カム溝63, 64や環状溝65に対して2本のピン66, 67を交互に出し入れさせる。

[0077] 第1のカム溝63と第2のカム溝64は、軸線方向の一方と他方とに推力を発生するさせるために、吸気カム軸21の回転方向に対して軸線方向の一方と他方とに傾く状態で形成されており、回転方向の下流側端部において環状溝65に接続されている。

この吸気側切替部61においては、第1のピン66が第1のカム溝63を通過して環状溝65に入ることにより、スライダ68が揺動カム31とともに図14において左下側に移動し、ローラ35が第1の吸気カム52に接触する。また、第2のピン67が第2のカム溝64を通過して環状溝65に入ることにより、スライダ68が揺動カム31とともに図14において右上側に移動し、ローラ35が第2の吸気カム53に接触する。

[0078] スライダ68が移動する軸線方向の距離は、揺動カム31のローラ35が第1の吸気カム52に接触する位置と、このローラ35が第2の吸気カム53に接触する位置との間で揺動カム31が移動する距離と一致している。すなわち、スライダ68とともに揺動カム31が移動することにより、第1の吸気カム52が使用される形態と、第2の吸気カム53が使用される形態とが切り替えられる。

[0079] この揺動カム31の往復移動による吸気カム23の切り替えは、図12に示すように、吸気弁11が閉じているとき、すなわちベース円部52a, 53aにローラ35が接触するときに行われる。なお、排気カム25の切り替えは、排気弁12が閉じているとき(ベース円部54a, 55aにローラ35が接触するとき)に行われる。

上述した第1の運転形態は、第1の吸気カム52と第2の排気カム55とが使用されることにより実現する。

第2の運転形態は、第2の吸気カム53と第1の排気カム54とが使用されることにより実現する。

第3の運転形態は、第1の吸気カム52と第1の排気カム54とが使用されることにより実現する。

[0080] この実施の形態による動弁装置15は、第1の運転形態と第2の運転形態とのうち少なくともいずれか1つの運転形態をエンジンの回転速度と負荷とに基づいて採るものである。

このため、この実施の形態によれば、エンジンの運転状態に適した時期にバルブオーバーラップ状態が実現されるから、シリンダ2内のガス交換をより一層効率よく行うことが可能な6サイクルエンジンおよび6サイクルエンジンの運転方法を提供することができる。

符号の説明

[0081] 1…6サイクルエンジン、2…シリンダ、3…ピストン、4…シリンダヘッド、5…燃焼室、6…吸気ポート、7…排気ポート、11…吸気弁、12…排気弁、13…燃料噴射インジェクタ、14…点火プラグ、15…動弁装置、51…運転形態変更機構。

請求の範囲

[請求項1]

シリンダと、
前記シリンダ内に挿入されて下死点と上死点との間を往復するピストンと、
前記シリンダに取付けられたシリンダヘッドと、
前記シリンダ、前記ピストンおよび前記シリンダヘッドによって囲まれて形成された燃焼室と、
前記シリンダヘッドに形成され、前記燃焼室に下流端が開口する吸気ポートと、
前記シリンダヘッドに形成され、前記燃焼室に上流端が開口する排気ポートと、
前記シリンダヘッドに設けられて前記吸気ポートを開閉する吸気弁と、
前記シリンダヘッドに設けられて前記排気ポートを開閉する排気弁と、
前記燃焼室内と吸気ポートとのうち少なくともいずれか一方に燃料を噴射する燃料噴射インジェクタと、
前記燃焼室の壁に取付けられた点火プラグと、
前記吸気弁および排気弁を、吸気行程と、点火を伴う圧縮行程と、燃焼を伴う膨張行程と、排気行程と、燃焼を伴わない膨張行程と、点火を伴わない圧縮行程とからなる6行程がこの順序で実行されるように動作させる動弁装置とを備え、
前記動弁装置は、前記排気行程から前記吸気行程に至る期間内に、前記排気行程で閉じている吸気弁と、前記吸気行程で閉じている排気弁とのうち少なくともいずれか一方を、前記ピストンが上死点側に位置しているときに予め定めた期間だけ開くものであり、
前記排気行程から前記吸気行程に至る期間内にバルブオーバーラップ状態が少なくとも1回実現されることを特徴とする6サイクルエン

ジン。

[請求項2]

請求項1記載の6サイクルエンジンにおいて、

前記動弁装置は、前記排気行程で前記ピストンの位置が下死点后90度の位置を越えたときから、前記燃焼を伴わない膨張行程で前記ピストンの位置が上死点后90度の位置に達するまでの期間内で、前記バルブオーバーラップ状態が実現されるように前記吸気弁を開いて閉じるものであることを特徴とする6サイクルエンジン。

[請求項3]

請求項1記載の6サイクルエンジンにおいて、

前記動弁装置は、前記点火を伴わない圧縮行程でピストンの位置が下死点后90度の位置を越えたときから、前記吸気行程でピストンの位置が上死点后90度の位置に達するまでの期間内で、前記バルブオーバーラップ状態が実現されるように前記排気弁を開いて閉じるものであることを特徴とする6サイクルエンジン。

[請求項4]

請求項1記載の6サイクルエンジンにおいて、

前記動弁装置は、前記排気行程で前記ピストンの位置が下死点后90度の位置を越えたときから、前記燃焼を伴わない膨張行程で前記ピストンの位置が上死点后90度の位置に達するまでの期間内で、前記バルブオーバーラップ状態が実現されるように前記吸気弁を開いて閉じるとともに、前記点火を伴わない圧縮行程でピストンの位置が下死点后90度の位置を越えたときから、前記吸気行程でピストンの位置が上死点后90度の位置に達するまでの期間内で、前記バルブオーバーラップ状態が実現されるように前記排気弁を開いて閉じるものであることを特徴とする6サイクルエンジン。

[請求項5]

請求項1記載の6サイクルエンジンにおいて、

前記動弁装置は、前記排気行程で前記ピストンの位置が下死点后90度の位置を越えたときから、前記燃焼を伴わない膨張行程で前記ピストンの位置が上死点后90度の位置に達するまでの期間内で、前記バルブオーバーラップ状態が実現されるように前記吸気弁を開いて閉

じる第1の運転形態と、

前記点火を伴わない圧縮行程でピストンの位置が下死点後90度の位置を越えたときから、前記吸気行程でピストンの位置が上死点後90度の位置に達するまでの期間内で、前記バルブオーバーラップ状態が実現されるように前記排気弁を開いて閉じる第2の運転形態とのうち少なくともいずれか一つの運転形態がエンジンの回転速度と負荷とに基づいて採られることを特徴とする6サイクルエンジン。

[請求項6]

シリンダと、

前記シリンダ内に挿入されて下死点と上死点との間を往復するピストンと、

前記シリンダに取付けられたシリンダヘッドと、

前記シリンダ、前記ピストンおよび前記シリンダヘッドによって囲まれて形成された燃焼室と、

前記シリンダヘッドに形成され、前記燃焼室に下流端が開口する吸気ポートと、

前記シリンダヘッドに形成され、前記燃焼室に上流端が開口する排気ポートと、

前記シリンダヘッドに設けられて前記吸気ポートを開閉する吸気弁と、

前記シリンダヘッドに設けられて前記排気ポートを開閉する排気弁と、

前記燃焼室内と吸気ポートとのうち少なくともいずれか一方に燃料を噴射する燃料噴射インジェクタと、

前記燃焼室の壁に取付けられた点火プラグとを備えたエンジンに、

吸気行程と、点火を伴う圧縮行程と、燃焼を伴う膨張行程と、排気行程と、燃焼を伴わない膨張行程と、点火を伴わない圧縮行程とからなる6行程をこの順序で実行し、

前記排気行程から前記吸気行程に至る期間内に、前記排気行程で閉

じている吸気弁と、前記吸気行程で閉じている排気弁とのうち少なくともいずれか一方を、前記ピストンが上死点側に位置しているときに予め定めた期間だけ開くことによりバルブオーバーラップ状態が少なくとも1回実現されることを特徴とする6サイクルエンジンの運転方法。

[請求項7] 請求項6記載の6サイクルエンジンの運転方法において、
前記バルブオーバーラップ状態は、前記排気行程で前記ピストンの位置が下死点後90度の位置を越えたときから、前記燃焼を伴わない膨張行程で前記ピストンの位置が上死点後90度の位置に達するまでの期間内で、前記吸気弁が開いて閉じることにより実現されることを特徴とする6サイクルエンジンの運転方法。

[請求項8] 請求項6記載の6サイクルエンジンの運転方法において、
前記バルブオーバーラップ状態は、前記点火を伴わない圧縮行程でピストンの位置が下死点後90度の位置を越えたときから、前記吸気行程でピストンの位置が上死点後90度の位置に達するまでの期間内で、前記排気弁が開いて閉じることにより実現されることを特徴とする6サイクルエンジンの運転方法。

[請求項9] 請求項6記載の6サイクルエンジンの運転方法において、
前記バルブオーバーラップ状態は、前記排気行程で前記ピストンの位置が下死点後90度の位置を越えたときから、前記燃焼を伴わない膨張行程で前記ピストンの位置が上死点後90度の位置に達するまでの期間内で、前記吸気弁が開いて閉じることにより実現されるとともに、

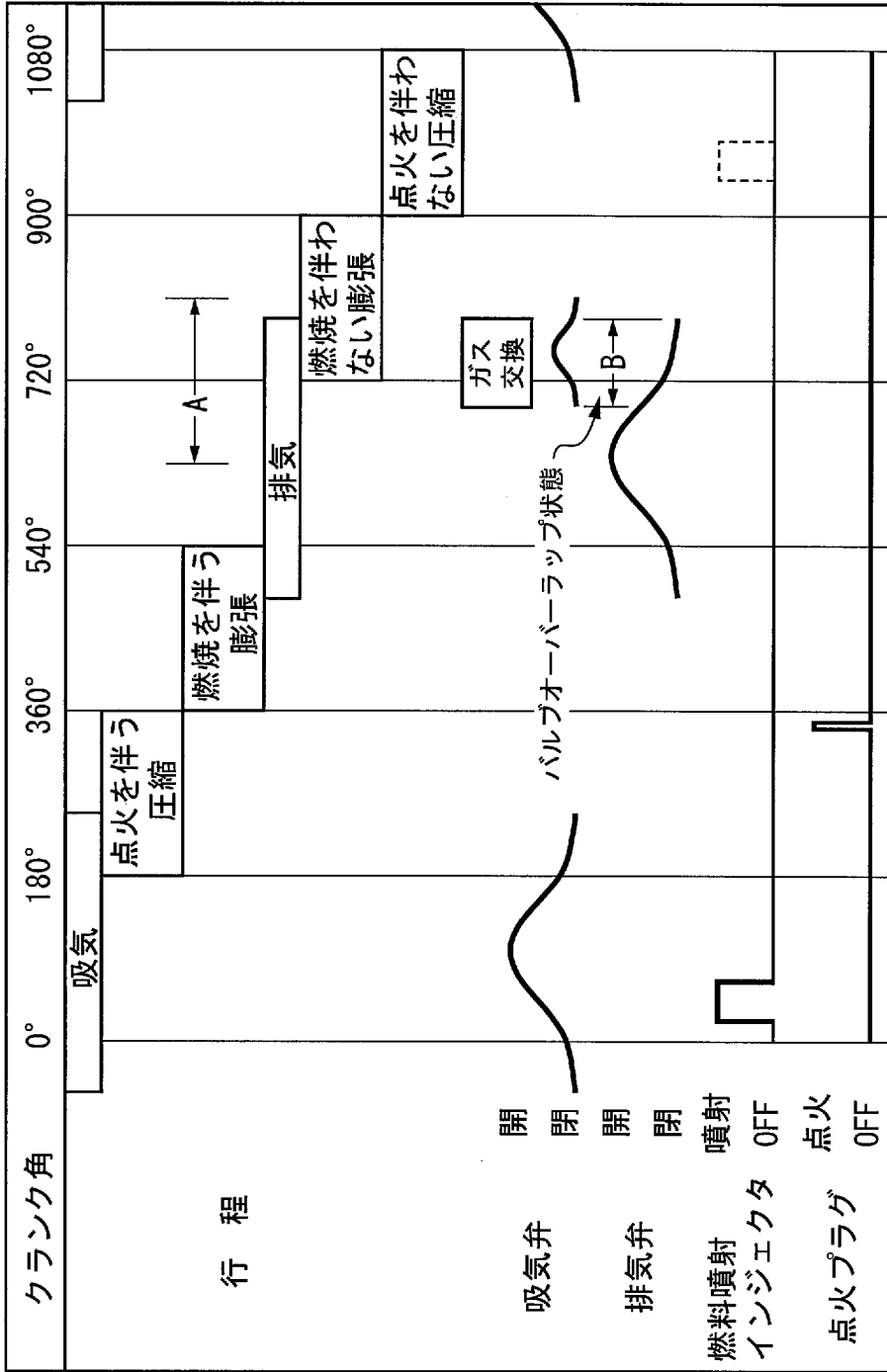
前記点火を伴わない圧縮行程でピストンの位置が下死点後90度の位置を越えたときから、前記吸気行程でピストンの位置が上死点後90度の位置に達するまでの期間内で、前記排気弁が開いて閉じることにより実現されることを特徴とする6サイクルエンジンの運転方法。

[請求項10] 請求項6記載の6サイクルエンジンの運転方法において、

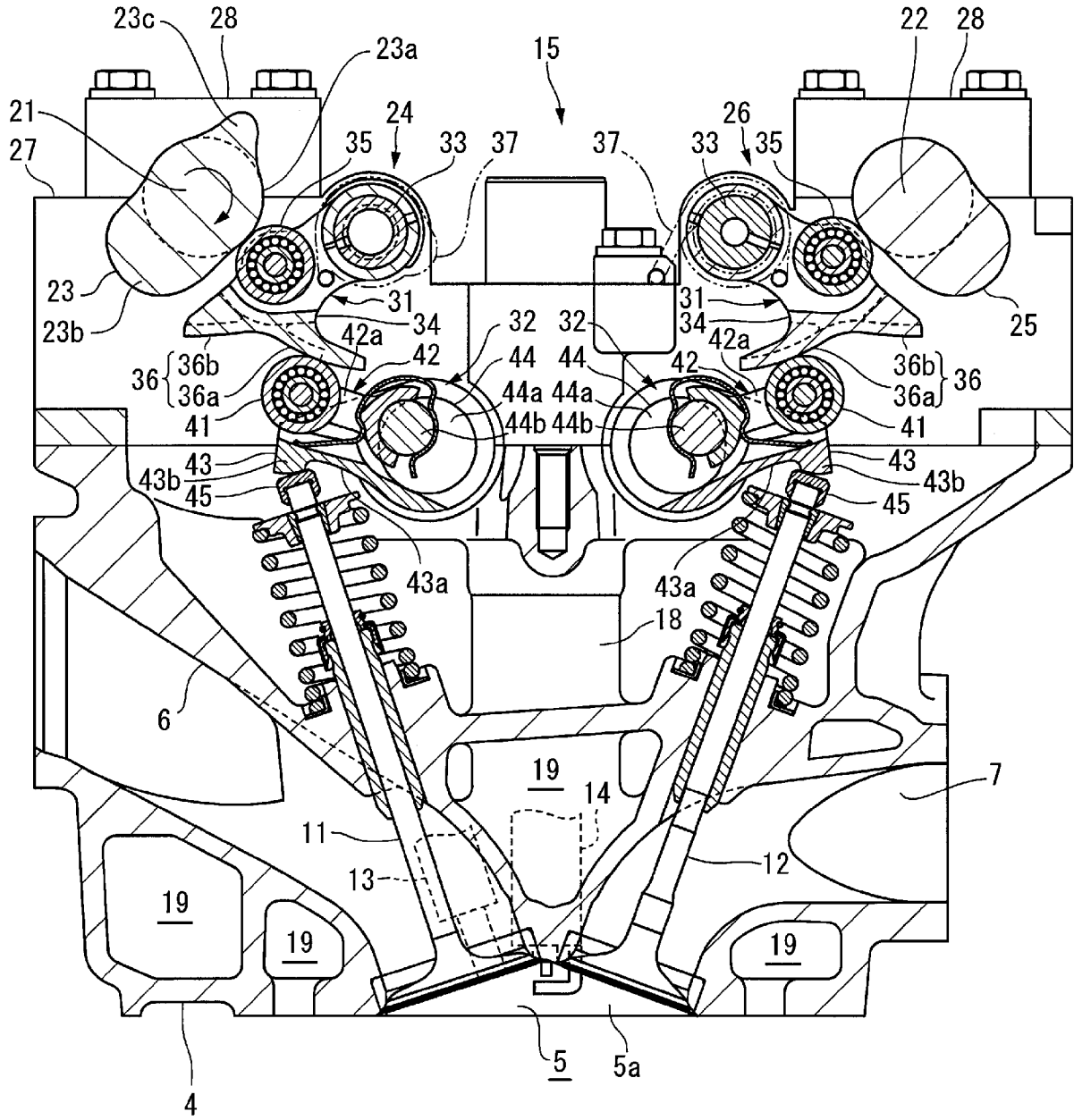
前記排気行程で前記ピストンの位置が下死点后90度の位置を越えたときから、前記燃焼を伴わない膨張行程で前記ピストンの位置が上死点后90度の位置に達するまでの期間内で、前記吸気弁が開いて閉じることにより前記バルブオーバーラップ状態が実現される第1の運転形態と、

前記点火を伴わない圧縮行程でピストンの位置が下死点后90度の位置を越えたときから、前記吸気行程でピストンの位置が上死点后90度の位置に達するまでの期間内で、前記排気弁が開いて閉じることにより前記バルブオーバーラップ状態が実現される第2の運転形態とのうち少なくともいずれか一つの運転形態がエンジンの回転速度と負荷とに基づいて選択されることを特徴とする6サイクルエンジンの運転方法。

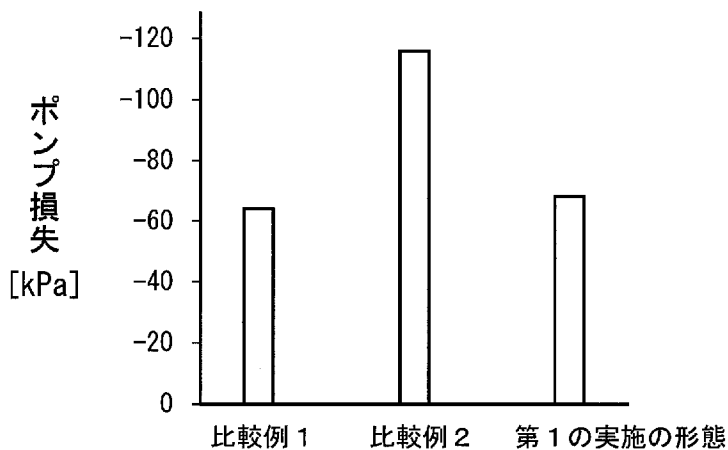
[図2]



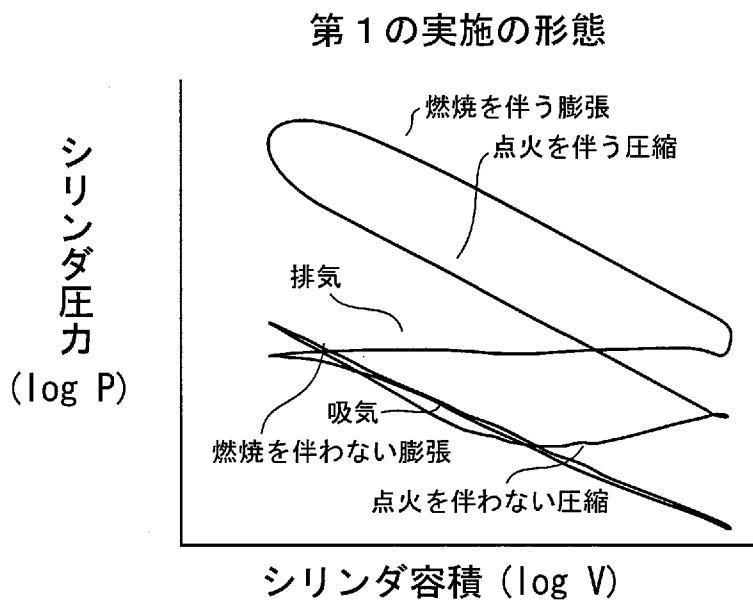
[図3]



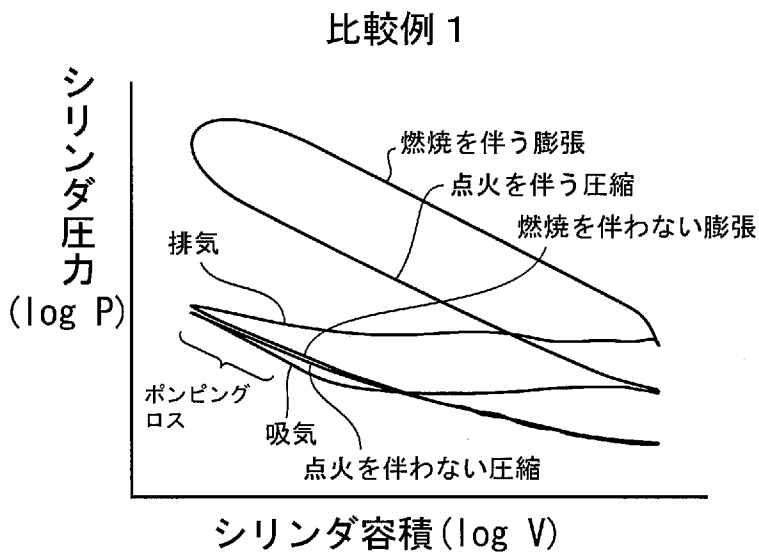
[図4]



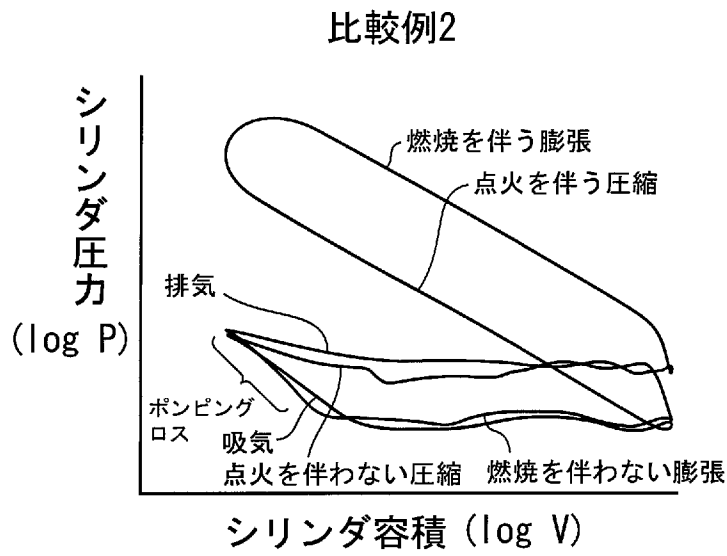
[図5A]



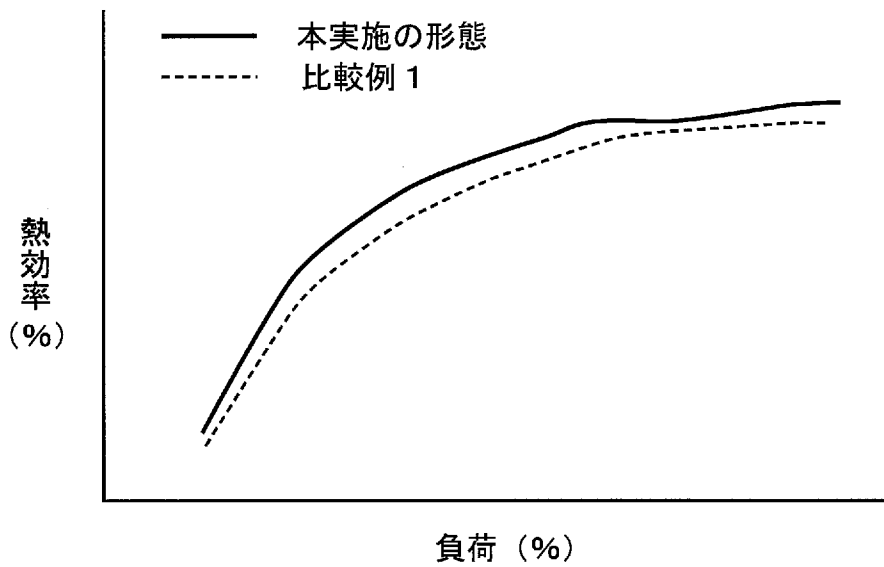
[図5B]



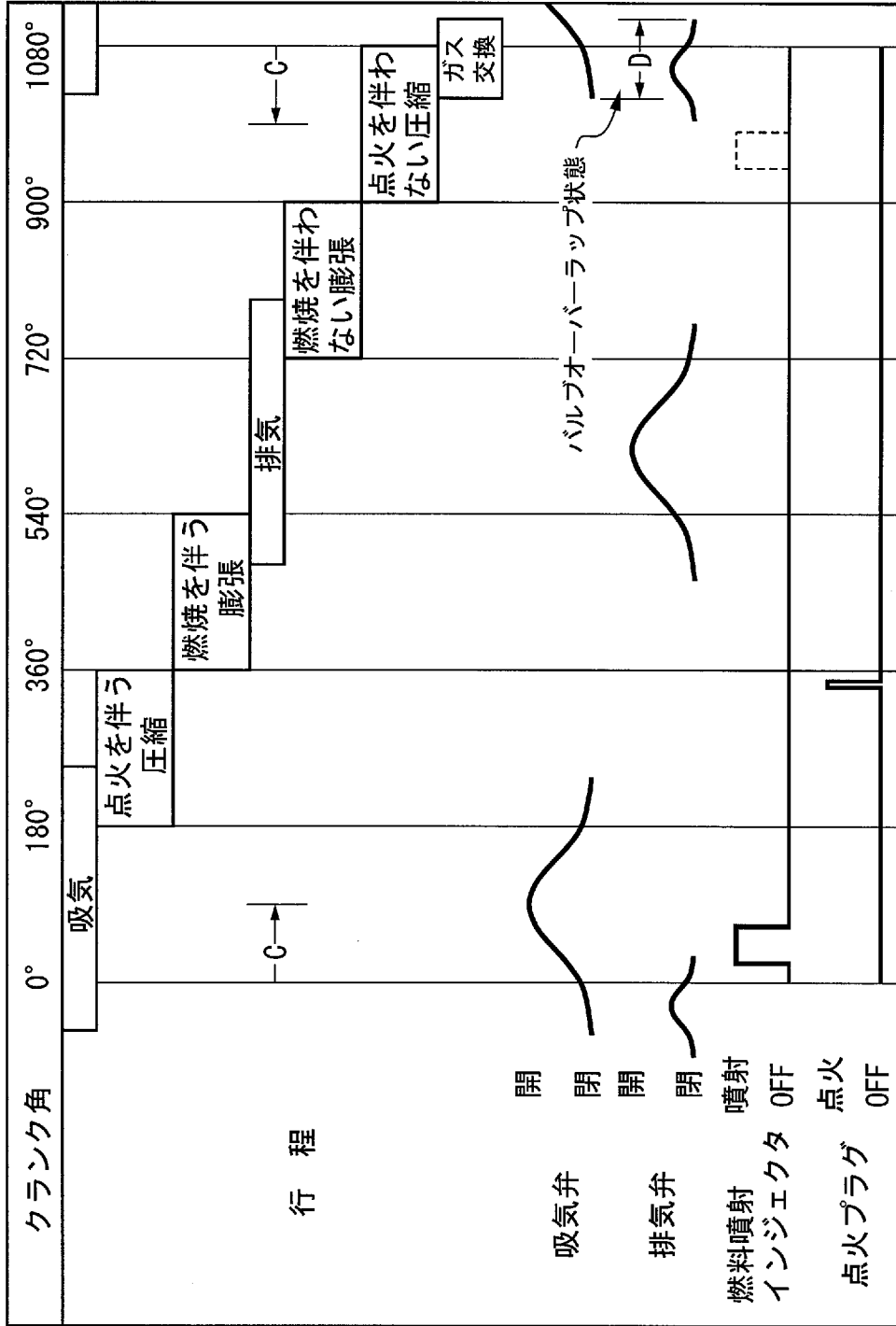
[図5C]



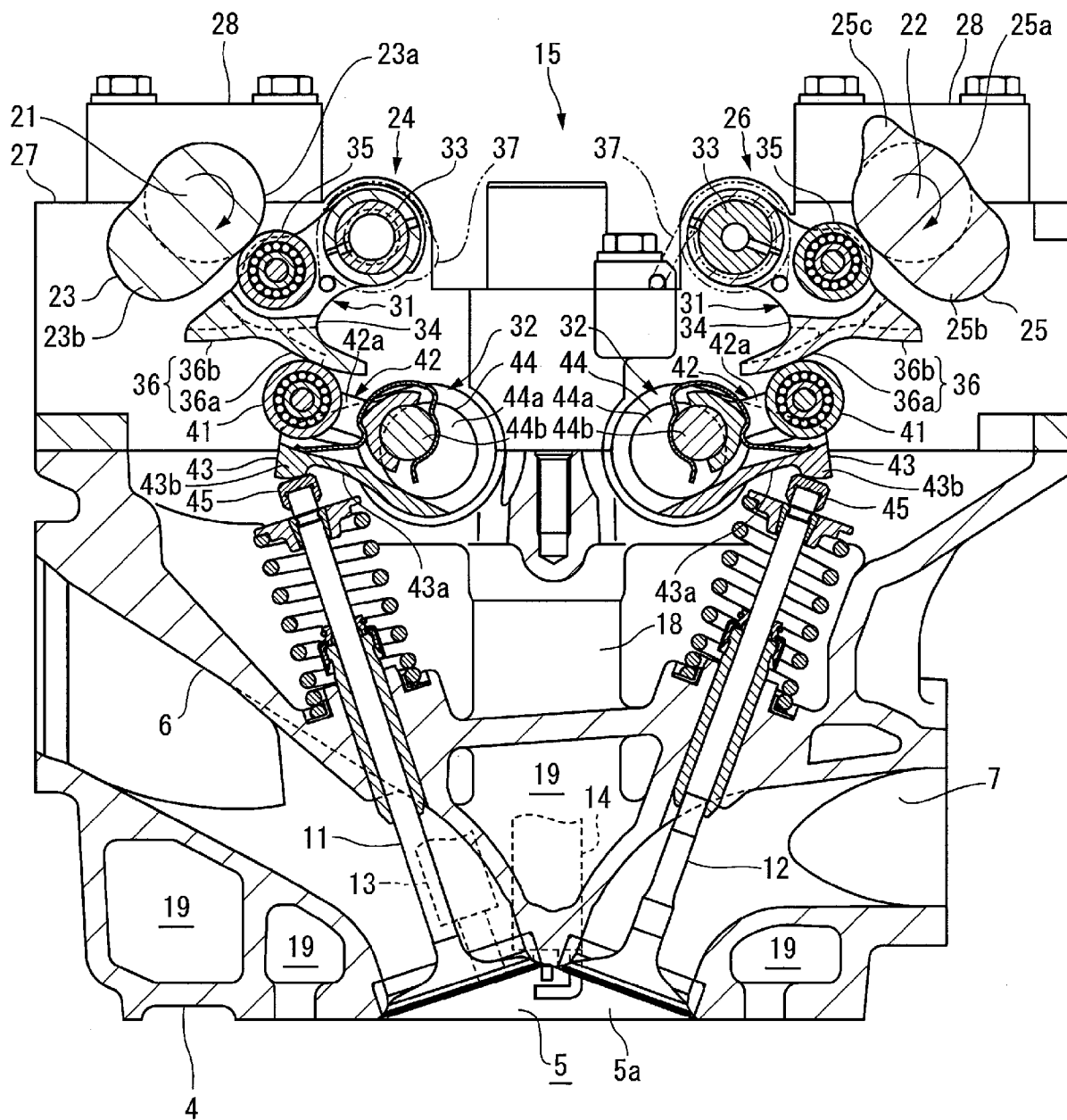
[図6]



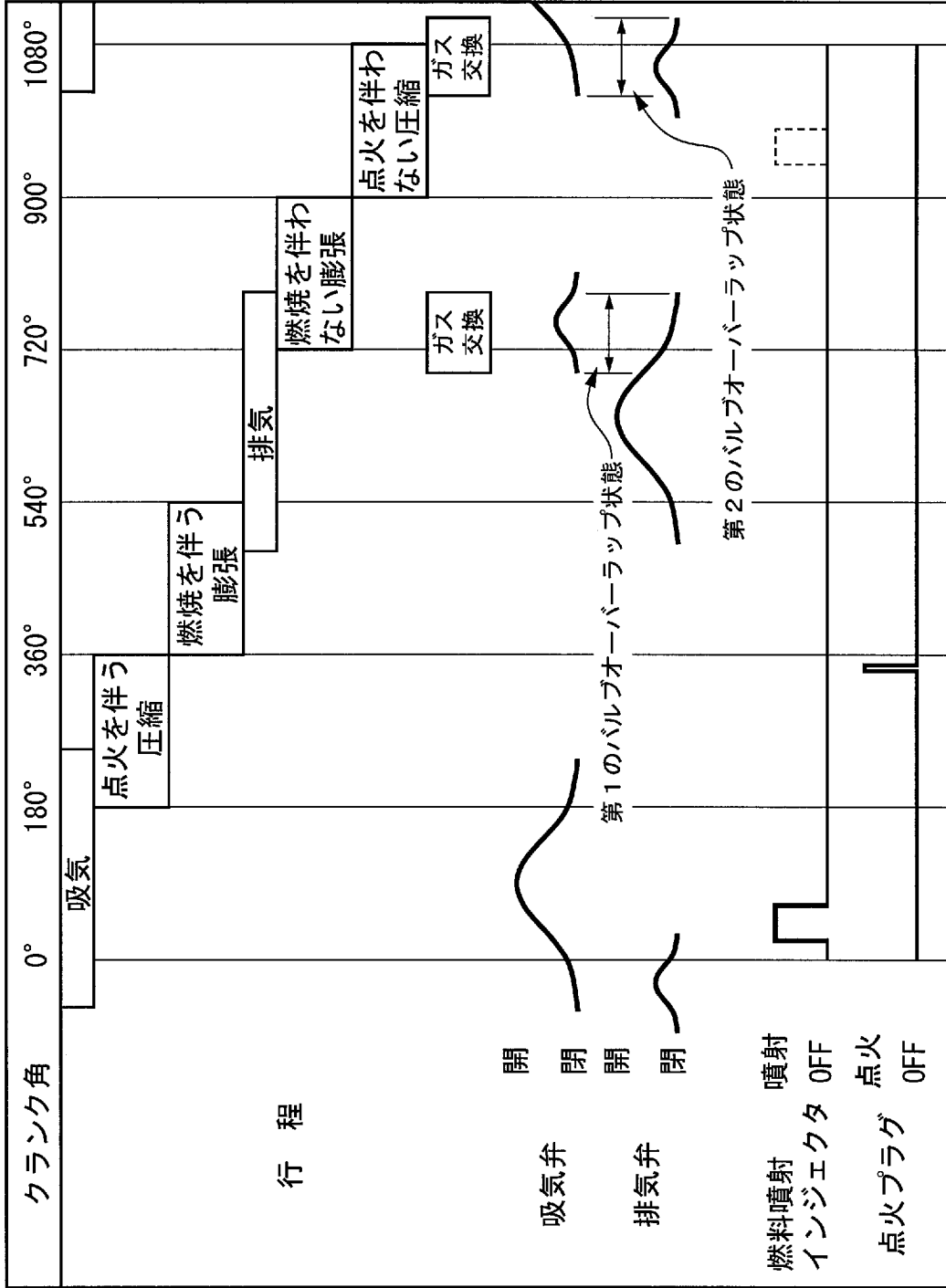
[図7]



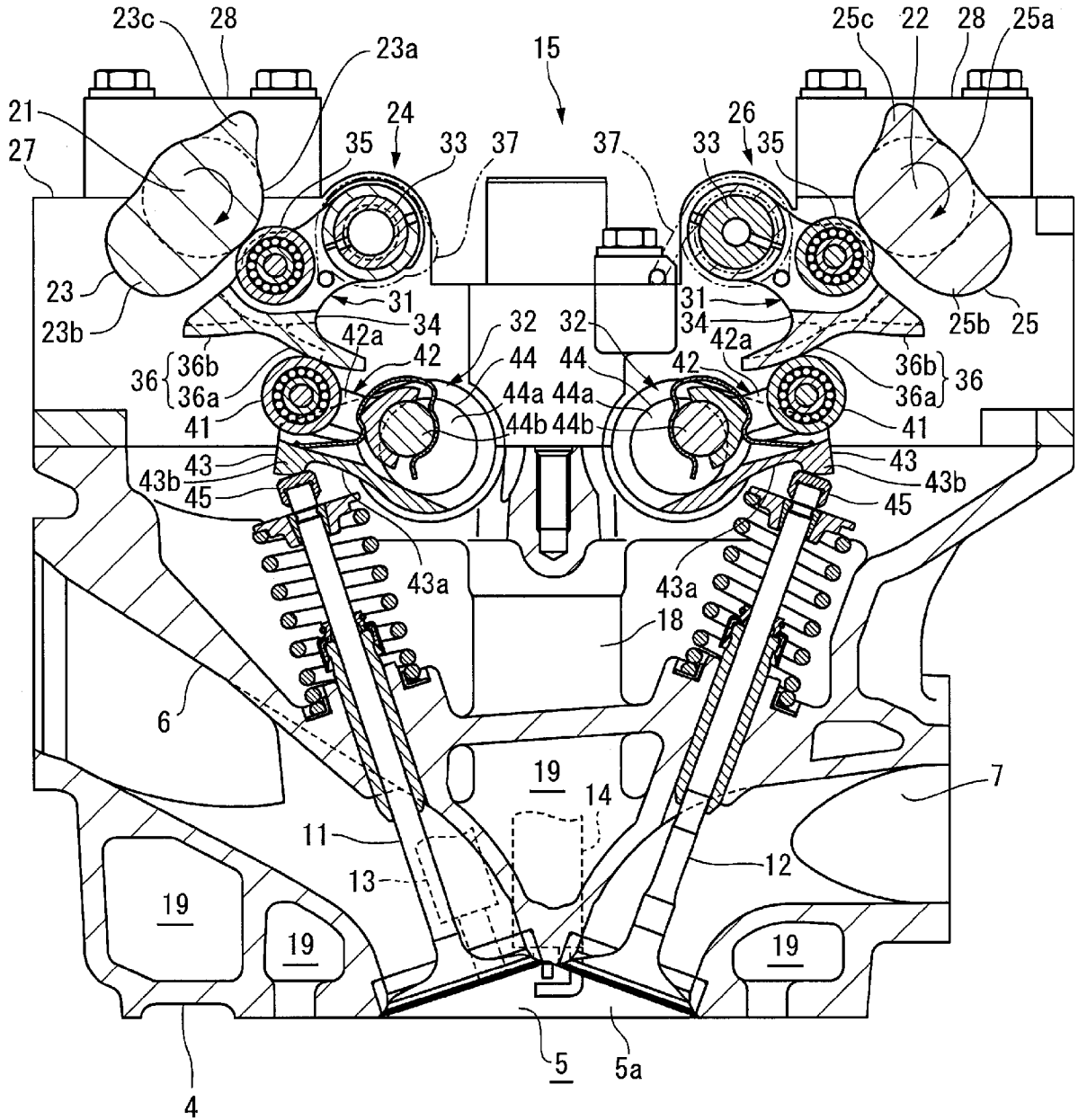
[図8]



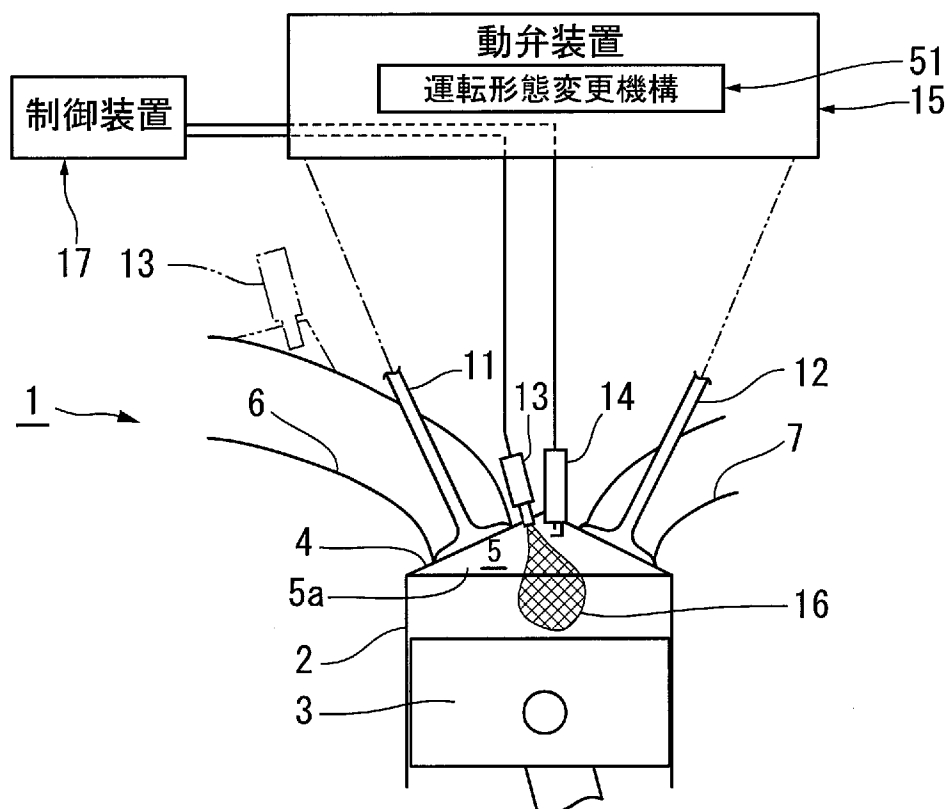
[図9]



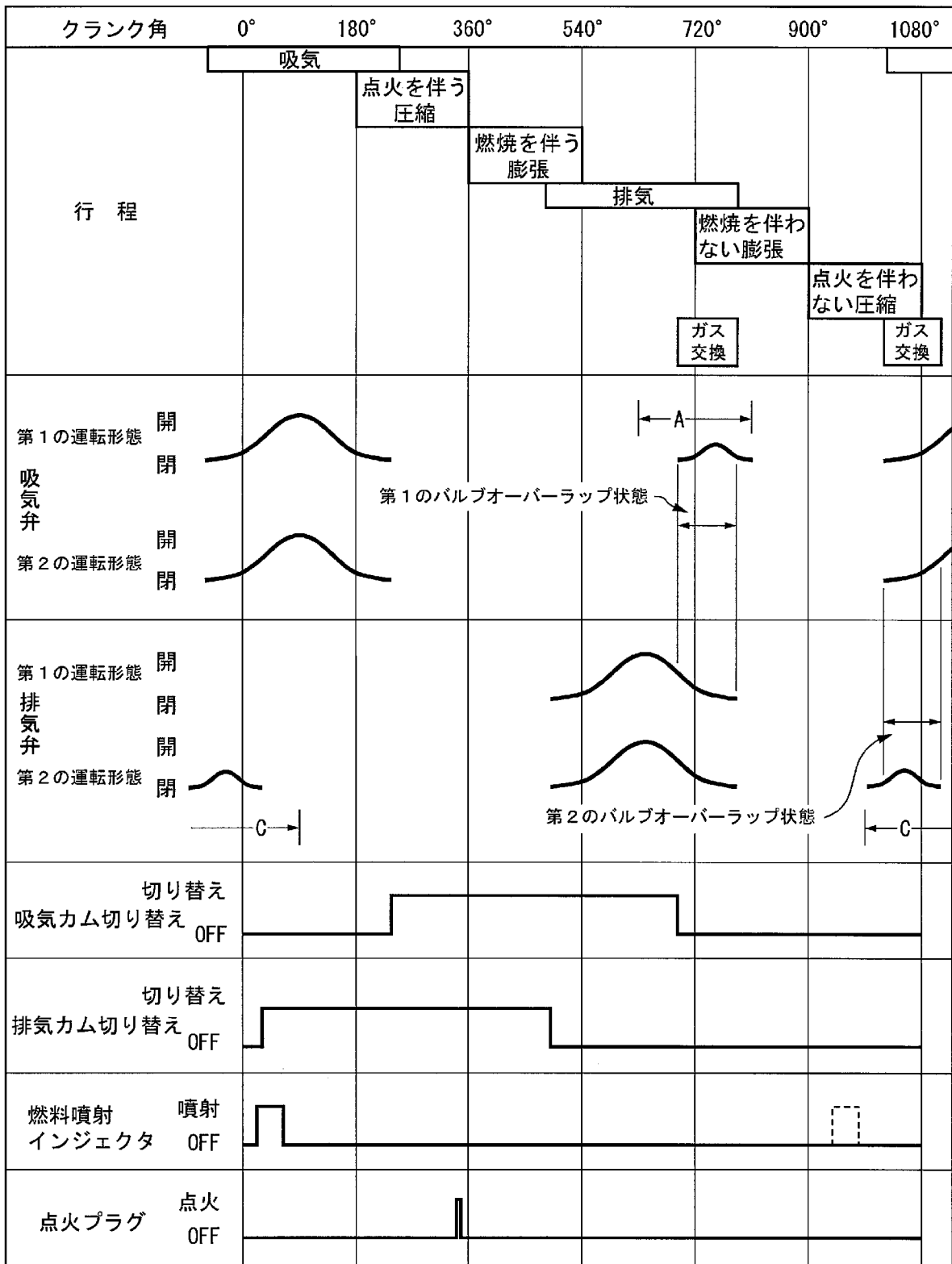
[図10]



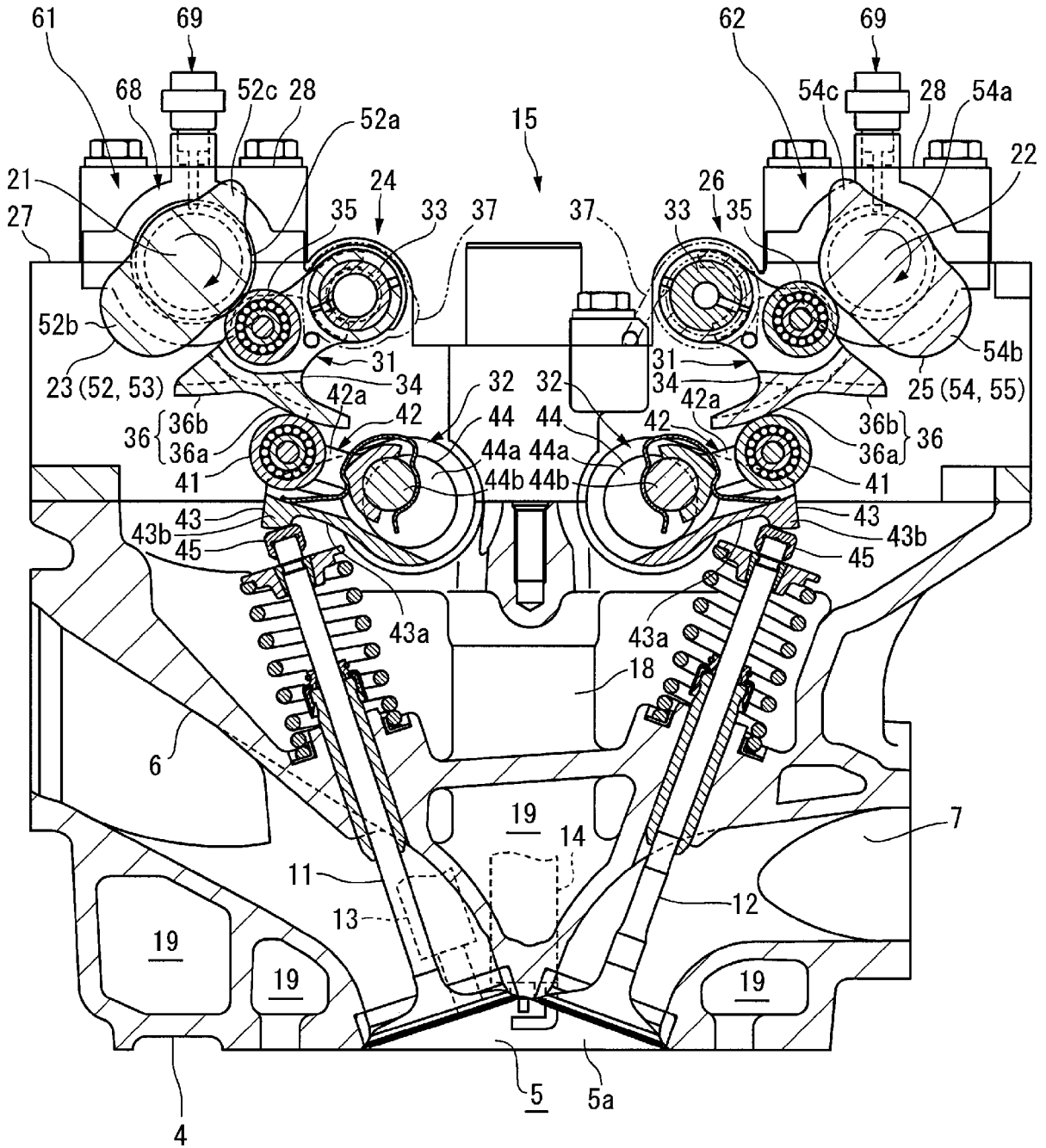
[図11]



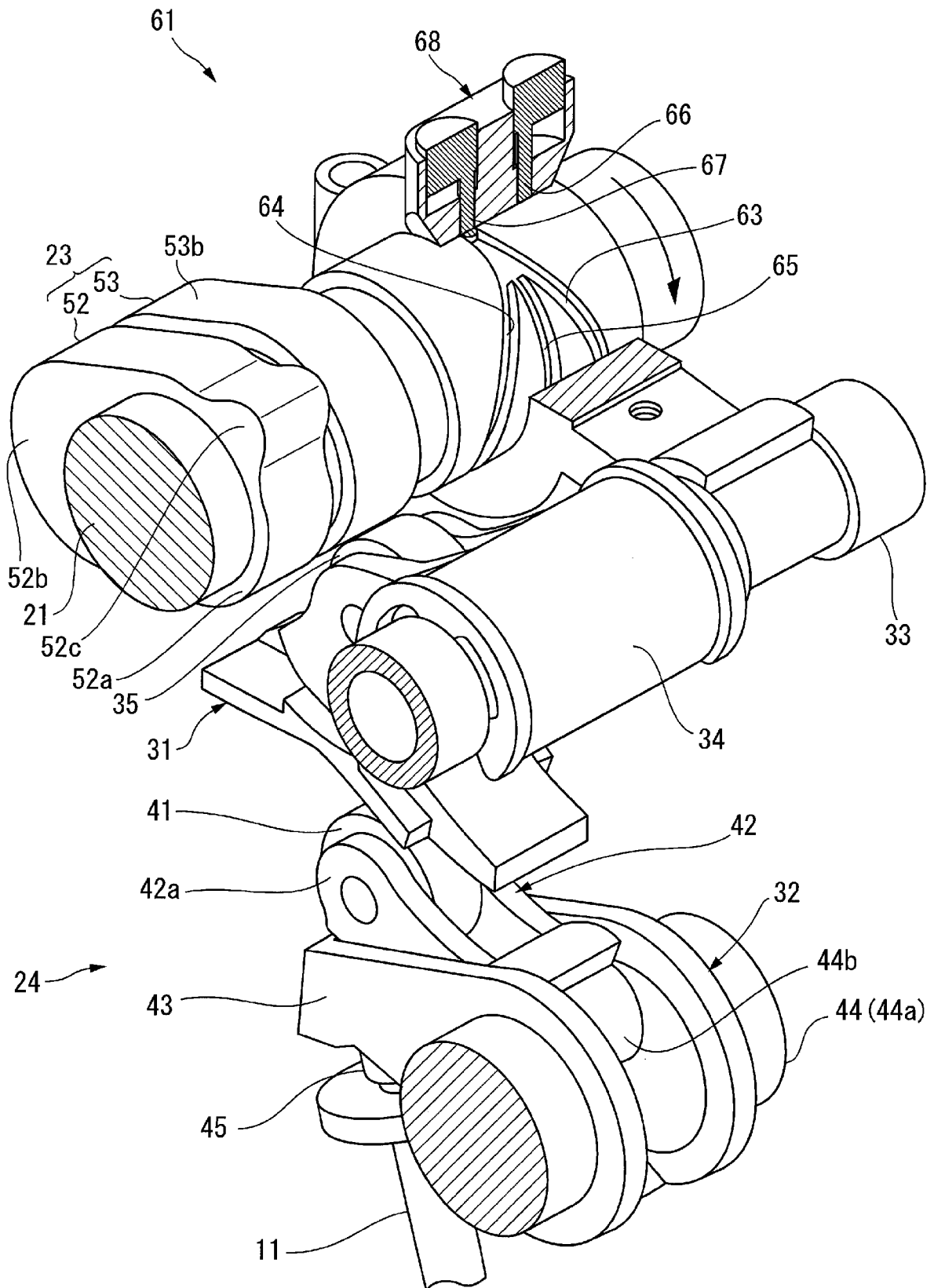
[図12]



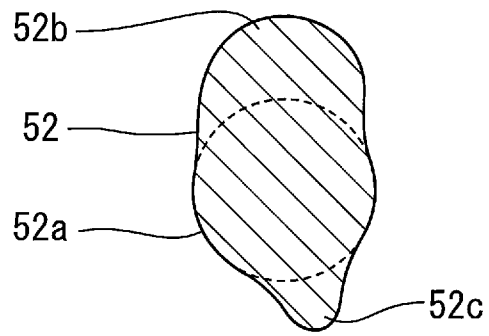
[図13]



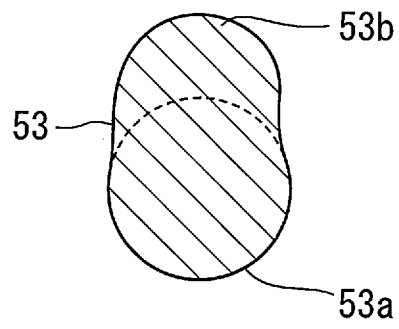
[図14]



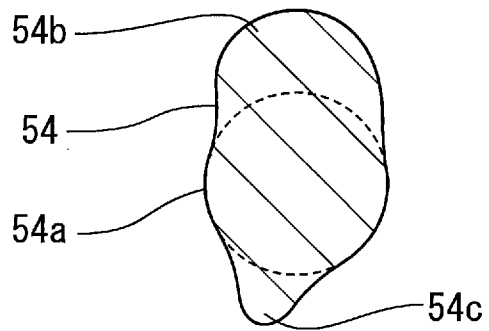
[図15A]



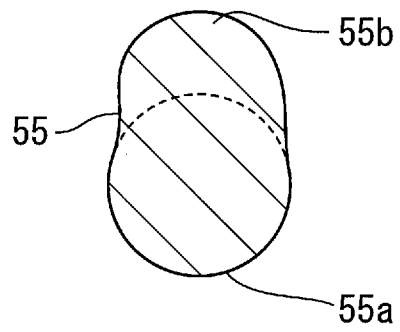
[図15B]



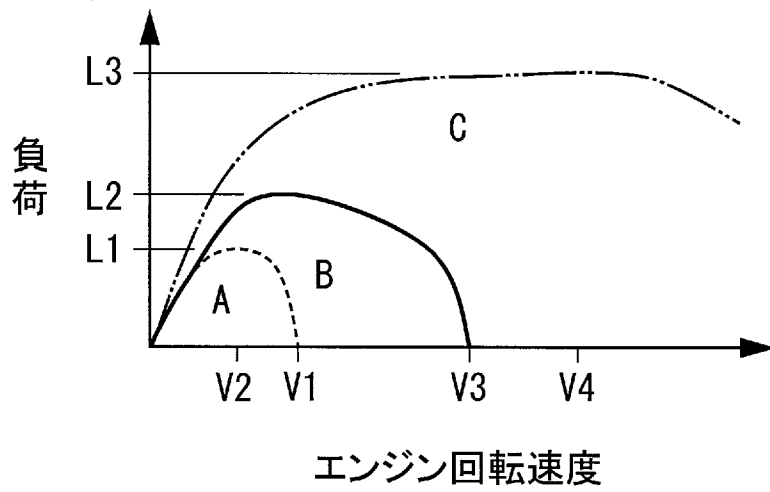
[図16A]



[図16B]



[図17]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2014/066394

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
F02D13/02(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

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	1996-2014
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2014	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2014

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 2000-170559 A (Mitsubishi Motors Corp.), 20 June 2000 (20.06.2000), paragraphs [0010] to [0012], [0030], [0038], [0049], [0053], [0072], [0073]; fig. 2, 4, 5, 6(A) (Family: none)	1-10
X A	JP 06-002558 A (Mazda Motor Corp.), 11 January 1994 (11.01.1994), paragraphs [0011] to [0018], [0020] to [0022]; fig. 1 to 4 (Family: none)	1-4, 6-9 5, 10

Further documents are listed in the continuation of Box C. See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	"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
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"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
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date	"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
"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)	"&" document member of the same patent family
"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	

Date of the actual completion of the international search 08 July, 2014 (08.07.14)	Date of mailing of the international search report 29 July, 2014 (29.07.14)
---	--

Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office	Authorized officer
Facsimile No.	Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2014/066394

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2010-209683 A (Toyota Motor Corp.), 24 September 2010 (24.09.2010), paragraphs [0012] to [0022], [0030], [0035], [0036]; fig. 1 to 4, 6 (Family: none)	1-10

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC)) Int.Cl. F02D13/02(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 (IPC)) Int.Cl. F02D13/02		
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 1971-2014年 日本国実用新案登録公報 1996-2014年 日本国登録実用新案公報 1994-2014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 2000-170559 A (三菱自動車工業株式会社) 2000. 06. 20, 段落【0010】 - 【0012】, 【0030】, 【0038】, 【0049】, 【0053】, 【0072】, 【0073】, 【図 2】, 【図 4】, 【図 5】, 【図 6(A)] (ファミリーなし)	1-10
X A	JP 06-002558 A (マツダ株式会社) 1994. 01. 11, 段落【0011】 - 【0018】, 【0020】 - 【0022】, 【図 1】 - 【図 4】 (ファミリーなし)	1-4, 6-9 5, 10
A	JP 2010-209683 A (トヨタ自動車株式会社) 2010. 09. 24, 段落【0012】 - 【0022】, 【0030】, 【0035】, 【0036】, 【図 1】 - 【図 4】, 【図 6】 (ファミリーなし)	1-10
<input type="checkbox"/> C欄の続きにも文献が列挙されている。 <input type="checkbox"/> 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 08. 07. 2014	国際調査報告の発送日 29. 07. 2014	
国際調査機関の名称及びあて先 日本国特許庁 (ISA/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) 有賀 信 電話番号 03-3581-1101 内線 3395	3Z 3929