

(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
2018年5月31日(31.05.2018)



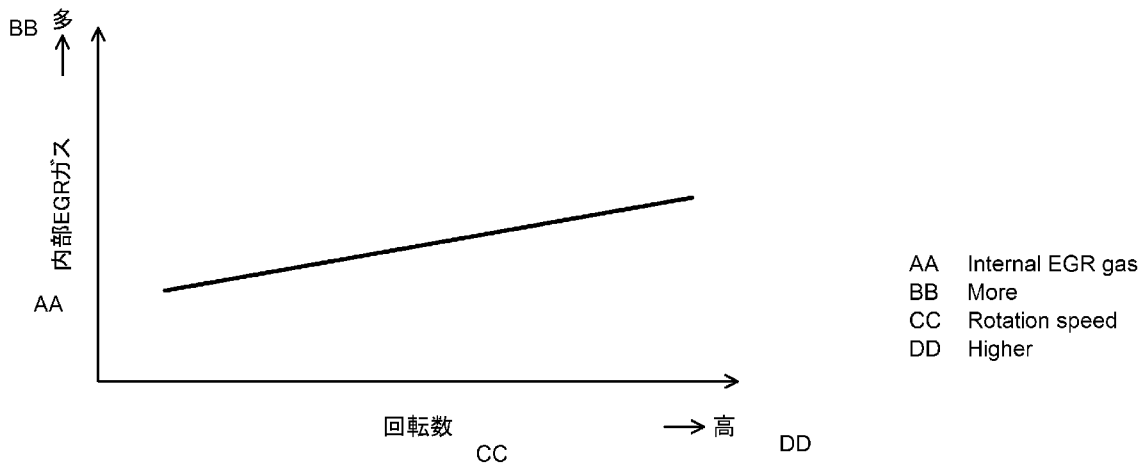
(10) 国際公開番号

WO 2018/096587 A1

- (51) 国際特許分類:
F02D 45/00 (2006.01) *F02D 13/02* (2006.01)
F02B 23/10 (2006.01) *F02D 23/02* (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2016/084616
- (22) 国際出願日: 2016年11月22日(22.11.2016)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (71) 出願人: マツダ株式会社 (MAZDA MOTOR CORPORATION) [JP/JP]; 〒7308670 広島県安芸郡府中町新地3番1号 Hiroshima (JP).
- (72) 発明者: 井上 淳(INOUE, Atsushi); 〒7308670 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内 Hiroshima (JP). 末岡 賢也(SUEOKA, Masanari); 〒7308670 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内 Hiroshima (JP). 松本 浩太(MATSUMOTO, Kota); 〒7308670 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内 Hiroshima (JP). 漆原 友則(URUSHIHARA, Tomonori); 〒7308670 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内 Hiroshima (JP).
- (74) 代理人: 特許業務法人前田特許事務所 (MAEDA & PARTNERS); 〒5300004 大阪府大阪市北区堂島浜1丁目2番1号 新ダイビル23階 Osaka (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,

(54) Title: CONTROL DEVICE OF COMPRESSION AUTOIGNITION ENGINE

(54) 発明の名称: 圧縮自己着火式エンジンの制御装置



(57) Abstract: This control device of a compression autoignition engine is provided with an engine (1), a state quantity setting device (23, 24, 43, 48, 54), a spark plug (25), a controller (ECU10), and sensors (SW1-SW16). In the case that the operation state of the engine is in a prescribed operation region, the spark plug ignites the air-fuel mixture at a prescribed timing such that, after combustion through flame propagation, the air-fuel mixture combusts through autoignition. The state quantity setting device adjusts at least one of the introduction amount of fresh air and the residual amount and reflux amount of the burnt gas such that the temperature prior to compression start in the combustion chamber increases as the rotation speed of the engine becomes higher.

(57) 要約: 圧縮自己着火式エンジンの制御装置は、エンジン(1)と、状態量設定デバイス(23、24、43、48、54)と、点火プラグ(25)と、コントローラ(ECU10)と、センサ(SW1～SW16)とを備える。エンジンの運転状態が所定の運転領域にある場合に、点火プラグは、混合気が火炎伝播により燃焼した後に自己着火により燃焼するように所定のタイミングで混合気に点火し、状態量設定デバイスは、エンジンの回転数が高くなるに従い、燃焼室の中の圧縮開始前の温度が高くなるように、新気の導入量、既燃ガスの還流量及び残留量の少なくとも1つを調整する。

WO 2018/096587 A1

CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, 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,
KW, 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:

- 一 国際調査報告 (条約第21条(3))

明 細 書

発明の名称：圧縮自己着火式エンジンの制御装置

技術分野

[0001] ここに開示する技術は、圧縮自己着火式エンジンの制御装置に関する。

背景技術

[0002] 特許文献1には、部分負荷領域において、燃焼室内の混合気が自己着火により燃焼するエンジンが記載されている。このエンジンは、部分負荷領域内の低負荷側の運転領域においては、熱い既燃ガスを燃焼室内に残すことによって、混合気の自己着火を促進する。また、このエンジンは、部分負荷領域内の高負荷側の運転領域においては、冷却した既燃ガスを燃焼室内に導入することによって自己着火を起し難くすると共に、圧縮上死点の直前に、点火プラグが点火を行う。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献1：特許第4082292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、圧縮着火による燃焼は、燃焼室の中に供給する燃料量が増えると、着火時の圧力変動が大きくなるため、燃焼騒音が大きくなってしまいう問題がある。そのため、エンジンの運転状態が、エンジンの全運転領域における、一部の狭い運転領域にあるときしか、圧縮着火による燃焼を行うことができない。広い運転領域に亘って圧縮着火による燃焼を行うことができれば、エンジンの燃費性能を大幅に向上することができる。

[0005] ここに開示する技術はかかる点に鑑みてなされたものであり、その目的とするところは、圧縮自己着火式エンジンにおいて燃焼騒音の発生を抑制しながら、圧縮着火による燃焼を行う運転領域を拡大することにある。

課題を解決するための手段

[0006] 本願発明者らは、S I (Spark Ignition) 燃焼とC I (Compression Ignition) 燃焼とを組み合わせる燃焼形態を考えた。つまり、燃焼室の中の混合気に強制的に点火を行って、火炎伝播による燃焼を行うと共に、S I 燃焼の発熱によって、燃焼室の中の未燃混合気が自己着火により燃焼する。火炎伝播による燃焼は、圧力変動が相対的に小さいため、燃焼騒音の発生を抑制することが可能になる。また、C I 燃焼を行うことにより、火炎伝播による燃焼よりも、燃焼期間が短縮し、燃費の向上に有利になる。従って、S I 燃焼とC I 燃焼とを組み合わせた燃焼形態は、燃焼騒音の発生を抑制しながら、燃費を向上させることができる。この燃焼形態は、S I 燃焼がC I 燃焼をコントロールするため、以下においては、S I C I 燃焼と呼ぶ。

[0007] S I C I 燃焼においては、エンジンの回転数が高くなるほどC I 燃焼の着火時期が遅れる傾向にある。これは、未燃混合気が自己着火するためにはそれを誘発する高温環境に曝される一定程度の受熱時間を必要とするが、エンジンの回転数上昇に伴って1サイクル当たりの時間が短くなると、1サイクルに占める未燃混合気を受熱時間の割合が大きくなり、その分だけC I 燃焼の着火時期が遅れにずれ込むからと考えられる。C I 燃焼の着火時期が遅れると、シリンダ内においてピストンが比較的下がった位置でC I 燃焼が行われるため、エンジンの燃焼効率が低下して、出力トルクが落ちてしまう。

[0008] そこで、本願発明者らは、エンジンの回転数が高くなるのに応じて燃焼室の中の圧縮開始前の温度を上昇させ、燃焼室の中をいち早く未燃混合気の自己着火を誘発する高温環境にすれば、C I 燃焼の着火時期が遅れるのを抑制できる点を見出し、ここに開示する技術を完成するに至った。

[0009] 具体的に、ここに開示する技術は、圧縮自己着火式エンジンの制御装置に係る。この圧縮自己着火式エンジンの制御装置は、燃焼室の中において混合気を燃焼させるように構成されたエンジンと、前記エンジンに取り付けられかつ、前記燃焼室の中への新気及び既燃ガスの導入、並びに前記燃焼室での既燃ガスの残留を調整することによって、前記燃焼室の中を所望の状態に設定するように構成された状態量設定デバイスと、前記エンジンに取り付けら

れかつ、前記燃焼室の中に供給する燃料を噴射するように構成されたインジェクタと、前記燃焼室の中に臨んで配設されかつ、前記燃焼室の中の混合気に点火をするように構成された点火プラグと、前記状態量設定デバイス、前記インジェクタ及び前記点火プラグのそれぞれに接続されかつ、前記状態量設定デバイス、前記インジェクタ及び前記点火プラグのそれぞれに制御信号を出力することによって、前記エンジンを運転するように構成されたコントローラーと、前記コントローラーに接続されかつ、前記エンジンの運転状態に関するパラメータを検知すると共に、前記コントローラーに検知信号を出力するように構成されたセンサと、を備える。

[0010] そして、前記点火プラグは、前記コントローラーの制御信号を受けて、前記センサの検知信号に基づく前記エンジンの運転状態が所定の運転領域にある場合に、点火された混合気が火炎伝播により燃焼し、その後、前記燃焼室の中の未燃混合気が自己着火により燃焼するように、所定の点火タイミングで前記混合気に点火をし、前記状態量設定デバイスは、前記コントローラーの制御信号を受けて、前記エンジンの運転状態が前記所定の運転領域にある場合に、前記センサの検知信号に基づく前記エンジンの回転数が所定の回転数よりも高い第1回転域にあるときには、前記エンジンの回転数が前記所定の回転数以下の第2回転域にあるときよりも、前記燃焼室の中の温度が高くなるように、前記燃焼室の中の状態を制御する。

[0011] 尚、ここでいう「燃焼室」は、ピストンが圧縮上死点に至ったときに形成される空間の意味に限定されない。「燃焼室」の語は広義で用いる。

[0012] この構成によると、点火プラグは、コントローラーの制御信号を受けて、エンジンの運転状態が所定の運転領域にある場合には、燃焼室の中の混合気に強制的に点火する。混合気は火炎伝播により燃焼し、その後、燃焼室の中の未燃混合気が自己着火により燃焼することによって燃焼が完了する。

[0013] こうした燃焼形態、つまりS | C | 燃焼によると、前述したように、火炎伝播による燃焼は、圧力変動が相対的に小さいため、燃焼騒音の発生を抑制するのに有利になる。また、C | 燃焼を行うことにより、火炎伝播による燃

焼よりも、燃焼期間が短縮し、燃費の向上に有利になる。従って、燃焼騒音の発生を抑制しながら、燃費を向上させることができる。

[0014] S I C I 燃焼を行う場合に、状態量設定デバイスは、エンジンの回転数に応じて燃焼室の中の温度を調整するように動作する。すなわち、状態量設定デバイスは、エンジンの回転数が相対的に高い第1領域にあるときには、エンジンの回転数が相対的に低い第2領域にあるときよりも圧縮開始前の燃焼室の温度が高くなるように、燃焼室の中への新気や既燃ガスの導入、燃焼室での既燃ガスの残留を調整することにより、燃焼室の中の状態を制御する。

[0015] S I C I 燃焼において、エンジンの運転状態が高回転側の第1回転域にあるときは、低回転側の第2回転域にあるときよりもC I 燃焼の着火時期が遅れる傾向にあるが、燃焼室の中の圧縮開始前の温度を高くすると、燃焼室の中がいち早く未燃混合気の自己着火を誘発する高温環境になるから、未燃混合気を受熱時間を前倒しすることができ、C I 燃焼の着火時期の遅れを抑制するのに有利になる。

[0016] 前記状態量設定デバイスは、前記コントローラーの制御信号を受けて、前記エンジンの運転状態が前記所定の運転領域にある場合に、前記エンジンの回転数が高くなるに従い、前記燃焼室の中の圧縮開始前の温度が高くなるように、前記燃焼室の中への新気の導入量、吸気通路への既燃ガスの還流量、及び前記燃焼室での既燃ガスの残留量の少なくとも1つを調整するようになっていてもよい。

[0017] S I C I 燃焼において、C I 燃焼の着火時期の遅れは、エンジンの回転数上昇に伴って次第に大きくなる傾向にある。エンジンの回転数が高くなるに従って燃焼室の中の圧縮開始前の温度を高くすると、C I 燃焼の着火時期の遅れ度合に応じてそれを補うように未燃混合気を受熱時間が前倒しされるから、C I 燃焼の着火時期を精度よくコントロールすることができる。

[0018] 前記状態量設定デバイスは、前記エンジンに設けられかつ、前記燃焼室の中に既燃ガスの一部を残留させるように構成された内部EGR (Exhaust Gas Recirculation) システムを有していてもよい。そして、前記内部EGRシ

ステムは、前記コントローラーの制御信号を受けて、前記エンジンの運転状態が前記所定の運転領域にある場合に、前記エンジンの回転数が前記第1回転域にあるときには前記第2回転域にあるときよりも、前記燃焼室の中の混合気の圧縮開始前の温度が高くなるように、前記燃焼室の中に残留させる既燃ガスを増やすようになっていてもよい。

[0019] 内部EGRシステムによって燃焼室の中に残留させる既燃ガスは、燃焼時に発生した熱量を含むため、新気に比べてはるかに高温である。よって、燃焼室の中に残留させる既燃ガスを増やすことは、燃焼室の中の圧縮開始前の温度上昇に寄与する。従って、内部EGRシステムによって燃焼室の中に残留する既燃ガスを増やすことにより、燃焼室の中の圧縮開始前の温度を高くすることができる。

[0020] 前記内部EGRシステムは、前記コントローラーの制御信号を受けて、前記エンジンの運転状態が前記所定の運転領域にある場合に、前記エンジンの回転数が高くなるに従い、前記燃焼室の中の圧縮開始前の温度が高くなるように、前記燃焼室の中に残留する既燃ガスを増やすようになっていてもよい。

[0021] 前述のように、SIC燃焼において、CI燃焼の着火時期の遅れは、エンジンの回転数上昇に伴って次第に大きくなる傾向にある。エンジンの回転数が高くなるに従って燃焼室の中の圧縮開始前の温度を高くすると、CI燃焼の着火時期の遅れ度合に応じてそれを補うように未燃混合気を受熱時間が前倒しされる。加えて、内部EGRシステムによって燃焼室に残留する既燃ガスの増減は、燃焼室の中の温度調整に優れているから、CI燃焼の着火時期を好適にコントロールすることができる。

[0022] 前記状態量設定デバイスは、前記エンジンに設けられかつ、前記燃焼室の中から排気通路に排出された既燃ガスの一部を温度低下させた後に吸気通路に還流させて前記燃焼室に導入する外部EGRシステムを有していてもよい。そして、前記外部EGRシステムは、前記コントローラーの制御信号を受けて、前記エンジンの運転状態が前記所定の運転領域にある場合に、前記エ

ンジンの回転数が前記第1回転域にあるときには前記第2回転域にあるときよりも、前記燃焼室の中の圧縮開始前の温度が高くなるように、前記燃焼室の中に導入する既燃ガスを減らすようになっていてもよい。

[0023] 外部EGRシステムによって燃焼室の中に導入される既燃ガスは、吸気通路に還流されるときに温度を低下させているため、比較的低温である。よって、燃焼室の中に還流される既燃ガスを減らすことは、燃焼室の中の圧縮開始前の温度上昇に寄与する。従って、外部EGRシステムによって燃焼室の中に導入される既燃ガスを減らすことにより、燃焼室の中の圧縮開始前の温度を高くすることができる。

[0024] 前記外部EGRシステムは、前記コントローラーの制御信号を受けて、前記エンジンの運転状態が前記所定の運転領域にある場合に、前記エンジンの回転数が高くなるに従い、前記燃焼室の中の圧縮開始前の温度が高くなるように、前記燃焼室の中に導入する既燃ガスを減らすようになっていてもよい。

[0025] 前述のように、SIC燃焼において、C燃焼の着火時期の遅れは、エンジンの回転数上昇に伴って次第に大きくなる傾向にある。エンジンの回転数が高くなるに従って燃焼室の中の圧縮開始前の温度を高くすると、C燃焼の着火時期の遅れ度合に応じてそれを補うように未燃混合気を受熱時間が前倒しされる。加えて、外部EGRシステムによって燃焼室に導入される既燃ガスの増減は、燃焼室の中の温度調整に優れているから、C燃焼の着火時期を好適にコントロールすることができる。

[0026] 前記状態量設定デバイスは、前記エンジンに設けられかつ、前記コントローラーの制御信号を受けて、吸気弁及び排気弁のうち少なくとも一方の開弁時期を変更するように構成された可変動弁機構を有していてもよい。そして、前記可変動弁機構は、前記コントローラーの制御信号を受けて、前記エンジンの運転状態が前記所定の運転領域にある場合に、前記エンジンの回転数が前記第1回転域にあるときには前記第2回転域にあるときよりも、前記燃焼室の中の圧縮開始前の温度が高くなるように、前記吸気弁及び前記排気弁

が共に開弁するオーバーラップ期間を短くするようになっていてもよい。以降では、吸気弁及び排気弁が共に開弁するオーバーラップ期間を、吸気弁及び排気弁が共に閉弁するネガティブオーバーラップ期間と区別するために「ポジティブオーバーラップ期間」と称する。

[0027] ポジティブオーバーラップ期間を設けると、燃焼室の中の残留ガスが掃気されるため、燃焼室の中の圧縮開始前の温度が下がる。燃焼室の中から押し出される残留ガスの掃気量は、ポジティブオーバーラップ期間の長さに応じて変化する。ポジティブオーバーラップ期間を短くすれば、残留ガスの掃気量が減少し、燃焼室の中に残留する既燃ガスが増大する。既燃ガスの残留量の増大は、燃焼室の中の圧縮開始前の温度上昇に寄与する。従って、ポジティブオーバーラップ期間を短くすることにより、燃焼室の中の圧縮開始前の温度を高めることができる。

[0028] 前記可変動弁機構は、前記コントローラーの制御信号を受けて、前記エンジンの運転状態が前記所定の運転領域にある場合に、前記エンジンの回転数が高くなるに従い、前記燃焼室の中の圧縮開始前の温度が高くなるように、前記吸気弁及び前記排気弁が共に開弁するオーバーラップ期間（ポジティブオーバーラップ期間）を短くするようになっていてもよい。

[0029] 前述のように、S I C I 燃焼において、C I 燃焼の着火時期の遅れは、エンジンの回転数上昇に伴って次第に大きくなる傾向にある。エンジンの回転数が高くなるに従って燃焼室の中の圧縮開始前の温度を高くすると、C I 燃焼の着火時期の遅れ度合に応じて未燃混合気の受熱時間が前倒しされる。加えて、可変動弁機構によって設けられるポジティブオーバーラップ期間に応じた残留ガスの掃気量の増減は、燃焼室の中の温度調整に優れているから、C I 燃焼の着火時期を好適にコントロールすることができる。

[0030] 前記インジェクタは、前記燃焼室の中に燃料を噴射するように構成されていてもよい。そして、前記インジェクタは、前記コントローラーの制御信号を受けて、前記エンジンの運転状態が前記所定の運転領域にある場合に、前記燃焼室の中に略均質な混合気を形成するように、前記所定の点火タイミン

グの前でかつ前記所定の点火タイミングに近いタイミングで燃料を噴射する後段噴射と、前記後段噴射よりも前でかつ前記点火タイミングから離れたタイミングで燃料を噴射する前段噴射とを実行するようになっていてもよい。

[0031] こうすることで、前段噴射によって噴射された燃料は、主にC | 燃焼によって燃焼し、後段噴射によって噴射された燃料は、主にS | 燃焼によって燃焼する。S | C | 燃焼において、点火プラグによる点火の安定化及び火炎伝播による燃焼の安定化と、自己着火による着火の安定化とが図られる。また、燃焼室の中に形成される混合気は、略均質であるため、未燃損失の低減による燃費の向上、及び、スモークの発生回避による排出ガス性能の向上を図ることができる。

[0032] 前記インジェクタは、圧縮行程の期間内において、前記前段噴射と前記後段噴射とを実行してもよい。

[0033] こうすることで、前段噴射により噴射した燃料が過早着火等の異常燃焼を誘発することを防止すると共に、後段噴射により噴射した燃料を、安定的に火炎伝播により燃焼させることができる。

[0034] 前記コントローラーは、前記状態量設定デバイス及び前記インジェクタに制御信号を出力することによって、前記燃焼室の中の状態を、前記燃焼室の中の全ガスと燃料との質量比に関係する指標としてのG / Fが18.5以上30以下でかつ、空気過剰率λが1.0 ± 0.2に設定するようになっていてもよい。

[0035] S | 燃焼とC | 燃焼とを組み合わせるS | C | 燃焼は、自己着火のタイミングを精度よくコントロールすることができる。つまり、圧縮開始前の燃焼室の中の温度にばらつきが生じても、S | 燃焼の発熱量を調整することによって、圧縮開始前の温度のばらつきを吸収することができる。圧縮開始前の燃焼室の中の温度に応じて、例えば点火タイミングの調整によってS | 燃焼の開始タイミングを調整すれば、所望のタイミングで、未燃混合気を自己着火させることができる。

[0036] ところが、S | C | 燃焼において、自己着火のタイミングを精度よくコン

トロールするためには、点火タイミングを変更することに対応して、自己着火のタイミングが変化しなければならない。点火タイミングの変更に対して、自己着火のタイミングが変化する感度が高いことが好ましい。

[0037] 本願発明者らの検討によると、燃焼室の中の状態を、混合気の λ が 1.0 ± 0.2 でかつ、 G/F が 18.5 以上 30 以下とすれば、 S | 燃焼が安定化する結果、点火タイミングの変更に対して、自己着火のタイミングが変化することがわかった。つまり、 S | C | 燃焼において、自己着火のタイミングを精度よくコントロールすることができる。

[0038] また、燃焼室の中の状態を $18.5 \leq G/F$ にすることで、混合気の希釈率が高いため、エンジンの燃費性能が向上する。また、ノッキングの発生に伴う燃焼騒音が発生することを確実に回避することができる。

[0039] さらに、 λ を 1.0 ± 0.2 に設定することによって、エンジンの排気通路に取り付けられた三元触媒により、排気ガスを浄化することが可能になる。

[0040] 従って、前記の構成によると、燃費性能を高くすると共に、排出ガス性能を良好にしながら、 S | 燃焼と C | 燃焼とを組み合わせた S | C | 燃焼において、自己着火のタイミングを精度よくコントロールすることができる。

[0041] S | 燃焼によって自己着火のタイミングをコントロールすることにより、圧縮開始前の燃焼室の中の温度がばらついても、燃焼騒音を抑制しながら、燃費に最適なタイミングで未燃混合気を自己着火させることができる。

発明の効果

[0042] 以上説明したように、前記の圧縮自己着火式エンジンの制御装置によると、エンジンの回転数が高くなるのに応じて燃焼室の中の圧縮開始前の温度を高めることにより、エンジンの回転数上昇に伴う C | 燃焼の着火時期の遅れを抑制することができ、 S | C | 燃焼を以て、燃焼騒音の発生を抑制しながら、圧縮着火による燃焼を行う運転領域を拡大して、エンジンの燃費性能を向上させることができる。

図面の簡単な説明

- [0043] [図1]図1は、圧縮自己着火式エンジンの構成を例示する図である。
- [図2]図2は、燃焼室の構成を例示する断面図である。
- [図3]図3は、圧縮自己着火式エンジンの制御装置の構成を例示するブロック図である。
- [図4]図4は、エンジンの運転領域を例示する図である。
- [図5]図5は、S | 燃焼とC | 燃焼とを組み合わせたS | C | 燃焼の熱発生率の変化を概念的に示す図である。
- [図6]図6は、S | C | 燃焼におけるS | 率の定義を説明するための図である。
- 。
- [図7]図7は、S | C | 燃焼におけるS | 率の定義を説明するための図である。
- 。
- [図8]図8は、エンジンの負荷の高低に対する、S | 率の変化、燃焼室の中の状態量の変化、吸気弁及び排気弁のオーバーラップ期間の変化、並びに、燃料の噴射タイミング及び点火タイミングの変化を説明する図である。
- [図9]図9の上図は、非過給S | C | 燃焼において、エンジンの負荷が増大することに対する燃焼波形の変化を例示する図であり、図9の下図は、過給S | C | 燃焼において、エンジンの負荷が増大することに対する燃焼波形の変化を例示する図である。
- [図10]図10は、ECUが実行するエンジンの制御の手順を示すフロー図である。
- [図11]図11は、S | 率の調整に係る制御概念を説明する図である。
- [図12]図12は、エンジンが低負荷の所定回転数で運転しているときでかつ、内部EGRガスのみを燃焼室の中に導入しているときの、混合気のG / Fと、所望の乱流燃焼速度を実現するために必要な乱流エネルギーとの関係を示す図である。
- [図13]図13は、図12に示す必要乱流エネルギーを実現する燃焼室の中の温度と、混合気G / Fとの関係を示す図である。
- [図14]図14は、図12に示す必要乱流エネルギーを実現する燃焼室の中の圧

力と、混合気G/Fとの関係を示す図である。

[図15]図15は、S/C燃焼において、点火タイミングの変化に対する自己着火タイミングの変化比率を例示する、縦軸を混合気のEGR率とし、横軸を混合気のA/Fとした平面上におけるコンター図である。

[図16]図16は、第2中負荷領域でのエンジンの回転数に対する、燃焼室の中に残留させる内部EGRガスの残留量の変化を例示する図である。

[図17]図17は、第2中負荷領域でのエンジンの回転数に対する、燃焼室の中に導入される外部EGRガスの導入量の変化を例示する図である。

[図18]図18は、第2中負荷領域でのエンジンの回転数に対する内部EGR率の変化を例示する図である。

[図19]図19は、エンジンの回転数に対する、第2中負荷領域でのポジティブオーバーラップ期間の変化と、第1中負荷領域でのネガティブオーバーラップ期間の変化とを例示する図である。

発明を実施するための形態

[0044] 以下、圧縮自己着火式エンジンの制御装置の実施形態を図面に基づいて詳細に説明する。以下の説明は、圧縮自己着火式エンジンの制御装置の一例である。図1は、圧縮自己着火式エンジンの構成を例示する図である。図2は、燃焼室の構成を例示する断面図である。尚、図1における吸気側は紙面左側であり、排気側は紙面右側である。図2における吸気側は紙面右側であり、排気側は紙面左側である。図3は、圧縮自己着火式エンジンの制御装置の構成を例示するブロック図である。

[0045] エンジン1は、四輪の自動車に搭載される。エンジン1が運転することによって、自動車は走行する。エンジン1の燃料は、この構成例においてはガソリンである。燃料は、バイオエタノール等を含むガソリンであってもよい。エンジン1の燃料は、少なくともガソリンを含む液体燃料であれば、どのような燃料であってもよい。

[0046] (エンジンの構成)

エンジン1は、シリンダブロック12と、その上に載置されるシリンダヘ

ッド13とを備えている。シリンダブロック12の内部に複数のシリンダ11が形成されている。図1及び図2では、1つのシリンダ11のみを示す。エンジン1は、多気筒エンジンである。

[0047] 各シリンダ11内には、ピストン3が摺動自在に内挿されている。ピストン3は、コネクティングロッド14を介してクランクシャフト15に連結されている。ピストン3は、シリンダ11及びシリンダヘッド13と共に燃焼室17を区画する。尚、「燃焼室」は、ピストン3が圧縮上死点に至ったときに形成される空間の意味に限定されない。「燃焼室」の語は広義で用いる場合がある。つまり、「燃焼室」は、ピストン3の位置に関わらず、ピストン3、シリンダ11及びシリンダヘッド13によって形成される空間を意味する場合がある。

[0048] ピストン3の上面は平坦面である。ピストン3の上面には、キャビティ31が形成されている。キャビティ31は、ピストン3の上面から凹陷している。キャビティ31は、浅皿形状を有している。キャビティ31は、ピストン3が圧縮上死点付近に位置するとき、後述するインジェクタ6に向かい合う。

[0049] キャビティ31は、凸部311を有している。凸部311は、シリンダ11の中心軸X上に設けられている。凸部311は、略円錐状である。凸部311は、キャビティ31の底部から、シリンダ11の中心軸Xに沿って上向きに伸びている。凸部311の上端は、キャビティ31の上面とほぼ同じ高さである。

[0050] キャビティ31はまた、凸部311の周囲に設けられた凹陷部312を有している。凹陷部312は、凸部311の全周を囲むように設けられている。キャビティ31は、中心軸Xに対して対称な形状を有している。

[0051] 凹陷部312の周側面は、キャビティ31の底面からキャビティ31の開口に向かって中心軸Xに対して傾いている。凹陷部312におけるキャビティ31の内径は、キャビティ31の底部からキャビティ31の開口に向かって次第に拡大する。

- [0052] シリンダヘッド13の下面、つまり、燃焼室17の天井面は、図2に示すように、傾斜面1311と、傾斜面1312とによって構成されている。傾斜面1311は、吸気側から中心軸Xに向かって上り勾配となっている。傾斜面1312は、排気側から中心軸Xに向かって上り勾配となっている。燃焼室17の天井面は、いわゆるペントルフ形状である。
- [0053] 尚、燃焼室17の形状は、図2に例示する形状に限定されるものではない。例えばキャビティ31の形状、ピストン3の上面の形状、及び、燃焼室17の天井面の形状等は、適宜変更することが可能である。
- [0054] エンジン1の幾何学的圧縮比は、理論熱効率の向上や、後述するCI (Compression Ignition) 燃焼の安定化を目的として高く設定されている。具体的に、エンジン1の幾何学的圧縮比は、17以上である。幾何学的圧縮比は、例えば18としてもよい。幾何学的圧縮比は、17以上20以下の範囲で、適宜設定すればよい。
- [0055] シリンダヘッド13には、シリンダ11毎に、2つの吸気ポート18が形成されている。吸気ポート18は、燃焼室17に連通している。吸気ポート18には、吸気弁21が配設されている。吸気弁21は、燃焼室17と吸気ポート18との間を開閉する。吸気弁21は吸気動弁機構によって、所定のタイミングで開閉する。吸気動弁機構は、この構成例では、図3に示すように、可変動弁機構である吸気電動VVT (Variable Valve Timing) 23を有している。吸気電動VVT 23は、吸気カムシャフトの回転位相を所定の角度範囲内で連続的に変更するよう構成されている。それによって、吸気弁21の開弁時期及び閉弁時期は、連続的に変化する。尚、吸気動弁機構は、電動VVTに代えて、液圧式のVVTを有していてもよい。
- [0056] シリンダヘッド13にはまた、シリンダ11毎に、2つの排気ポート19が形成されている。排気ポート19は、燃焼室17に連通している。排気ポート19には、排気弁22が配設されている。排気弁22は、燃焼室17と排気ポート19との間を開閉する。排気弁22は排気動弁機構によって、所定のタイミングで開閉する。排気動弁機構は、この構成例では、図3に示す

ように、可変動弁機構である排気電動VVT24を有している。排気電動VVT24は、排気カムシャフトの回転位相を所定の角度範囲内で連続的に変更するよう構成されている。それによって、排気弁22の開弁時期及び閉弁時期は、連続的に変化する。尚、排気動弁機構は、電動VVTに代えて、液圧式のVVTを有していてもよい。

[0057] 詳細は後述するが、このエンジン1は、吸気電動VVT23及び排気電動VVT24によって、吸気弁21の開弁時期と排気弁22の閉弁時期とに係るオーバーラップ期間の長さを調整する。このことによって、燃焼室17の中の残留ガスを掃気したり、燃焼室17の中に熱い既燃ガスを閉じ込めて残留させたり（つまり、内部EGR（Exhaust Gas Recirculation）ガスを燃焼室17の中に導入したり）する。この構成例においては、吸気電動VVT23及び排気電動VVT24が、状態量設定デバイスの一つとしての、内部EGRシステム55Aを構成している。尚、内部EGRシステム55Aは、VVTによって構成されとは限らない。

[0058] シリンダヘッド13には、シリンダ11毎に、インジェクタ6が取り付けられている。インジェクタ6は、燃焼室17の中に燃料を直接噴射するよう構成されている。インジェクタ6は、吸気側の傾斜面1311と排気側の傾斜面1312とが交差するペントルーフの谷部に配設されている。インジェクタ6は、図2に示すように、その噴射軸心が、中心軸Xに沿うように配設されている。インジェクタ6の噴射軸心と、キャビティ31の凸部311の位置とは一致している。インジェクタ6は、キャビティ31に対向している。尚、インジェクタ6の噴射軸心は、シリンダ11の中心軸Xとずれていてもよい。その場合も、インジェクタ6の噴射軸心と、キャビティ31の凸部311の位置とは一致していることが望ましい。

[0059] インジェクタ6は、詳細な図示は省略するが、複数の噴口を有する多噴口型の燃料噴射弁によって構成されている。インジェクタ6は、図2に矢印で示すように、燃料噴霧が、燃焼室17の中央から放射状に広がるように燃料を噴射する。

[0060] 後述するように、インジェクタ6は、ピストン3が圧縮上死点付近に位置するタイミングで燃料を噴射する場合がある。その場合、インジェクタ6が燃料を噴射すると、燃料噴霧は、新気と混ざり合いながら、キャビティ31の凸部311に沿って下向きに流れると共に、凹陷部312の底面及び周側面に沿って、燃焼室17の中央から、径方向の外方に放射状に広がって流れる。その後、混合気はキャビティ31の開口に至り、吸気側の傾斜面1311、及び、排気側の傾斜面1312に沿って、径方向の外方から、燃焼室17の中央に向かって流れる。

[0061] 尚、インジェクタ6は、多噴口型のインジェクタに限らない。インジェクタ6は、外開弁タイプのインジェクタを採用してもよい。

[0062] インジェクタ6には、燃料供給システム61が接続されている。燃料供給システム61は、燃料を貯留するよう構成された燃料タンク63と、燃料タンク63とインジェクタ6とを互いに連結する燃料供給路62とを備えている。燃料供給路62には、燃料ポンプ65とコモンレール64とが介設している。燃料ポンプ65は、コモンレール64に燃料を圧送する。燃料ポンプ65は、この構成例においては、クランクシャフト15によって駆動されるプランジャー式のポンプである。コモンレール64は、燃料ポンプ65から圧送された燃料を、高い燃料圧力で蓄えるよう構成されている。インジェクタ6が開弁すると、コモンレール64に蓄えられていた燃料が、インジェクタ6の噴口から燃焼室17の中に噴射される。燃料供給システム61は、30MPa以上の高い圧力の燃料を、インジェクタ6に供給することが可能に構成されている。燃料供給システム61の最高燃料圧力は、例えば120MPa程度にしてもよい。インジェクタ6に供給する燃料の圧力は、エンジン1の運転状態に応じて変更してもよい。尚、燃料供給システム61の構成は、前記の構成に限定されない。

[0063] シリンダヘッド13には、シリンダ11毎に、点火プラグ25が取り付けられている。点火プラグ25は、燃焼室17の中の混合気に強制的に点火をする。点火プラグ25は、この構成例では、シリンダ11の中心軸X1を挟

んだ吸気側に配設されている。点火プラグ25は、2つの吸気ポート18の間に位置している。点火プラグ25は、上方から下方に向かって、燃焼室17の中央に近づく方向に傾いて、シリンダヘッド13に取り付けられている。点火プラグ25の電極は、図2に示すように、燃焼室17の中に臨んでかつ、燃焼室17の天井面の付近に位置している。

[0064] エンジン1の一側面には吸気通路40が接続されている。吸気通路40は、各シリンダ11の吸気ポート18に連通している。吸気通路40は、燃焼室17に導入するガスが流れる通路である。吸気通路40の上流端部には、新気を濾過するエアクリーナー41が配設されている。吸気通路40の下流端近傍には、サージタンク42が配設されている。サージタンク42よりも下流の吸気通路40は、詳細な図示は省略するが、シリンダ11毎に分岐する独立通路を構成している。独立通路の下流端が、各シリンダ11の吸気ポート18に接続されている。

[0065] 吸気通路40におけるエアクリーナー41とサージタンク42の間には、スロットル弁43が配設されている。スロットル弁43は、弁の開度を調整することによって、燃焼室17の中への新気の導入量を調整するよう構成されている。スロットル弁43は、状態量設定デバイスの一つを構成している。

[0066] 吸気通路40にはまた、スロットル弁43の下流に、過給機44が配設されている。過給機44は、燃焼室17に導入するガスを過給するよう構成されている。この構成例において、過給機44は、エンジン1によって駆動される機械式の過給機である。機械式の過給機44は、例えばルーツ式としてもよい。機械式の過給機44の構成はどのような構成であってもよい。機械式の過給機44は、リシヨルム式や遠心式であってもよい。

[0067] 過給機44とエンジン1の間には、電磁クラッチ45が介設している。電磁クラッチ45は、過給機44とエンジン1との間で、エンジン1から過給機44へ駆動力を伝達したり、駆動力の伝達を遮断したりする。後述するように、ECU10が電磁クラッチ45の遮断及び接続を切り替えることに

よって、過給機 44 はオンとオフとが切り替わる。つまり、このエンジン 1 は、過給機 44 が、燃焼室 17 に導入するガスを過給することと、過給機 44 が、燃焼室 17 に導入するガスを過給しないこととを切り替えることができるよう構成されている。

[0068] 吸気通路 40 における過給機 44 の下流には、インタークーラー 46 が配設されている。インタークーラー 46 は、過給機 44 において圧縮されたガスを冷却するよう構成されている。インタークーラー 46 は、例えば水冷式に構成すればよい。

[0069] 吸気通路 40 には、バイパス通路 47 が接続されている。バイパス通路 47 は、過給機 44 及びインタークーラー 46 をバイパスするよう、吸気通路 40 における過給機 44 の上流部とインタークーラー 46 の下流部とを互いに接続する。バイパス通路 47 には、エアバイパス弁 48 が配設されている。エアバイパス弁 48 は、バイパス通路 47 を流れるガスの流量を調整する。

[0070] 過給機 44 をオフにしたとき（つまり、電磁クラッチ 45 を遮断したとき）には、エアバイパス弁 48 を全開にする。これにより、吸気通路 40 を流れるガスは、過給機 44 をバイパスして、エンジン 1 の燃焼室 17 に導入される。エンジン 1 は、非過給、つまり自然吸気の状態 で 運 転 す る 。

[0071] 過給機 44 をオンにしたとき（つまり、電磁クラッチ 45 を接続したとき）には、過給機 44 を通過したガスの一部は、バイパス通路 47 を通って過給機の上流に逆流する。エアバイパス弁 48 の開度を調整することによって、逆流量を調整することができるから、燃焼室 17 に導入するガスの過給圧を調整することができる。この構成例においては、過給機 44 とバイパス通路 47 とエアバイパス弁 48 とによって、過給システム 49 が構成されている。エアバイパス弁 48 は、状態量設定デバイスの一つを構成している。

[0072] エンジン 1 の他側面には、排気通路 50 が接続されている。排気通路 50 は、各シリンダ 11 の排気ポート 19 に連通している。排気通路 50 は、燃焼室 17 から排出された排気ガスが流れる通路である。排気通路 50 の上流

部分は、詳細な図示は省略するが、シリンダ 1 1 毎に分岐する独立通路を構成している。独立通路の上流端が、各シリンダ 1 1 の排気ポート 1 9 に接続されている。排気通路 5 0 には、1 つ以上の触媒コンバーター 5 1 を有する排気ガス浄化システムが配設されている。触媒コンバーター 5 1 は、三元触媒を含んで構成されている。尚、排気ガス浄化システムは、三元触媒のみを含むものに限らない。

[0073] 吸気通路 4 0 と排気通路 5 0 との間には、外部 E G R システム 5 5 B を構成する E G R 通路 5 2 が接続されている。E G R 通路 5 2 は、既燃ガスの一部を吸気通路 4 0 に還流させるための通路である。E G R 通路 5 2 の上流端は、排気通路 5 0 における触媒コンバーター 5 1 の下流に接続されている。E G R 通路 5 2 の下流端は、吸気通路 4 0 における過給機 4 4 の上流に接続されている。

[0074] E G R 通路 5 2 には、水冷式の E G R クーラー 5 3 が配設されている。E G R クーラー 5 3 は、既燃ガスを冷却するよう構成されている。E G R 通路 5 2 にはまた、E G R 弁 5 4 が配設されている。E G R 弁 5 4 は、E G R 通路 5 2 を流れる既燃ガスの流量を調整するよう構成されている。E G R 弁 5 4 の開度を調整することによって、冷却した既燃ガス、つまり外部 E G R ガスの還流量を調整することができる。

[0075] この構成例において、E G R システム 5 5 は、E G R 通路 5 2 及び E G R 弁 5 4 を含んで構成されている外部 E G R システム 5 5 B と、前述した吸気電動 V V T 2 3 及び排気電動 V V T 2 4 を含んで構成されている内部 E G R システム 5 5 A とによって構成されている。外部 E G R システム 5 5 B (E G R 弁 5 4) は、状態量設定デバイスの一つを構成している。

[0076] 圧縮自己着火式エンジンの制御装置は、エンジン 1 を運転するための E C U (Engine Control Unit) 1 0 を備えている。E C U 1 0 は、周知のマイクロコンピュータをベースとするコントローラーであって、プログラムを実行する中央演算処理装置 (Central Processing Unit : C P U) と、例えば R A M (Random Access Memory) や R O M (Read Only Memory) により構成され

てプログラム及びデータを格納するメモリと、電気信号の入出力をする入出力バスと、を備えている。ECU10は、コントローラーの一例である。

[0077] ECU10には、図1及び図3に示すように、各種のセンサSW1～SW16が接続されている。センサSW1～SW16は、検知信号をECU10に出力する。センサには、以下のセンサが含まれる。

[0078] すなわち、吸気通路40におけるエアクリーナー41の下流に配置されかつ、吸気通路40を流れる新気の流量を検知するエアフローセンサSW1、及び、新気の温度を検知する第1吸気温度センサSW2、吸気通路40におけるEGR通路52の接続位置よりも下流でかつ、過給機44の上流に配置されかつ、過給機44に流入するガスの圧力を検知する第1圧力センサSW3、吸気通路40における過給機44の下流でかつ、バイパス通路47の接続位置よりも上流に配置されかつ、過給機44から流出したガスの温度を検知する第2吸気温度センサSW4、サージタンク42に取り付けられかつ、過給機44の下流のガスの圧力を検知する第2圧力センサSW5、各シリンダ11に対応してシリンダヘッド13に取り付けられかつ、各燃焼室17内の圧力を検知する指圧センサSW6、排気通路50に配置されかつ、燃焼室17から排出した排気ガスの温度を検知する排気温度センサSW7、排気通路50における触媒コンバーター51の上流に配置されかつ、排気ガス中の酸素濃度を検知するリニアO₂センサSW8、排気通路50における触媒コンバーター51の下流に配置されかつ、排気ガス中の酸素濃度を検知するラムダO₂センサSW9、エンジン1に取り付けられかつ、冷却水の温度を検知する水温センサSW10、エンジン1に取り付けられかつ、クランクシャフト15の回転角を検知するクランク角センサSW11、アクセルペダル機構に取り付けられかつ、アクセルペダルの操作量に対応したアクセル開度を検知するアクセル開度センサSW12、エンジン1に取り付けられかつ、吸気カムシャフトの回転角を検知する吸気カム角センサSW13、エンジン1に取り付けられかつ、排気カムシャフトの回転角を検知する排気カム角センサSW14、EGR通路52に配置されかつ、EGR弁54の上流及び下流の差

圧を検知するEGR差圧センサSW15、並びに、燃料供給システム61のコモンレール64に取り付けられかつ、インジェクタ6に供給する燃料の圧力を検知する燃圧センサSW16である。

[0079] ECU10は、これらの検知信号に基づいて、エンジン1の運転状態を判断すると共に、各デバイスの制御量を計算する。ECU100は、計算をした制御量に係る制御信号を、インジェクタ6、点火プラグ25、吸気電動VVT23、排気電動VVT24、燃料供給システム61、スロットル弁43、EGR弁54、過給機44の電磁クラッチ45、及び、エアバイパス弁48に出力する。例えば、ECU10は、第1圧力センサSW3及び第2圧力センサSW5の検知信号から得られる過給機44の前後差圧に基づいてエアバイパス弁48の開度を調整することにより、過給圧を調整する。また、ECU10は、EGR差圧センサSW15の検知信号から得られるEGR弁54の前後差圧に基づいてEGR弁54の開度を調整することにより、燃焼室17の中に導入する外部EGRガス量を調整する。ECU10によるエンジン1の制御の詳細は、後述する。

[0080] (エンジンの運転領域)

図4は、エンジン1の運転領域を例示している。エンジン1の運転領域は、負荷の高低に対し、大きく3つの領域に分けられている。具体的に、3つの領域は、アイドル運転を含む低負荷領域(A)、全開負荷を含む高負荷領域(C)、及び、低負荷領域(A)と高負荷領域(C)との間の中負荷領域(B)である。エンジン1は、燃費の向上及び排出ガス性能の向上を主目的として、中負荷領域において、圧縮自己着火による燃焼を行う。以下、低負荷領域、中負荷領域、及び、高負荷領域の各領域における燃焼形態について、順に説明をする。

[0081] (低負荷領域)

エンジン1の運転状態が低負荷領域にあるときには、燃料の噴射量が少ない。そのため、燃焼室17において混合気が燃焼したときに発生する熱量が少なく、燃焼室17の温度が低くなる。また、排気ガスの温度も低くなるた

め、後述するように内部EGRガスを燃焼室17の中に導入しても、燃焼室17の温度が、自己着火が安定して可能になる程度まで高まらない。エンジン1の運転状態が低負荷領域にあるときの燃焼形態は、点火プラグ25が燃焼室17の中の混合気に点火を行うことによって混合気を火炎伝播により燃焼させるSI (Spark Ignition) 燃焼である。以下、低負荷領域における燃焼形態を、低負荷SI燃焼と呼ぶ場合がある。

[0082] エンジン1の運転状態が低負荷領域にあるときには、混合気の空燃比(A/F)は、理論空燃比である(A/F=14.7)。三元触媒が、燃焼室17から排出された排出ガスを浄化することによって、エンジン1の排出ガス性能は良好になる。混合気のA/Fは、三元触媒の浄化ウィンドウの中に収まるようにすればよい。従って、混合気の空気過剰率λは、1.0±0.2とすればよい。

[0083] エンジン1の燃費性能を向上させるために、エンジン1の運転状態が低負荷領域にあるときに、EGRシステム55は、燃焼室17の中にEGRガスを導入する。混合気のG/F、つまり、燃焼室17の中の全ガスと燃料との質量比は18.5以上30以下に設定される。混合気は、EGRリーンである。混合気の希釈率は高い。混合気のG/Fを、例えば25にすれば、低負荷運転領域において、混合気が自己着火に至ることなく、SI燃焼を安定して行うことができる。低負荷領域において、混合気のG/Fは、エンジン1の負荷の高低に関わらず一定に維持する。こうすることで、低負荷領域の全域において、SI燃焼は、安定化する。また、エンジン1の燃費が向上すると共に、排出ガス性能が良好になる。

[0084] エンジン1の運転状態が低負荷領域にあるときには、燃料量が少ないため、混合気のλを1.0±0.2にしかつ、G/Fを18.5以上30以下にするには、燃焼室17の中に導入するガスの充填量を100%よりも少なくしなければならない。具体的に、エンジン1は、スロットル弁43の開度を調整するスロットリング、及び/又は、吸気弁21の閉弁時期を吸気下死点以降に遅らせるミラーサイクルを実行する。

[0085] 尚、低負荷領域内における、低負荷低回転領域においては、ガスの充填量をさらに少なくすることによって、混合気の燃焼温度及び排気ガスの温度を高くするようにしてもよい。こうすると、触媒コンバーター51を活性状態に維持する上で有利になる。

[0086] (中負荷領域)

エンジン1の運転状態が中負荷領域にあるときには、燃料の噴射量が多くなる。燃焼室17の温度が高くなるため、自己着火を安定して行うことが可能にある。燃費の向上及び排出ガス性能の向上を図るため、エンジン1は、中負荷領域において、C1燃焼を行う。

[0087] 自己着火による燃焼は、圧縮開始前の燃焼室17の中の温度がばらつくと、自己着火のタイミングが大きく変化する。そこで、エンジン1は、中負荷領域において、S1燃焼とC1燃焼とを組み合わせたS1C1燃焼を行う。S1C1燃焼は、点火プラグ25が、燃焼室17の中の混合気に強制的に点火をすることによって、混合気が火炎伝播により燃焼すると共に、S1燃焼の発熱により燃焼室17の中の温度が高くなることによって、未燃混合気が自己着火により燃焼する。S1燃焼の発熱量を調整することによって、圧縮開始前の燃焼室17の中の温度のばらつきを吸収することができる。圧縮開始前の燃焼室17の中の温度がばらついていても、例えば点火タイミングの調整によってS1燃焼の開始タイミングを調整すれば、自己着火のタイミングをコントロールすることができる。

[0088] S1C1燃焼において、自己着火のタイミングを精度よくコントロールするためには、点火タイミングを変更することに対応して、自己着火のタイミングが変化しなければならない。点火タイミングの変更に対して、自己着火のタイミングが変化する感度が高いことが好ましい。

[0089] 本願発明者らの検討によると、混合気のλが 1.0 ± 0.2 でかつ、混合気のG/Fが18.5以上30以下であれば、点火タイミングの変更に対して、自己着火のタイミングが変化することがわかった。そこで、エンジン1の運転状態が中負荷領域にあるときには、エンジン1は、燃焼室17の中の

状態を、混合気の λ が 1.0 ± 0.2 でかつ、混合気の G/F が 18.5 以上 30 以下にする。

[0090] 自己着火のタイミングを精度よくコントロールすることによって、エンジン1の運転状態が中負荷領域にあるときに、燃焼騒音の増大を回避することができる。また、混合気の希釈率をできるだけ高くして $C \mid$ 燃焼を行うことにより、エンジン1の燃費性能を高くすることが可能になる。さらに、混合気の λ を 1.0 ± 0.2 に設定することによって、三元触媒により、排気ガスを浄化することが可能になるため、エンジン1の排出ガス性能が良好になる。

[0091] 前述したように、低負荷領域においては、混合気の G/F を 18.5 以上 30 以下（例えば 25 ）にし、かつ、混合気の λ を 1.0 ± 0.2 にしている。エンジン1の運転状態が低負荷領域にあるときと、中負荷領域にあるときとの間において、燃焼室17の中の状態量が大きく変動しない。従って、エンジン1の負荷が変更することに対する、エンジン1の制御のロバスト性が高まる。

[0092] エンジン1の運転状態が中負荷領域にあるときには、低負荷領域にあるときとは異なり、燃料量が多くなるため、燃焼室17の中に導入するガスの充填量を調整する必要がない。スロットル弁43の開度は全開である。

[0093] エンジン1の負荷が高まり、燃料量がさらに増えたときに、混合気の λ を 1.0 ± 0.2 にし、かつ、混合気の G/F を 18.5 以上 30 以下にするには、自然吸気の状態であれば、燃焼室17の中に導入するガス量が不足する。そこで、中負荷領域における所定負荷よりも負荷の高い領域においては、過給機44が、燃焼室17の中に導入するガスの過給を行う。中負荷領域（B）は、所定負荷よりも高負荷の領域であって、過給を行う第1中負荷領域（B1）と、所定負荷以下の領域であって、過給を行わない第2中負荷領域（B2）とに分けられる。所定負荷は、例えば $1/2$ 負荷である。第2中負荷領域は、第1中負荷領域よりも負荷の低い領域である。以下、第1中負荷領域における燃焼形態を、過給 $S \mid C \mid$ 燃焼と呼び、第2中負荷領域におけ

る燃焼形態を、非過給S I C I燃焼と呼ぶ場合がある。

[0094] 過給を行わない第2中負荷領域においては、燃料量が増えるに従い、燃焼室17の中に導入する新気が増える一方、EGRガスは減る。混合気のG/Fは、エンジン1の負荷が高くなると小さくなる。スロットル弁43の開度を全開にしているため、エンジン1は、燃焼室17の中に導入するEGRガスの量を調整することにより、燃焼室17の中に導入する新気の量を調整する。第2中負荷領域において燃焼室17の中の状態量は、例えば混合気の λ は1.0で略一定になる一方、混合気のG/Fは2.5~2.8の範囲で変更される。

[0095] これに対し、過給を行う第1中負荷領域において、エンジン1は、燃料量が増えるに従い、燃焼室17の中に導入する新気及びEGRガスを共に増やす。混合気のG/Fは、エンジン1の負荷が高くなっても一定である。第1中負荷領域において燃焼室17の中の状態量は、例えば混合気の λ は1.0で略一定になると共に、混合気のG/Fは2.5で一定である。

[0096] (高負荷領域)

エンジン1の運転状態が高負荷領域にあるときには、燃料の噴射量が多い。そのため、S I C I燃焼を行っても、燃焼騒音を抑制することが困難になる。また、燃焼室17の中の温度が高くなるため、C I燃焼を行おうとしても、過早着火やノッキングといった異常燃焼が生じやすい。そのため、エンジン1の運転状態が高負荷領域にあるときの燃焼形態は、S I燃焼である。以下、高負荷領域における燃焼形態を、高負荷S I燃焼と呼ぶ場合がある。

[0097] エンジン1の運転状態が高負荷領域にあるときに、混合気の λ は1.0±0.2である。また、混合気のG/Fは、基本的には、1.8.5以上3.0以下に設定される。高負荷領域においては、スロットル弁43の開度は全開であり、過給機44は過給を行う。

[0098] 高負荷領域において、エンジン1は、負荷が高まるに従いEGRガスの量を減らす。混合気のG/Fは、エンジン1の負荷が高くなると、小さくなる。EGRガスの量を減らした分、燃焼室17の中に導入する新気の量が増え

るから、燃料量を増やすことができる。エンジン1の最高出力を高くする上で有利になる。全開負荷付近において、混合気のG/Fは、1.7程度にしてもよい。

[0099] 混合気のG/Fは、高負荷領域において、例えば1.7~2.5の範囲で変更してもよい。従って、低負荷領域、中負荷領域及び高負荷領域を含むエンジン1の運転領域の全体で、混合気のG/Fは、1.7~3.0の範囲で変更してもよい。

[0100] エンジン1の運転状態が高負荷領域にあるときと、中負荷領域にあるときとの間において、燃焼室17の中の状態量が大きく変動しない。エンジン1の負荷が変更することに対する、エンジン1の制御のロバスト性が高まる。

[0101] 前述の通り、エンジン1は、高負荷領域においては、SI燃焼を行うが、幾何学的圧縮比が高いこと等に起因して、過早着火やノッキングといった異常燃焼が生じやすくなるという問題がある。

[0102] そこで、エンジン1は、高負荷領域において、燃料噴射の形態を工夫することにより異常燃焼を回避するよう構成されている。具体的に、ECU10は、30MPa以上の高い燃料圧力でかつ、圧縮行程後期から膨張行程初期までの期間（以下、この期間をリタード期間と呼ぶ）内のタイミングで、燃焼室17内に燃料を噴射するよう、燃料供給システム61及びインジェクタ6に制御信号を出力する。ECU10はまた、燃料の噴射後、圧縮上死点付近のタイミングで、混合気に点火を行うよう、点火プラグ25に制御信号を出力する。尚、以下においては、高い燃料圧力でかつ、リタード期間内のタイミングで、燃焼室17の中に燃料を噴射することを、高圧リタード噴射と呼ぶ。

[0103] 高圧リタード噴射は、混合気が反応する時間を短くすることによって、異常燃焼を回避する。すなわち、混合気が反応する時間は、（1）インジェクタ6が燃料を噴射する期間（つまり、噴射期間）と、（2）燃料の噴射が終了した後、点火プラグ25の周りに可燃混合気が形成されるまでの期間（つまり、混合気形成期間）と、（3）点火によって開始されたSI燃焼が終了

するまでの期間（（３）燃焼期間）と、を足し合わせた時間である。

- [0104] 高い燃料圧力で、燃焼室１７の中に燃料を噴射すると、噴射期間及び混合気形成期間は、それぞれ短くなる。噴射期間及び混合気形成期間が短くなると、燃料の噴射を開始するタイミングを点火タイミングに近づけることが可能になる。高圧リタード噴射は、高い圧力でかつ、燃焼室１７の中に燃料を噴射するから、圧縮行程後期から膨張行程初期までのリタード期間内のタイミングで、燃料噴射を行う。
- [0105] 高い燃料圧力で燃焼室１７の中に燃料を噴射すると、燃焼室１７の中の乱流エネルギーが高くなる。燃料噴射のタイミングを圧縮上死点に近づけると、燃焼室１７の中の乱流エネルギーが高い状態でＳＩ燃焼を開始することができる。その結果、燃焼期間が短くなる。
- [0106] 高圧リタード噴射は、噴射期間、混合気形成期間、及び、燃焼期間をそれぞれ短くすることができる。吸気行程中に燃焼室１７の中に燃料を噴射する場合と比較して、高圧リタード噴射は、混合気が反応する時間を大幅に短くすることができる。高圧リタード噴射は、混合気が反応する時間が短くなるから、異常燃焼を回避することが可能になる。
- [0107] エンジン制御の技術分野においては、異常燃焼を回避するために、点火タイミングを遅角することが、従来から行われている。しかしながら、点火タイミングを遅らせると、燃費性能は低下する。高圧リタード噴射は、点火タイミングを遅角させなくてもよい。高圧リタード噴射を利用することによって、燃費性能は向上する。
- [0108] 燃料圧力を、例えば３０ＭＰa以上にすれば、噴射期間、混合気形成期間及び燃焼期間を効果的に短縮することができる。尚、燃料圧力は、燃料の性状に応じて適宜設定するのが好ましい。燃料圧力の上限値は、一例として、１２０ＭＰaとしてもよい。
- [0109] ここで、エンジン１の回転数が低いときには、クランク角度が同一角度だけ変化するときの時間が長いため、高圧リタード噴射によって混合気の反応可能時間を短縮することは、異常燃焼を回避する上で、特に有効である。一

方、エンジン1の回転数が高くなると、クランク角度が同一角度だけ変化するときの時間が短くなる。このため、混合気の反応可能時間を短縮することは、異常燃焼を回避する上で、それほど有効ではない。

[0110] 高圧リタード噴射はまた、圧縮上死点付近になって初めて、燃焼室17の中に燃料を噴射するため、圧縮行程において、燃焼室17の中では、燃料を含まないガス、言い換えると比熱比の高いガスが圧縮される。エンジン1の回転数が高いときに、高圧リタード噴射を行うと、圧縮上死点における燃焼室17の中の温度、つまり、圧縮端温度が高くなってしまふ。圧縮端温度が高くなることによって、ノッキング等の異常燃焼を招く恐れがある。

[0111] そこで、このエンジン1は、高負荷領域(C)を、低回転側の第1高負荷領域(C1)と、第1高負荷領域(C1)よりも回転数の高い第2高負荷領域(C2)とに分けている。第1高負荷領域は、高負荷領域内を、低回転、中回転及び高回転の3つの領域に三等分したときの低回転及び中回転領域を含むとしてもよい。第2高負荷領域は、高負荷領域内を、低回転、中回転及び高回転の3つの領域に三等分したときの高回転領域を含むとしてもよい。

[0112] 第1高負荷領域において、インジェクタ6は、ECU10の制御信号を受けて、前述した高圧リタード噴射を行う。第2高負荷領域において、インジェクタ6は、ECU10の制御信号を受けて、吸気行程中の所定タイミングで燃料噴射を行う。吸気行程中に行う燃料噴射は、高い燃料圧力が不要である。ECU10は、燃料圧力が、高圧リタード噴射の燃料圧力よりも低くなるよう(例えば燃料圧力が40MPa未満となるよう)、燃料供給システム61に制御信号を出力する。燃料圧力を下げることによって、エンジン1の機械抵抗損失が低下するから、燃費の向上に有利になる。

[0113] 吸気行程中に燃焼室17の中に燃料を噴射することによって、燃焼室17の中のガスの比熱比が下がるから、圧縮端温度が低くなる。圧縮端温度が低くなるから、エンジン1は、異常燃焼を回避することができる。異常燃焼を回避するために、点火タイミングを遅角する必要がないため、第2高負荷領域において、点火プラグ25は、第1高負荷領域と同様に、圧縮上死点付近

のタイミングで、混合気に点火する。

[0114] 第1高負荷領域においては、高圧リタード噴射によって、混合気が自己着火に至らないため、エンジン1は、安定したS1燃焼を行うことができる。第2高負荷領域においては、吸気行程中の燃料噴射によって、混合気が自己着火に至らないため、エンジン1は、安定したS1燃焼を行うことができる。

[0115] (自己着火のタイミングの変化感度)

ここで、前述したS1C1燃焼における、点火タイミングの変更に対する自己着火のタイミングの変化感度について説明をする。本願発明者らの検討によると、S1C1燃焼において、点火タイミングの変更に対して自己着火のタイミングが変化するためには、混合気が自己着火するまでの間に、火炎伝播によるS1燃焼が安定的に行われる必要があることがわかった。

[0116] S1燃焼の安定性に関係する因子の一つは乱流燃焼速度である。乱流燃焼速度が高いと、S1燃焼は安定化する。乱流燃焼速度は、混合気の空燃比（又は空気過剰率 λ ）、混合気のEGR（Exhaust Gas Recirculation）率（つまり、希釈率）、燃焼室17の中の温度及び圧力、及び、燃焼室17の中の乱流エネルギー等の影響を受ける。

[0117] 本願発明者らは、S1燃焼の安定性確保に必要な乱流燃焼速度を実現するための、混合気の空気過剰率 λ 、混合気の希釈率（ここでは、燃焼室17の中の全ガスと燃料との質量比であるG/F）、燃焼室17の中の温度及び圧力、及び、燃焼室17の中の乱流エネルギーについて、シミュレーションによる検討を行った。このシミュレーションの条件は、エンジン1が低負荷で運転しておりかつ、内部EGRガスのみを燃焼室17の中に導入することによって、燃焼室17の中の温度をできるだけ高くしている条件である。

[0118] ノッキングの発生に伴う大きな燃焼騒音を確実に回避する観点から、混合気のG/Fの下限は、18.5である。また、このようなリーン空燃比でありかつ、NOxの排出を防止すべく三元触媒を利用するのであれば、混合気の空気過剰率 λ は1.0±0.2である。

- [0119] エンジン 1 の燃費性能を高める観点からは、混合気の G/F は大きい方が好ましい。そこで、本願発明者らは、図 1 2 に示すように、混合気の G/F と、所望の乱流燃焼速度を実現するために必要な乱流エネルギーとの関係を検討した。尚、エンジン 1 は、回転数が 2000 rpm がかつ、低負荷運転をしている。また、燃焼室 1 7 の中に内部 EGR ガスを導入している。吸気弁 2 1 の閉弁時期は 91° ABDC である。エンジン 1 の幾何学的圧縮比は 1 8 である。
- [0120] 図 1 2 によると、混合気の λ が 1. 2 のときの G/F の特性線は、30 付近で飽和する飽和曲線のようになる。一方、エンジン 1 の回転数が 2000 rpm のときに、乱流エネルギーは $40 \text{ m}^2/\text{s}^2$ を実現することが可能である。 $40 \text{ m}^2/\text{s}^2$ を超える乱流エネルギーを実現したとしても、混合気の G/F は、30 よりもほとんど大きくなることが、新たにわかった。図 1 2 によると、SI 燃焼の安定性を確保する上で、混合気の G/F は 30 が上限である。
- [0121] 以上の検討から、混合気の G/F は 1 8. 5 以上 30 以下に設定する必要がある。図 1 2 から、混合気の λ が 1. 0 又は 1. 2 がかつ、 G/F の範囲が 1 8. 5 以上 30 以下のときに、SI 燃焼の安定化のために必要な乱流エネルギーの範囲は $17 \sim 40 \text{ m}^2/\text{s}^2$ である。
- [0122] 図 1 3 は、図 1 2 と同条件において、所望の乱流燃焼速度を実現するために必要な燃焼室 1 7 の中の、点火タイミングにおける温度と、混合気の G/F と、の関係を示している。混合気の λ が 1. 0 又は 1. 2 がかつ、 G/F の範囲が 1 8. 5 以上 30 以下のときに、点火タイミングにおける燃焼室 1 7 の中の必要温度 $T_{Ig} \text{ (K)}$ は、 $570 \sim 800 \text{ K}$ である。
- [0123] 図 1 4 は、図 1 2 と同条件において、所望の乱流燃焼速度を実現するために必要な燃焼室 1 7 の中の、点火タイミングにおける圧力と、混合気の G/F と、の関係を示している。混合気の λ が 1. 0 又は 1. 2 がかつ、 G/F の範囲が 1 8. 5 以上 30 以下のときに、点火タイミングにおける燃焼室 1 7 の中の必要圧力 $P_{Ig} \text{ (kPa)}$ は、 $400 \sim 920 \text{ kPa}$ である。

[0124] 尚、図示は省略するが、エンジン1の幾何学的圧縮比を14~20の範囲において変更しても、混合気のG/Fと、所望の乱流燃焼速度を実現するために必要な乱流エネルギーとの関係に対しては、ほとんど影響がなかった。

[0125] 図15は、実験によって得られた、点火タイミングの変化に対する自己着火タイミングの変化比率(=(自己着火タイミングのクランク角変化)/(点火タイミングのクランク角変化))を示すコンター図である。変化比率は、点火タイミングをクランク角において1°だけ変更したときの、自己着火タイミングのクランク角変化の大きさを示す。変化比率の値が大きいほど、点火タイミングの変更に対する自己着火のタイミングの変化感度が高く、変化比率の値が小さいほど、点火タイミングの変更に対する自己着火のタイミングの変化感度が低いことを示す。

[0126] 図15の縦軸は、混合気のEGR率、横軸は混合気のA/Fである。図の右上ほど、点火タイミングの変更に対する自己着火のタイミングの変化感度が低く、図の左下ほど、自己着火のタイミングの変化感度が高い。図15から、混合気のλが1.0±0.2でかつ、G/Fの範囲が18.5以上30以下である破線で囲んだ範囲は、点火タイミングの変更に対して、自己着火のタイミングが変化することがわかる。尚、EGR率の上限は、燃焼安定性の観点から、40%であることが好ましい。

[0127] すなわち、燃焼室17の中の状態を、混合気のλが1.0±0.2でかつ、G/Fが18.5以上30以下とすれば、S1燃焼が安定化する結果、S1C1燃焼において、自己着火のタイミングを精度よくコントロールすることができる。

[0128] (S1C1燃焼)

次に、前述したS1C1燃焼について、さらに詳細に説明をする。図5は、S1C1燃焼における、クランク角に対する熱発生率の変化を例示する波形を示している。圧縮上死点付近、正確には、圧縮上死点よりも前の所定タイミングで、点火プラグ25が混合気に点火すると、火炎伝播による燃焼が開始する。S1燃焼時の熱発生は、C1燃焼時の熱発生よりも穏やかである

。従って、熱発生率の波形は、傾きが相対的に小さくなる。図示はしないが、S | 燃焼時の、燃焼室 17 の中における圧力変動 ($dp/d\theta$) も、C | 燃焼時よりも穏やかになる。

[0129] S | 燃焼によって、燃焼室 17 の中の温度及び圧力が高まると、未燃混合気が自己着火する。図 5 の例では、圧縮上死点付近において、熱発生率の波形の傾きが、小から大へと変化している。つまり、熱発生率の波形は、C | 燃焼が開始するタイミングで、変曲点を有している。

[0130] C | 燃焼の開始後は、S | 燃焼と C | 燃焼とが並行して行われる。C | 燃焼は、S | 燃焼よりも熱発生が大きいいため、熱発生率は相対的に大きくなる。但し、C | 燃焼は、圧縮上死点後に行われるため、ピストン 3 がモータリングによって下降している。C | 燃焼による、熱発生率の波形の傾きが大きくなりすぎることが回避される。C | 燃焼時の $dp/d\theta$ も比較的穏やかになる。

[0131] $dp/d\theta$ は、燃焼騒音を表す指標として用いることができるが、前述の通り S | C | 燃焼は、 $dp/d\theta$ を小さくすることができるため、燃焼騒音が大きくなりすぎることが回避することが可能になる。燃焼騒音は、許容レベル以下に抑えることができる。

[0132] C | 燃焼が終了することによって、S | C | 燃焼が終了する。C | 燃焼は、S | 燃焼に比べて、燃焼期間が短い。S | C | 燃焼は、S | 燃焼よりも、燃焼終了時期が早まる。言い換えると、S | C | 燃焼は、膨張行程中の燃焼終了時期を、圧縮上死点に近づけることが可能である。S | C | 燃焼は、S | 燃焼よりも、エンジン 1 の燃費性能の向上に有利である。

[0133] 従って、S | C | 燃焼は、燃焼騒音の防止と、燃費性能の向上とを両立することができる。

[0134] ここで、S | C | 燃焼の特性を示すパラメータとして、S | 率を定義する。S | 率は、S | C | 燃焼により発生した全熱量に対し、S | 燃焼により発生した熱量の比率と定義する。つまり、図 5 において S | 率は、 $S | 率 = (S | 燃焼の面積) / (S | C | 燃焼の面積)$ である。S | 率は、S | 燃焼と

C | 燃焼とを組み合わせたS | C | 燃焼において、S | 燃焼とC | 燃焼との比である。S | 率が高いと、S | 燃焼の割合が高く、S | 率が低いと、C | 燃焼の割合が高い。

[0135] S | 率は、前述した定義に限定されるものではない。S | 率は、様々な定義が考えられる。例えば、S | 率は、C | 燃焼により発生した熱量に対する、S | 燃焼により発生した熱量の比率としてもよい。つまり、図5において $S | 率 = (S | 燃焼の面積) / (C | 燃焼の面積)$ としてもよい。

[0136] また、S | C | 燃焼において、C | 燃焼が開始したタイミングで、熱発生率の波形は変曲点を有している。そこで、図6に示すように、熱発生率の波形における変曲点を境界にし、境界よりも進角側の範囲をS | 燃焼、遅角側の範囲をC | 燃焼としてもよい。この場合において、S | 率は、図6にハッチングを付して示すように、境界よりも進角側の範囲の面積 Q_{S1} 、遅角側の範囲の面積 Q_{C1} から、 $S | 率 = Q_{S1} / (Q_{S1} + Q_{C1})$ としてもよいし、 $S | 率 = Q_{S1} / Q_{C1}$ としてもよい。また、境界よりも進角側の範囲の全面積ではなく一部の面積と、境界よりも遅角側の範囲の一部の面積とに基づいて、S | 率を定義してもよい。

[0137] また、熱発生に基づいてS | 率を定義するのではなく、境界よりも進角側の範囲のクランク角度 $\Delta \theta_{S1}$ 、遅角側の範囲のクランク角度 $\Delta \theta_{C1}$ から、 $S | 率 = \Delta \theta_{S1} / (\Delta \theta_{S1} + \Delta \theta_{C1})$ としてもよいし、 $S | 率 = \Delta \theta_{S1} / \Delta \theta_{C1}$ としてもよい。

[0138] さらに、境界よりも進角側の範囲の熱発生率のピーク ΔP_{S1} 、遅角側の範囲の熱発生率のピーク ΔP_{C1} から、 $S | 率 = \Delta P_{S1} / (\Delta P_{S1} + \Delta P_{C1})$ としてもよいし、 $S | 率 = \Delta P_{S1} / \Delta P_{C1}$ としてもよい。

[0139] 加えて、境界よりも進角側の範囲における熱発生率の傾き ϕ_{S1} 、遅角側の範囲における熱発生率の傾き ϕ_{C1} から、 $S | 率 = \phi_{S1} / (\phi_{S1} + \phi_{C1})$ としてもよいし、 $S | 率 = \phi_{S1} / \phi_{C1}$ としてもよい。

[0140] また、ここでは、熱発生率の波形に基づいて、面積（つまり、熱発生量の大きさ）、横軸の長さ（つまり、クランク角度の大きさ）、縦軸の長さ（つ

まり、熱発生率の大きさ）、又は、傾き（つまり、熱発生率の変化率）から、S I 率を定義している。図示は省略するが、燃焼室 17 の中の圧力（P）の波形に基づいて、同様に、面積、横軸の長さ、縦軸の長さ、又は、傾きから、S I 率を定義してもよい。

[0141] また、S I C I 燃焼において、熱発生率又は圧力に係る燃焼波形の変曲点は、常に明確に現れるとは限らない。変曲点に基づかない S I 率の定義として、次のような定義を用いてもよい。つまり、図 7 に示すように、燃焼波形において、圧縮上死点（TDC）よりも進角側の範囲を S I 燃焼とし、圧縮上死点よりも遅角側の範囲を C I 燃焼としてもよい。その上で、前記と同様に、面積（ Q_{sI} 、 Q_{cI} ）、横軸の長さ（ $\Delta\theta_{sI}$ 、 $\Delta\theta_{cI}$ ）、縦軸の長さ（ ΔP_{sI} 、 ΔP_{cI} ）、又は、傾き（ ϕ_{sI} 、 ϕ_{cI} ）から、S I 率を定義してもよい。

[0142] さらに、S I 率は、燃焼室 17 の中で実際に行われた燃焼波形によって定義するのではなく、燃料量に基づいて定義してもよい。後述するように、S I C I 燃焼を行う中負荷領域においては、前段噴射と後段噴射とを含む分割噴射を行う。後段噴射によって燃焼室 17 の中に噴射された燃料は、噴射から点火までの時間が短いため、燃焼室 17 の中で拡散せずに、点火プラグ 25 の付近に位置するようになる。従って、後段噴射によって燃焼室 17 の中に噴射された燃料は、主に S I 燃焼によって燃焼する。一方、前段噴射によって燃焼室 17 の中に噴射された燃料は、主に C I 燃焼によって燃焼する。従って、前段噴射によって噴射する燃料量（ m_1 ）と、後段噴射によって噴射する燃料量（ m_2 ）とに基づいて、S I 率を定義することが可能である。つまり、 $S I \text{ 率} = m_2 / (m_1 + m_2)$ としてもよいし、 $S I \text{ 率} = m_2 / m_1$ としてもよい。

[0143] （エンジンの運転制御）

エンジン 1 は、前述したように、運転状態に応じて S I 燃焼と S I C I 燃焼とを切り替える。エンジン 1 はまた、エンジン 1 の運転状態に応じて S I 率を変更する。自己着火による燃焼を行う運転領域が拡大するため、エンジ

ン1は、燃焼騒音の発生を抑制することと、燃費の向上を図ることが両立する。

[0144] 図8は、エンジン1の負荷の高低に対する、S I率の変化、燃焼室17の中の状態量の変化、吸気弁の開弁期間及び排気弁の開弁期間の変化、並びに、燃料の噴射タイミング及び点火タイミングの変化を例示している。以下、所定の回転数で、エンジン1の負荷が次第に高くなる想定において、エンジン1の運転制御を説明する。

[0145] (低負荷領域(低負荷S I燃焼))

低負荷領域(A)において、エンジン1は、低負荷S I燃焼を行う。エンジン1の運転状態が低負荷領域にあるときに、S I率は100%で一定である。

[0146] 低負荷領域においては、前述したように、混合気のG/Fを、18.5~30の間で一定にする。エンジン1は、燃焼室17の中に、燃料量に応じた量の新気及び既燃ガスを導入する。新気の導入量は、前述したように、スロットリング、及び/又は、ミラーサイクルによって調整する。希釈率が高いため、S I燃焼を安定化させるために、燃焼室17の中の温度を高める。エンジン1は、低負荷領域においては、内部EGRガスを、燃焼室17の中に導入する。

[0147] 内部EGRガスは、排気上死点を挟んで吸気弁21及び排気弁22が共に閉弁したネガティブオーバーラップ期間を設けることによって、燃焼室17の中に導入する(つまり、既燃ガスを燃焼室17の中に残留させる)。内部EGRガス量の調整は、吸気電動VVT23により吸気弁21の開弁時期を調整することと、排気電動VVT24により排気弁22の開弁時期を調整することと、によって、ネガティブオーバーラップ期間の長さを適宜設定することにより行う。

[0148] 低負荷領域においては、燃焼室17の中に導入する充填量が100%未満に調整される。燃料量が増大するに従い、燃焼室17の中に導入する新気量、及び、内部EGRガスの量が次第に増える。低負荷領域におけるEGR

率（つまり、燃焼室 17 の中の全ガスに対する EGR ガスの質量比）は、例えば 40% である。

[0149] インジェクタ 6 は、吸気行程中に、燃焼室 17 の中に燃料を噴射する。燃焼室 17 の中には、空気過剰率 λ が 1.0 ± 0.2 であつ、 G/F が 18.5 ~ 30 になった、均質な混合気が形成される。空気過剰率 λ は、好ましくは、1.0 ~ 1.2 である。圧縮上死点の前の所定のタイミングで、点火プラグ 25 が混合気に点火をすることによって、混合気は、自己着火に至らずに、火炎伝播により燃焼する。

[0150] （第 2 中負荷領域（非過給 S | C | 燃焼））

エンジン 1 の負荷が高くなって、運転状態が第 2 中負荷領域（B2）に入ると、エンジン 1 は、低負荷 S | 燃焼から非過給 S | C | 燃焼に切り替える。S | 率は、100% 未満になる。エンジン 1 の負荷が高まるに従い燃料量が増える。第 2 中負荷領域の中において負荷が低いときには、燃料量の増大に従って、C | 燃焼の割合を増やす。S | 率は、エンジン 1 の負荷が高くなるに従って、次第に小さくなる。S | 率は、図 8 の例では、50% 以下の所定値（最小値）にまで減少する。

[0151] 燃料量が増えるため、第 2 中負荷領域においては、燃焼温度が高くなる。燃焼室 17 の中の温度が高くなりすぎると、C | 燃焼が開始するときの熱発生が激しくなってしまう。そうなると、燃焼騒音が増大してしまう。

[0152] そこで、第 2 中負荷領域においては、燃焼室 17 の中の圧縮開始前の温度を調整するために、エンジン 1 の負荷が変化することに対して、内部 EGR ガスと、外部 EGR ガスとの割合を変更する。つまり、エンジン 1 の負荷が高くなるに従い、熱い内部 EGR ガスを次第に減らし、冷却した外部 EGR ガスを次第に増やす。ネガティブオーバーラップ期間は、第 2 中負荷領域において、負荷が高くなるに従い、最大からゼロになるまで変更される。内部 EGR ガスは、第 2 中負荷領域において最も負荷が高くなるとゼロになる。

[0153] EGR 弁 54 の開度は、第 2 中負荷領域において、負荷が高くなるに従い、外部 EGR ガスが増えるよう変更される。燃焼室 17 の中に導入される外

部EGRガスの量は、EGR率で表すと、例えば0～30%の間において調整される。第2中負荷領域においては、エンジン1の負荷が高くなるに従い、EGRガスが、内部EGRガスから外部EGRガスへと置換される。

[0154] 尚、低負荷領域と第2中負荷領域との間で、燃焼室17の中に導入するEGRガス量は連続している。第2中負荷領域における負荷の低い領域においては、低負荷領域と同じように、内部EGRガスが燃焼室17の中に、大量に導入されている。燃焼室17の中の温度が高くなるため、エンジン1の負荷が低いときに、混合気が確実に自己着火する。第2中負荷領域における負荷の高い領域においては、外部EGRガスが燃焼室17の中に導入されている。燃焼室17の中の温度が低くなるため、エンジン1の負荷が高いときに、C1燃焼に伴う燃焼騒音を抑制することができる。

[0155] 第2中負荷領域においては、燃焼室17の中に導入する充填量が100%にされる。スロットル弁43の開度は、全開である。内部EGRガスと外部EGRガスを合わせたEGRガス量を調整することによって、燃焼室17の中に導入する新気量を、燃料量に対応する量に調整する。

[0156] 非過給S1C1燃焼においてC1燃焼の割合が大きくなるに従い、自己着火のタイミングが早くなる。自己着火のタイミングが圧縮上死点よりも早くなると、C1燃焼が開始するときの熱発生が激しくなってしまう。そうなる、燃焼騒音が増大してしまう。そこで、エンジン1は、エンジン1の負荷が所定負荷L1に到達すれば、エンジン1の負荷が高まることに従い、S1率を次第に大きくする。

[0157] つまり、エンジン1は、燃料量の増大に従ってS1燃焼の割合を増やす。具体的には、図9の上図に示すように、非過給S1C1燃焼においては、燃料量が増えるに従い、点火タイミングを次第に進角させる。前述したように、内部EGRガスの導入量を減らしかつ、外部EGRガスの導入量を増やすことによって、燃焼室17の中の温度の調整を行っているから、燃料量が増えるに従って、S1率を高くしたとしても、圧縮上死点での温度上昇を抑制することが可能になる。S1燃焼の熱発生率の傾きは、負荷が高くなっても

、ほとんど変わらない。点火タイミングを進角すると、S I 燃焼の開始が早まる分、S I 燃焼の熱発生量が増える。

[0158] S I 燃焼による燃焼室 17 の中の温度上昇が抑制される結果、未燃混合気は、圧縮上死点以降のタイミングで自己着火する。C I 燃焼による熱発生は、S I 燃焼の熱発生量が増えているから、エンジン 1 の負荷が高くなっても、ほぼ同じになる。従って、エンジン 1 の負荷が高くなることに応じて、S I 率を次第に高く設定することにより、燃焼騒音が増大してしまうことを回避することができる。尚、非過給 S I C I 燃焼の燃焼重心は、負荷が高くなるほど遅角する。

[0159] 第 2 中負荷領域において、インジェクタ 6 は、圧縮行程中に、前段噴射と後段噴射との 2 回に分けて、燃焼室 17 の中に燃料を噴射する。前段噴射は、点火タイミングから離れたタイミングで燃料を噴射し、後段噴射は、点火タイミングに近いタイミングで燃料を噴射する。燃焼室 17 の中には、空気過剰率 λ が 1.0 ± 0.2 であつ、 G/F が $18.5 \sim 30$ になった、略均質な混合気が形成される。混合気が略均質であるため、未燃損失の低減による燃費の向上、及び、スモークの発生回避による排出ガス性能の向上を図ることができる。空気過剰率 λ は、好ましくは、 $1.0 \sim 1.2$ である。

[0160] 圧縮上死点の前の所定のタイミングで、点火プラグ 25 が混合気に点火することによって、混合気は、火炎伝播により燃焼する。その後、未燃混合気が自己着火して、C I 燃焼する。後段噴射によって噴射された燃料は、主に S I 燃焼する。前段噴射によって噴射された燃料は、主に C I 燃焼する。前段噴射を圧縮行程中に行うため、前段噴射により噴射した燃料が過早着火等の異常燃焼を誘発することを防止することができる。また、後段噴射により噴射した燃料を、安定的に火炎伝播により燃焼させることができる。

[0161] (第 1 中負荷領域 (過給 S I C I 燃焼))

エンジン 1 の負荷がさらに高まり、エンジン 1 の運転状態が第 1 中負荷領域 (B 1) に入ると、過給機 44 が、新気及び外部 EGR ガスの過給を行う。燃焼室 17 の中に導入する新気の量、及び、外部 EGR ガスの量は共に、

エンジン 1 の負荷が高くなるに従い増える。燃焼室 17 の中に導入される外部 EGR ガスの量は、EGR 率で表すと、例えば 30% である。EGR 率は、エンジン 1 の負荷の高低に関わらず一定である。従って、混合気の G/F も、エンジン 1 の負荷の高低に関わらず一定である。尚、第 2 中負荷領域と第 1 中負荷領域との間で、燃焼室 17 の中に導入する EGR ガス量は連続している。

[0162] S1 率は、100% 未満の所定値で、エンジン 1 の負荷の高低に対して一定にする。第 2 中負荷領域の S1 率、特に所定負荷 L1 よりも負荷が高く、エンジン 1 の負荷が高まることに従い次第に大きくなる S1 率と、第 1 中負荷領域の S1 率とを比較したときに、エンジン 1 の負荷が高い第 1 中負荷領域の S1 率の方が、第 2 中負荷領域の S1 率よりも高い。第 1 中負荷領域と第 2 中負荷領域との境界において、S1 率は連続している。

[0163] 図 9 の下図に示すように、過給 S1C1 燃焼においても、燃料量が増えることに伴い、点火タイミングを次第に進角させる。前述したように、過給によって燃焼室 17 の中に導入する新気及び EGR ガス量を増やしているため、熱容量が大きい。燃料量が増えても、S1 燃焼による燃焼室の中の温度上昇を抑制することが可能になる。過給 S1C1 燃焼の熱発生率の波形は、負荷が高くなるに従い、相似形で大きくなる。

[0164] つまり、S1 燃焼の熱発生率の傾きが、ほとんど変わらずに、S1 燃焼の熱発生量が増える。圧縮上死点以降の、ほぼ同じタイミングで、未燃混合気が自己着火をする。C1 燃焼による熱発生量は、エンジン 1 の負荷が高くなると、多くなる。その結果、第 1 中負荷領域においては、S1 燃焼の熱発生量と C1 燃焼の熱発生量とが共に増えるから、エンジン 1 の負荷の高低に対して S1 率が一定になる。C1 燃焼の熱発生量のピークが高くなると、燃焼騒音が大きくなるが、第 1 中負荷領域は、エンジン 1 の負荷が比較的高いため、ある程度の大きさの燃焼騒音は許容することができる。尚、過給 S1C1 燃焼の燃焼重心は、負荷が高くなるほど遅角する。

[0165] 第 1 中負荷領域においては、排気上死点を挟んで、吸気弁 21 と排気弁 2

2とが共に開弁するポジティブオーバーラップ期間を設ける。燃焼室17の中に残留する既燃ガスを、過給圧によって掃気する。これにより、燃焼室17の中の温度が低くなるため、エンジン1の負荷が比較的高いときに、異常燃焼が発生してしまうことを抑制することができる。また、燃焼室17の中の温度を下げることによって、エンジン1の負荷が比較的高い領域において、自己着火のタイミングを適切なタイミングにすることができ、S1率を所定のS1率に維持することが可能になる。さらに、既燃ガスを掃気することによって、燃焼室17の中の新気の充填量を高めることができる。

[0166] 第1中負荷領域において、インジェクタ6は、第2中負荷領域と同様に、圧縮行程中に、前段噴射と後段噴射との2回に分けて、燃焼室17の中に燃料を噴射する。前段噴射は、点火タイミングから離れたタイミングで燃料を噴射し、後段噴射は、点火タイミングに近いタイミングで燃料を噴射する。燃焼室17の中には、空気過剰率 λ が 1.0 ± 0.2 でかつ、G/Fが $18.5 \sim 30$ になった、略均質な混合気が形成される。混合気が略均質であるため、未燃損失の低減による燃費の向上、及び、スモークの発生回避による排出ガス性能の向上を図ることができる。空気過剰率 λ は、好ましくは、 $1.0 \sim 1.2$ である。

[0167] 圧縮上死点の前の所定のタイミングで、点火プラグ25が混合気に点火することによって、混合気は、火炎伝播により燃焼する。その後、未燃混合気が自己着火して、C1燃焼する。後段噴射によって噴射された燃料は、主にS1燃焼する。前段噴射によって噴射された燃料は、主にC1燃焼する。前段噴射を圧縮行程中に行うため、前段噴射により噴射した燃料が過早着火等の異常燃焼を誘発することを防止することができる。また、後段噴射により噴射した燃料を、安定的に火炎伝播により燃焼させることができる。

[0168] (高負荷領域(高負荷S1燃焼))

エンジン1の負荷がさらに高まり、エンジン1の運転状態が高負荷領域(C)に入ると、エンジン1は、高負荷S1燃焼を行う。従って、高負荷領域においてS1率は、100%になる。

[0169] スロットル弁43は、全開である。過給機44は、高負荷領域においても、新気及び外部EGRガスの過給を行う。EGR弁54は、開度を調整することによって、エンジン1の負荷が高くなるに従い、外部EGRガスの導入量を次第に減少させる。そうすることによって、燃焼室17の中に導入される新気が、エンジン1の負荷が高くなると増える。新気の量が増えると、燃料量を増やすことができるため、エンジン1の最高出力を高くする上で、有利になる。尚、第1中負荷領域と高負荷領域の間で、燃焼室17の中に導入するEGRガス量は連続している。

[0170] 高負荷領域においても、第1中負荷領域と同様に、排気上死点を挟んで、吸気弁21と排気弁22とが共に開弁するポジティブオーバーラップ期間を設ける。燃焼室17の中に残留する既燃ガスを、過給圧によって掃気する。これにより、異常燃焼の発生が抑制される。また、燃焼室17の中の新気の充填量を高めることができる。

[0171] 高負荷領域の低回転側の領域（つまり、第1高負荷領域（C1））において、インジェクタ6は、前述したように、リタード期間内に、燃焼室17の中に燃料を噴射する。高負荷領域の高回転側の領域（つまり、第2高負荷領域（C2））においては、インジェクタ6は、吸気行程中に、燃焼室17の中に燃料を噴射する。いずれにおいても、燃焼室17の中には、空気過剰率 λ が 1.0 ± 0.2 でかつ、 G/F が $18.5 \sim 30$ になった、略均質な混合気が形成される。最高負荷において、空気過剰率 λ は、例えば 0.8 になる。また、混合気の G/F は、最高負荷において、例えば 17 としてもよい。圧縮上死点の前の所定のタイミングで、点火プラグ25が混合気に点火をすることによって、混合気は、火炎伝播により燃焼する。高負荷領域においては、高圧リタード噴射、又は、吸気行程中の燃料噴射によって、混合気は、自己着火に至らずにS1燃焼する。

[0172] （S1率の調整）

図10は、ECU10が実行するエンジンの運転制御に係るフローを示している。ECU10は、各センサSW1～SW16の検知信号に基づいて、

エンジン 1 の運転状態を判断すると共に、燃焼室 17 の中の燃焼が、運転状態に応じた S I 率の燃焼となるよう、燃焼室 17 の中の状態量の調整、噴射量の調整、噴射タイミングの調整、及び、点火タイミングの調整を行う。ECU 10 はまた、各センサの検知信号に基づいて、S I 率の調整が必要と判断したときに、S I 率の調整を行う。

[0173] ECU はまず、ステップ S 1 において、各センサ SW 1 ~ SW 16 の検知信号を読み込む。次いで、ECU 10 は、ステップ S 2 において、検知信号に基づいてエンジン 1 の運転状態を判断すると共に、目標 S I 率を設定する。目標 S I 率は、図 8 に示した通りである。

[0174] ECU 10 は、続くステップ S 3 において、予め設定している燃焼モデルに基づいて、設定した目標 S I 率を実現するための目標筒内状態量を設定する。具体的には、燃焼室 17 の中の目標温度及び目標圧力、並びに、目標状態量を設定する。ECU 10 は、ステップ S 4 において、目標筒内状態量を実現するために必要な、EGR 弁 54 の開度、スロットル弁 43 の開度、エアバイパス弁 48 の開度、並びに、吸気電動 VVT 23 及び排気電動 VVT 24 の位相角を設定する。ECU 10 は、これらのデバイスの制御量を、予め設定しかつ、ECU 10 に記憶しているマップに基づいて設定する。ECU 10 は、設定した制御量に基づいて、EGR 弁 54、スロットル弁 43、エアバイパス弁 48、並びに、吸気電動 VVT 23 及び排気電動 VVT 24 に制御信号を出力する。ECU 10 の制御信号に基づいて各デバイスが動作をすることによって、燃焼室 17 の中の状態量が目標状態量になる。

[0175] ECU 10 はさらに、設定した各デバイスの制御量に基づいて、燃焼室 17 の中の状態量の予測値、及び、推定値をそれぞれ算出する。状態量予測値は、吸気弁 21 が閉弁する前の燃焼室 17 の中の状態量を予測した値であり、後述するように、吸気行程における燃料の噴射量の設定に用いる。状態量推定値は、吸気弁 21 が閉弁した後の燃焼室 17 の中の状態量を推定した値であり、後述するように、圧縮行程における燃料の噴射量の設定、及び、点火タイミングの設定に用いる。状態量推定値はまた、後述するように、実際

の燃焼状態との比較による状態量誤差の計算にも用いる。

- [0176] ECU 10は、ステップS5において、状態量予測値に基づいて、吸気行程中における燃料の噴射量を設定する。尚、吸気行程中に燃料の噴射を行わないときは、燃料の噴射量はゼロである。ステップS6において、ECU 10はインジェクタ6の噴射を制御する。つまり、所定の噴射タイミングで、燃焼室17の中に燃料を噴射するよう、インジェクタ6に制御信号を出力する。
- [0177] ECU 10は、ステップS7において、状態量推定値と、吸気行程中の燃料の噴射結果と、に基づいて、圧縮行程中における燃料の噴射量を設定する。尚、圧縮行程中に燃料の噴射を行わないときは、燃料の噴射量はゼロである。圧縮行程中に分割噴射を行うときには、前段噴射の噴射量及び後段噴射の噴射量をそれぞれ設定する。ECU 10は、ステップS8において、予め設定されているマップに基づく噴射タイミングで、燃焼室17の中に燃料を噴射するよう、インジェクタ6に制御信号を出力する。
- [0178] ECU 10は、ステップS9において、状態量推定値と、圧縮行程中の燃料の噴射結果と、に基づいて、点火タイミングを設定する。ECU 10は、ステップS10において、設定した点火タイミングで、燃焼室17の中の混合気に点火をするよう、点火プラグ25に制御信号を出力する。
- [0179] 点火プラグ25が混合気に点火をすることにより、燃焼室17の中でS1燃焼又はS1C1燃焼が行われる。ステップS11において、ECU 10は、指圧センサSW6が検知した燃焼室17の中の圧力の変化を読み込み、それに基づいて、燃焼室17の中の混合気の燃焼状態を判断する。ECU 10はまた、ステップS12において、燃焼状態の検出結果と、ステップS4において推定をした状態量推定値とを比較し、状態量推定値と、実際の状態量との誤差を計算する。計算した誤差は、今回以降のサイクルにおいて、ステップS4の推定に利用される。ECU 10は、状態量誤差が無くなるように、スロットル弁43、EGR弁54、及び／又は、エアバイパス弁48の開度、並びに、吸気電動VVT23及び排気電動VVT24の位相角を調整す

る。それによって、燃焼室 17 に導入される新気及び EGR ガス量が調整される。この状態量誤差のフィードバックは、ECU 10 が、目標 S I 率と実際の S I 率との誤差に基づいて、S I 率の調整が必要と判断したときに、S I 率を調整することに相当する。

[0180] ECU 10 はまた、ステップ S 8 において、状態量推定値に基づき燃焼室 17 の中の温度が目標温度よりも低くなると予想したときには、点火タイミングを進角することが可能になるよう、圧縮行程中の噴射タイミングを、マップに基づく噴射タイミングよりも進角させる。一方、ECU 10 は、ステップ S 7 において、状態量推定値に基づき燃焼室 17 の中の温度が目標温度よりも高くなると予想したときには、点火タイミングを遅角することが可能になるよう、圧縮行程中の噴射タイミングを、マップに基づく噴射タイミングよりも遅角させる。

[0181] つまり、図 11 の P 2 に示すように、燃焼室 17 の中の温度が低いと、火花点火によって S I 燃焼が開始した後、未燃混合気が自己着火するタイミング θ_{c1} が遅れてしまい、S I 率が、目標の S I 率 (P 1 参照) からずれてしまう。この場合、未燃燃料の増大や、排出ガス性能の低下を招く。

[0182] そこで、燃焼室 17 の中の温度が目標温度よりも低くなると予想したときには、ECU 10 は、噴射タイミングを進角すると共に、図 10 のステップ S 10 において、点火タイミング θ_{1g} を進角する。図 11 の P 3 に示すように、S I 燃焼の開始が早まることによって S I 燃焼により十分な熱発生が可能になるから、燃焼室 17 の中の温度が低いときに、未燃混合気の自己着火のタイミング θ_{c1} が遅れることを防止することができる。その結果、S I 率は、目標の S I 率に近づく。未燃燃料の増大や、排出ガス性能の低下が防止される。

[0183] また、図 11 の P 4 に示すように、燃焼室 17 の中の温度が高いと、火花点火によって S I 燃焼が開始して直ぐに、未燃混合気が自己着火してしまい、S I 率が、目標の S I 率 (P 1 参照) からずれてしまう。この場合、燃焼騒音が増大してしまう。

- [0184] そこで、燃焼室 17 の中の温度が目標温度よりも高くなると予想したときには、ECU 10 は、噴射タイミングを遅角すると共に、図 10 のステップ S 10 において、点火タイミング θ_{IG} を遅角する。図 11 の P 5 に示すように、S 1 燃焼の開始が遅くなるから、燃焼室 17 の中の温度が高いときに、未燃混合気の自己着火のタイミング θ_{CI} が早くなることを防止することができる。その結果、S 1 率は、目標の S 1 率に近づく。燃焼騒音が増大してしまうことが回避される。
- [0185] これらの噴射タイミングの調整、及び、点火タイミングの調整は、ECU 10 が、S 1 C 1 燃焼における S 1 率の調整が必要と判断したときに、S 1 率を調整することに相当する。噴射タイミングを調整することによって、進角又は遅角される点火タイミングにおいて、燃焼室 17 の中に適切な混合気を形成することができる。点火プラグ 25 は、確実に、混合気に点火することが可能になると共に、未燃混合気は、適切なタイミングで、自己着火することができる。
- [0186] 尚、図 11 において、実際の燃焼状態に基づいて、スロットル弁 43、EGR 弁 54、エアバイパス弁 48、吸気電動 VVT 23、及び排気電動 VVT 24 の制御を通じて燃焼室 17 の中の状態量を調整する点は、図 10 のステップ S 12 及びステップ S 4 において説明した通りである。
- [0187] このエンジン 1 は、スロットル弁 43、EGR 弁 54、エアバイパス弁 48、吸気電動 VVT 23、及び排気電動 VVT 24 を含む状態量設定デバイスによって、S 1 率を調整する。燃焼室 17 の中の状態量を調整することによって、S 1 率の大まかな調整が可能である。それと共に、エンジン 1 は、燃料の噴射タイミング及び点火タイミングを調整することによって、S 1 率を調整する。噴射タイミング及び点火タイミングの調整によって、例えば気筒間差の補正を行ったり、自己着火タイミングの微調整を行ったりすることができる。S 1 率の調整を二段階に行うことによって、エンジン 1 は、運転状態に対応する狙いの S 1 C 1 燃焼を正確に実現することができる。
- [0188] 尚、ECU 10 が行うエンジン 1 の制御は、前述した燃焼モデルに基づく

制御に限定されない。

[0189] (エンジンの回転数に応じた燃焼室の温度制御)

前述の如く、エンジン1の運転状態が第2中負荷領域にある場合には非過給S|C|燃焼を、第1中負荷領域にある場合には過給S|C|燃焼をそれぞれ行うことにより、燃焼騒音の発生を抑制しながら、燃費を向上させることができる。

[0190] しかし、これら非過給S|C|燃焼及び過給S|C|燃焼においては、いずれもエンジン1の回転数が高くなるほどC|燃焼の着火時期が遅れる傾向にある。C|燃焼の着火時期が遅れると、シリンダ11内においてピストン3が比較的下がった位置でC|燃焼が行われるため、エンジン1の燃焼効率が低下して、出力トルクが落ちてしまう。

[0191] こうしたC|燃焼の着火時期の遅れへの対策として、エンジン1の制御装置は、エンジン1の回転数が高くなるに従い、燃焼室17の中の温度が高くなるように、燃焼室17の中への新気の導入量、吸気通路への既燃ガスの還流量、及び燃焼室17での既燃ガスの残留量のうち少なくとも1つを調整する。燃焼室17の中の温度を高くすると、燃焼室17の中がいち早く未燃混合気の自己着火を誘発する高温環境になるから、未燃混合気を受熱時間を前倒しすることができ、C|燃焼の着火時期の遅れを抑制するのに有利になる。

[0192] この実施形態では、エンジン1の運転状態が第2中負荷領域にある場合と第1中負荷領域にある場合とで、燃焼室17の温度を制御するのに異なる手段を用いる。具体的には、第2中負荷領域では、内部EGR率（燃焼室17の中の外部EGRガスに対する内部EGRガスの質量比）の調整により燃焼室17の中の温度を制御し、第1中負荷領域では、吸気弁と排気弁とが共に開弁するポジティブオーバーラップ期間の調整、つまり掃気量の調整により燃焼室17の中の温度を制御する。

[0193] これら第2中負荷領域と第1中負荷領域とにおける燃焼室17の中の温度制御について、以下に、図16～図19を参照しながら説明する。

[0194] 図16は、第2中負荷領域でのエンジン1の回転数に対する内部EGRガスの残留量の変化を例示している。図17は、第2中負荷領域でのエンジン1の回転数に対する外部EGRガスの導入量の変化を例示している。図18は、第2中負荷領域でのエンジン1の回転数に対する内部EGR率の変化を例示している。また、図19は、エンジン1の回転数に対する、第2中負荷領域でのネガティブオーバーラップ（PVO）期間の変化（破線で示す）と、第1中負荷領域でのポジティブオーバーラップ（NVO）期間の変化（実線で示す）とを例示している。

[0195] なお、図16～図18では、同一負荷でエンジン1の回転数を変化させた場合を想定している。また、図19でのネガティブオーバーラップ（PVO）期間の変化は、同一負荷でエンジン1の回転数を変化させた場合を想定し、上側に位置するほどネガティブオーバーラップ期間が長いことを示している。また、図19でのポジティブオーバーラップ（NVO）期間の変化は、同一負荷且つ同一過給圧でエンジン1の回転数を変化させた場合を想定し、下側に位置するほどポジティブオーバーラップ期間が長いことを示している。

[0196] （第2中負荷領域（非過給SICI燃焼））

第2中負荷領域においては、前述したように、エンジン1の負荷が変化することに対して、内部EGRガスと、外部EGRガスとの割合を変更するのに加え、エンジン1の回転数が増えることに対しても、内部EGRガスと、外部EGRガスとの割合を変更する。

[0197] 具体的には、内部EGRシステム55Aは、エンジン1の回転数が高くなるに従い、図16に示すように、燃焼室17の中に残留させる熱い内部EGRガスを次第に増やす。つまり、ネガティブオーバーラップ期間は、第2中負荷領域において、図19に示すように、エンジン1の回転数が高くなるに従って長くされる。ネガティブオーバーラップ期間を長くするのに、排気弁の開弁時期は進角し、吸気弁の開弁時期は遅角する。また、外部EGRシステム55Bは、エンジン1の回転数が高くなるに従い、図17に示すように

、燃焼室 17 の中へ還流させる冷却した外部 EGR ガスを次第に減らす。つまり、EGR 弁 54 の開度は、第 2 中負荷領域において、エンジン 1 の回転数が高くなるに従って小さくされる。

[0198] このように、第 2 中負荷領域においては、エンジン 1 の回転数が高くなるに従い、EGR ガスが、外部 EGR ガスから内部 EGR ガスへと置換される。そのことにより、図 18 に示すように、内部 EGR 率が次第に高くなる。

[0199] 燃焼室 17 の中に残留させる熱い内部 EGR ガスを増やすことは、燃焼室 17 の中の圧縮開始前の温度上昇に寄与する。また、燃焼室 17 の中に導入される冷えた外部 EGR ガスを減らすことは、燃焼室 17 の中の圧縮開始前の温度上昇に寄与する。従って、外部 EGR ガスから内部 EGR ガスへの EGR ガスの置換によって内部 EGR 率を高めれば、燃焼室 17 の中の圧縮開始前の温度を効果的に高めることができる。

[0200] こうした内部 EGR 率の調整により、エンジン 1 の回転数が高くなるに従って燃焼室 17 の中の温度を高くすると、非過給 SICI 燃焼において、CI 燃焼の着火時期の遅れ度合に応じてそれを補うように未燃混合気を受熱時間が前倒しされるから、CI 燃焼の着火時期を精度よくコントロールすることができる。それによって、エンジン 1 の回転数上昇に伴う CI 燃焼の着火時期の遅れを抑制することができる。

[0201] (第 1 中負荷領域 (過給 SICI 燃焼))

第 1 中負荷領域においては、燃焼室 17 への内部 EGR ガスの導入を行わないので、前述した内部 EGR 率の調整に代え、エンジン 1 の回転数が変化することに対して、吸気弁と排気弁とが共に開弁するポジティブオーバーラップ期間を変更する。

[0202] 具体的には、吸気電動 VVT 23 及び排気電動 VVT 24 は、図 19 に示すように、エンジン 1 の回転数が高くなるに従い、ポジティブオーバーラップ期間を次第に短くする。ポジティブオーバーラップ期間を短くすれば、残留ガスの掃気量が減少し、燃焼室 17 の中に残留する既燃ガスが増える。燃焼室 17 の中に残留する既燃ガスを増やすことは、燃焼室 17 の中の圧縮開

始前の温度上昇に寄与する。従って、ポジティブオーバーラップ期間を短くすることにより、燃焼室 17 の中の圧縮開始前の温度を高めることができる。

[0203] こうしたポジティブオーバーラップ期間の調整により、エンジン 1 の回転数が高くなるに従って燃焼室 17 の中の温度を高くすると、過給 S | C | 燃焼においても、C | 燃焼の着火時期の遅れ度合に応じてそれを補うように未燃混合気を受熱時間が前倒しされるから、C | 燃焼の着火時期を精度よくコントロールすることができる。それによって、エンジン 1 の回転数上昇に伴う C | 燃焼の着火時期の遅れを抑制することができる。

[0204] 尚、前述した燃焼室 17 の温度制御では、第 2 中負荷領域において、エンジン 1 の回転数が高くなるに従って内部 EGR 率を次第に増やすとしたが、これに限らない。第 2 中負荷領域では、エンジン 1 の回転数の上昇に応じて、内部 EGR 率を段階的に高めるようにしてもよい。また、エンジン 1 の回転数が所定の回転数に至るまでは内部 EGR 率を変えずに、エンジン 1 の回転数が所定の回転数以上となったときに、エンジン 1 の回転数が高くなるに従って、内部 EGR 率を連続的又は多段的に高めるようにしてもよい。

[0205] また、第 2 中負荷領域においても、第 1 中負荷領域と同様なポジティブオーバーラップ期間の調整（掃気量の増減）を用いて、燃焼室 17 の中の圧縮開始前の温度が高めるようにしていても構わない。

[0206] また、第 1 中負荷領域においては、エンジン 1 の回転数が変化することに対して、ポジティブオーバーラップ期間を変更しない、つまり一定のままとしてもよい。このようにしても、エンジン 1 の回転数が高くなると、燃焼室 17 の中の既燃ガスの排気時間が短くなるため、燃焼室 17 の中に残留する既燃ガスは増える傾向にある。こうしたエンジン 1 の回転数上昇に伴う燃焼室 17 の中の残留ガスの増加を利用して、燃焼室 17 の中の圧縮開始前の温度を高めるようにしてもよい。

[0207] 要は、エンジン 1 の運転状態が中負荷領域にある場合、つまり S | C | 燃焼を行う場合において、エンジン 1 の回転数が相対的に高い回転域（第 1 回

転域)にあるときに、エンジン1の回転数が相対的に低い回転域(第2回転域)にあるときよりも、燃焼室17の中の圧縮開始前の温度が高くなるように、内部EGR率やポジティブオーバーラップ期間を変更するなどして、燃焼室17の中への新気の導入量や、吸気通路40への外部EGRガスの還流量、燃焼室17での内部EGRガスの残留量を調整していればよい。

[0208] また、ここに開示する技術は、前述した構成のエンジン1に適用することに限定されない。エンジン1の構成は、様々な構成を採用することが可能である。

符号の説明

- [0209] 1 エンジン
- 10 ECU (コントローラー)
 - 17 燃焼室
 - 23 吸気電動VVT (状態量設定デバイス、可変動弁機構)
 - 24 排気電動VVT (状態量設定デバイス、可変動弁機構)
 - 25 点火プラグ
 - 49 過給システム (状態量設定デバイス)
 - 44 過給機
 - 43 スロットル弁 (状態量設定デバイス)
 - 48 エアバイパス弁 (状態量設定デバイス)
 - 54 EGR弁 (状態量設定デバイス)
 - 55 EGRシステム (状態量設定デバイス)
 - 55A 内部EGRシステム (状態量設定デバイス)
 - 55B 外部EGRシステム (状態量設定デバイス)
 - 6 インジェクタ
 - SW1 エアフローセンサ
 - SW2 第1吸気温度センサ
 - SW3 第1圧力センサ
 - SW4 第2吸気温度センサ

- SW5 第2圧力センサ
- SW6 指圧センサ
- SW7 排気温度センサ
- SW8 リニアO₂センサ
- SW9 ラムダO₂センサ
- SW10 水温センサ
- SW11 クランク角センサ
- SW12 アクセル開度センサ
- SW13 吸気カム角センサ
- SW14 排気カム角センサ
- SW15 EGR差圧センサ
- SW16 燃圧センサ

請求の範囲

[請求項1]

燃焼室の中において混合気を燃焼させるように構成されたエンジンと、

前記エンジンに取り付けられかつ、前記燃焼室の中への新気及び既燃ガスの導入、並びに前記燃焼室での既燃ガスの残留を調整することによって、前記燃焼室の中を所望の状態に設定するように構成された状態量設定デバイスと、

前記エンジンに取り付けられかつ、前記燃焼室の中に供給する燃料を噴射するように構成されたインジェクタと、

前記燃焼室の中に臨んで配設されかつ、前記燃焼室の中の混合気に点火をするように構成された点火プラグと、

前記状態量設定デバイス、前記インジェクタ及び前記点火プラグのそれぞれに接続されかつ、前記状態量設定デバイス、前記インジェクタ及び前記点火プラグのそれぞれに制御信号を出力することによって、前記エンジンを運転するように構成されたコントローラと、

前記コントローラに接続されかつ、前記エンジンの運転状態に関するパラメータを検知すると共に、前記コントローラに検知信号を出力するように構成されたセンサと、を備え、

前記点火プラグは、前記コントローラの制御信号を受けて、前記センサの検知信号に基づく前記エンジンの運転状態が所定の運転領域にある場合に、点火された混合気が火炎伝播により燃焼し、その後、前記燃焼室の中の未燃混合気が自己着火により燃焼するように、所定の点火タイミングで前記混合気に点火をし、

前記状態量設定デバイスは、前記コントローラの制御信号を受けて、前記エンジンの運転状態が前記所定の運転領域にある場合に、前記センサの検知信号に基づく前記エンジンの回転数が所定の回転数よりも高い第1回転域にあるときには、前記エンジンの回転数が前記所定の回転数以下の第2回転域にあるときよりも、前記燃焼室の中の圧

縮開始前の温度が高くなるように、前記燃焼室の中の状態を制御する
圧縮自己着火式エンジンの制御装置。

[請求項2]

請求項1に記載の圧縮自己着火式エンジンの制御装置において、
前記状態量設定デバイスは、前記コントローラーの制御信号を受けて、前記エンジンの運転状態が前記所定の運転領域にある場合に、前記エンジンの回転数が高くなるに従い、前記燃焼室の中の圧縮開始前の温度が高くなるように、前記燃焼室の中への新気の導入量、吸気通路への既燃ガスの還流量、及び前記燃焼室での既燃ガスの残留量の少なくとも1つを調整する
圧縮自己着火式エンジンの制御装置。

[請求項3]

請求項1に記載の圧縮自己着火式エンジンの制御装置において、
前記状態量設定デバイスは、前記エンジンに設けられかつ、前記燃焼室の中に既燃ガスの一部を残留させるように構成された内部EGRシステムを有し、
前記内部EGRシステムは、前記コントローラーの制御信号を受けて、前記エンジンの運転状態が前記所定の運転領域にある場合に、前記エンジンの回転数が前記第1回転域にあるときには前記第2回転域にあるときよりも、前記燃焼室の中の圧縮開始前の温度が高くなるように、前記燃焼室の中に残留させる既燃ガスを増やす
圧縮自己着火式エンジンの制御装置。

[請求項4]

請求項3に記載の圧縮自己着火式エンジンの制御装置において、
前記内部EGRシステムは、前記コントローラーの制御信号を受けて、前記エンジンの運転状態が前記所定の運転領域にある場合に、前記エンジンの回転数が高くなるに従い、前記燃焼室の中の圧縮開始前の温度が高くなるように、前記燃焼室の中に残留させる既燃ガスを増やす
圧縮自己着火式エンジンの制御装置。

[請求項5]

請求項1又は3に記載の圧縮自己着火式エンジンの制御装置におい

て、

前記状態量設定デバイスは、前記エンジンに設けられかつ、前記燃焼室の中から排気通路に排出された既燃ガスの一部を温度低下させた後に吸気通路に還流させて前記燃焼室に導入する外部EGRシステムを有し、

前記外部EGRシステムは、前記コントローラーの制御信号を受けて、前記エンジンの運転状態が前記所定の運転領域にある場合に、前記エンジンの回転数が前記第1回転域にあるときには前記第2回転域にあるときよりも、前記燃焼室の中の圧縮開始前の温度が高くなるように、前記燃焼室の中に導入する既燃ガスを減らす
圧縮自己着火式エンジンの制御装置。

[請求項6]

請求項5に記載の圧縮自己着火式エンジンの制御装置において、

前記外部EGRシステムは、前記コントローラーの制御信号を受けて、前記エンジンの運転状態が前記所定の運転領域にある場合に、前記エンジンの回転数が高くなるに従い、前記燃焼室の中の圧縮開始前の温度が高くなるように、前記燃焼室の中に導入する既燃ガスを減らす
圧縮自己着火式エンジンの制御装置。

[請求項7]

請求項1、3又は5に記載の圧縮自己着火式エンジンの制御装置において、

前記状態量設定デバイスは、前記エンジンに設けられかつ、前記コントローラーの制御信号を受けて、吸気弁及び排気弁のうち少なくとも一方の開弁時期を変更するように構成された可変動弁機構を有し、

前記可変動弁機構は、前記コントローラーの制御信号を受けて、前記エンジンの運転状態が前記所定の運転領域にある場合に、前記エンジンの回転数が前記第1回転域にあるときには前記第2回転域にあるときよりも、前記燃焼室の中の圧縮開始前の温度が高くなるように、前記吸気弁及び前記排気弁が共に開弁するオーバーラップ期間を短く

する

圧縮自己着火式エンジンの制御装置。

[請求項8]

請求項7に記載の圧縮自己着火式エンジンの制御装置において、

前記可変動弁機構は、前記コントローラーの制御信号を受けて、前記エンジンの運転状態が前記所定の運転領域にある場合に、前記エンジンの回転数が高くなるに従い、前記燃焼室の中の圧縮開始前の温度が高くなるように、前記吸気弁及び前記排気弁が共に開弁するオーバーラップ期間を短くする

圧縮自己着火式エンジンの制御装置。

[請求項9]

請求項1～8のいずれか1つに記載の圧縮自己着火式エンジンの制御装置において、

前記インジェクタは、前記燃焼室の中に燃料を噴射するように構成され、

前記インジェクタは、前記コントローラーの制御信号を受けて、前記エンジンの運転状態が前記所定の運転領域にある場合に、前記燃焼室の中に略均質な混合気を形成するように、前記所定の点火タイミングの前でかつ前記所定の点火タイミングに近いタイミングで燃料を噴射する後段噴射と、前記後段噴射よりも前でかつ前記点火タイミングから離れたタイミングで燃料を噴射する前段噴射とを実行する
圧縮自己着火式エンジンの制御装置。

[請求項10]

請求項9に記載の圧縮自己着火式エンジンの制御装置において、

前記インジェクタは、圧縮行程の期間内において、前記前段噴射と前記後段噴射とを実行する

圧縮自己着火式エンジンの制御装置。

[請求項11]

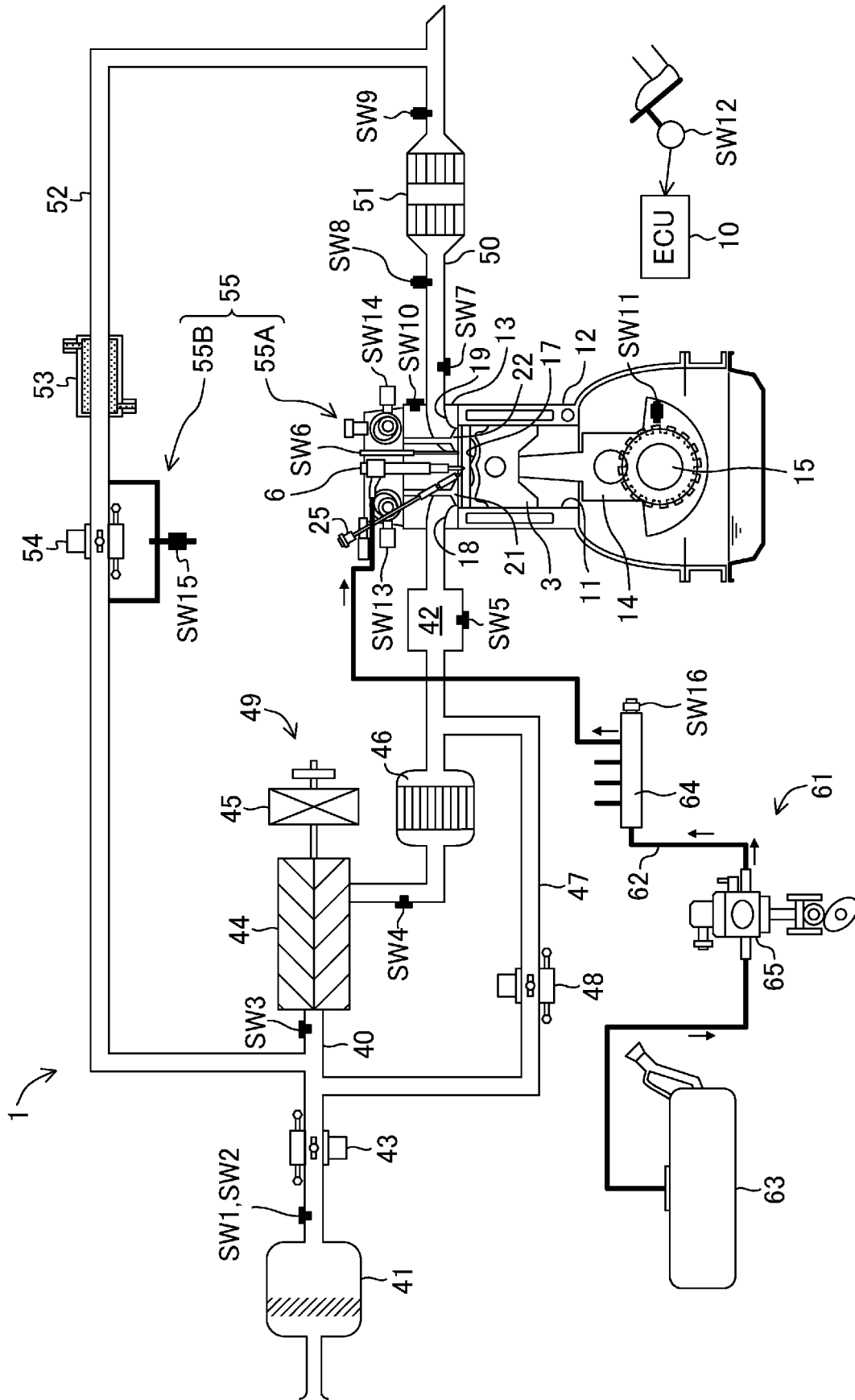
請求項1～10のいずれか1つに記載の圧縮自己着火式エンジンの制御装置において、

前記コントローラーは、前記状態量設定デバイス及び前記インジェクタに制御信号を出力することによって、前記燃焼室の中の状態を、

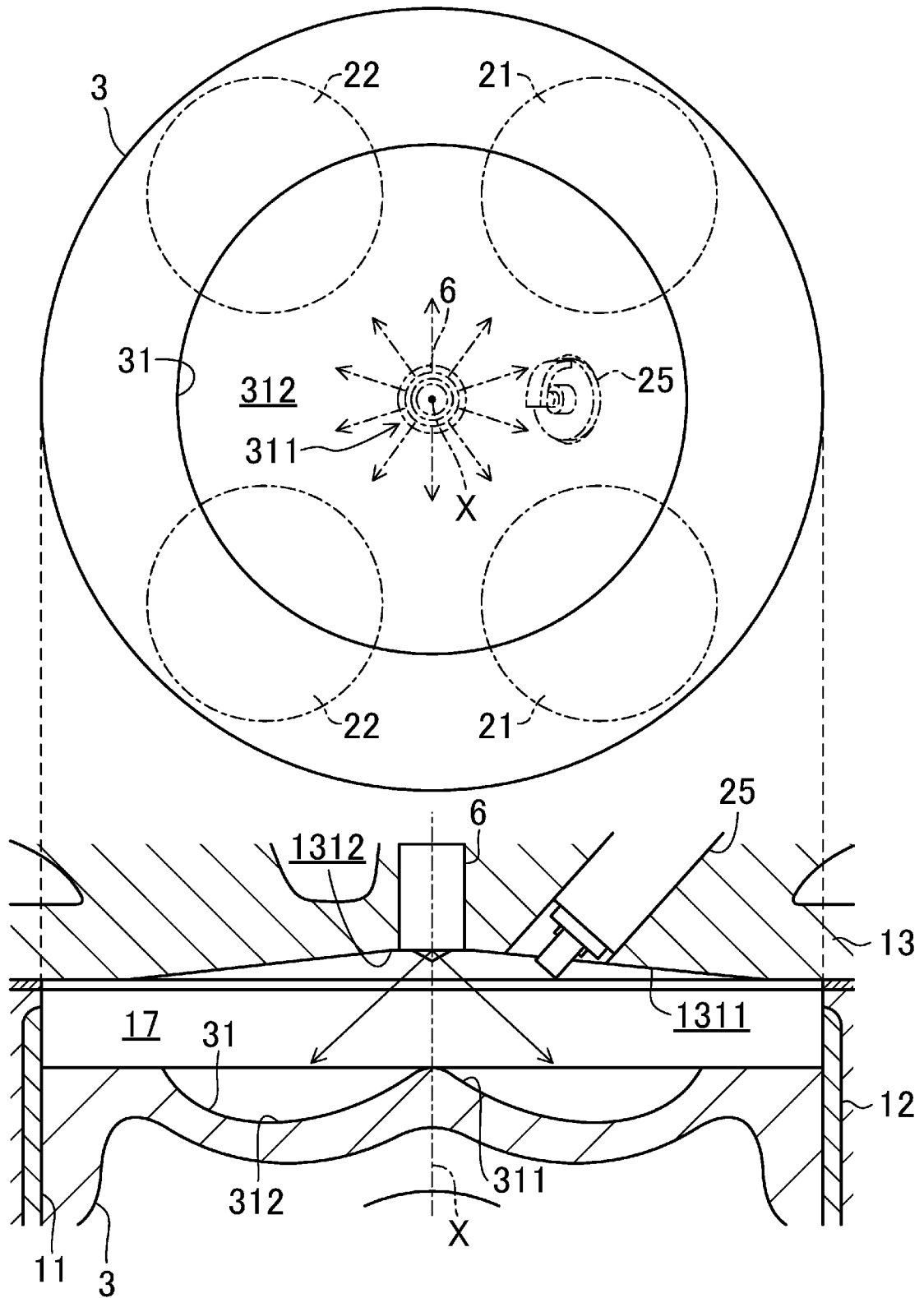
前記燃焼室の中の全ガスと燃料との質量比に関する指標としての G/F が 18.5 以上 30 以下でかつ、空気過剰率 λ が 1.0 ± 0.2 に設定する

圧縮自己着火式エンジンの制御装置。

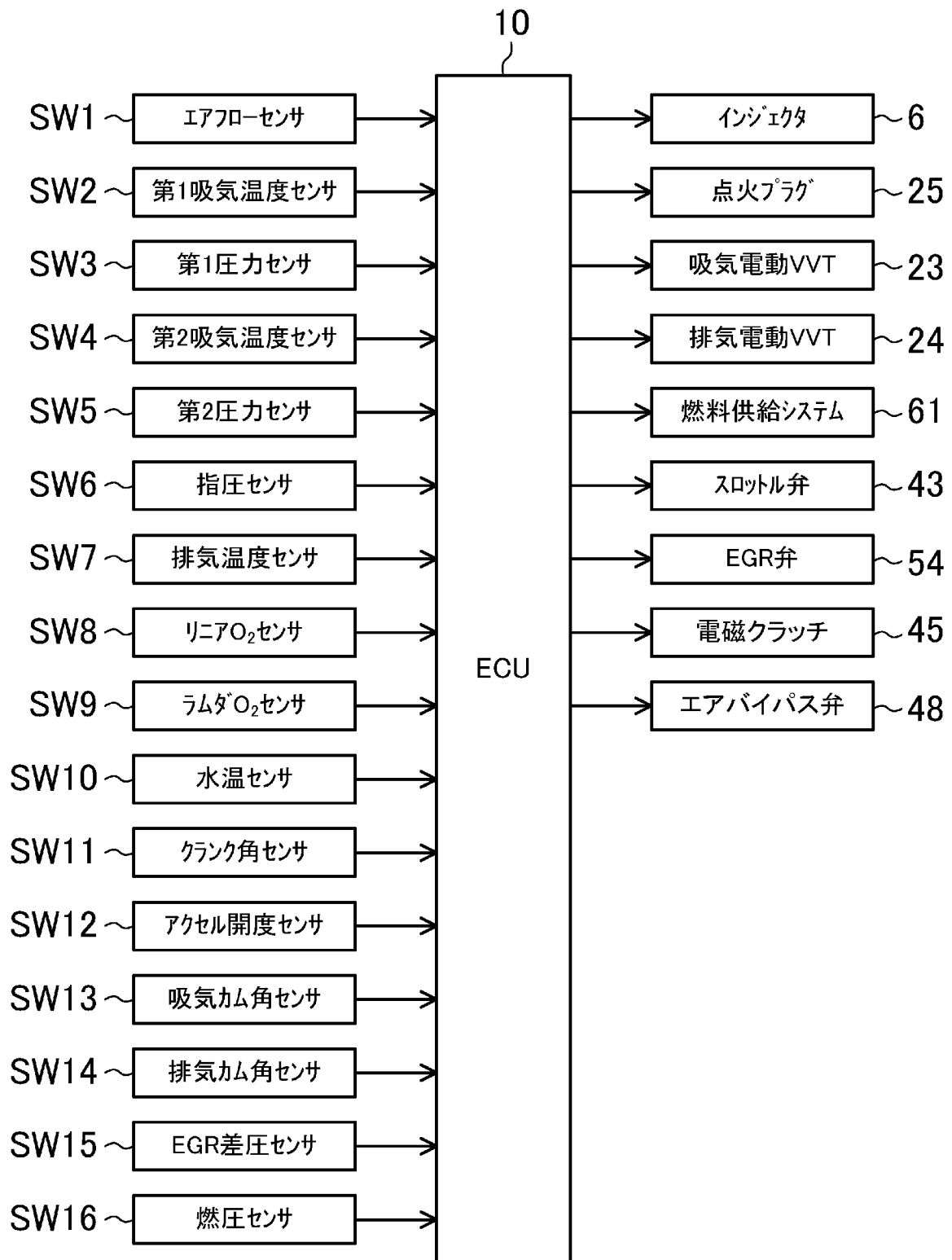
[図1]



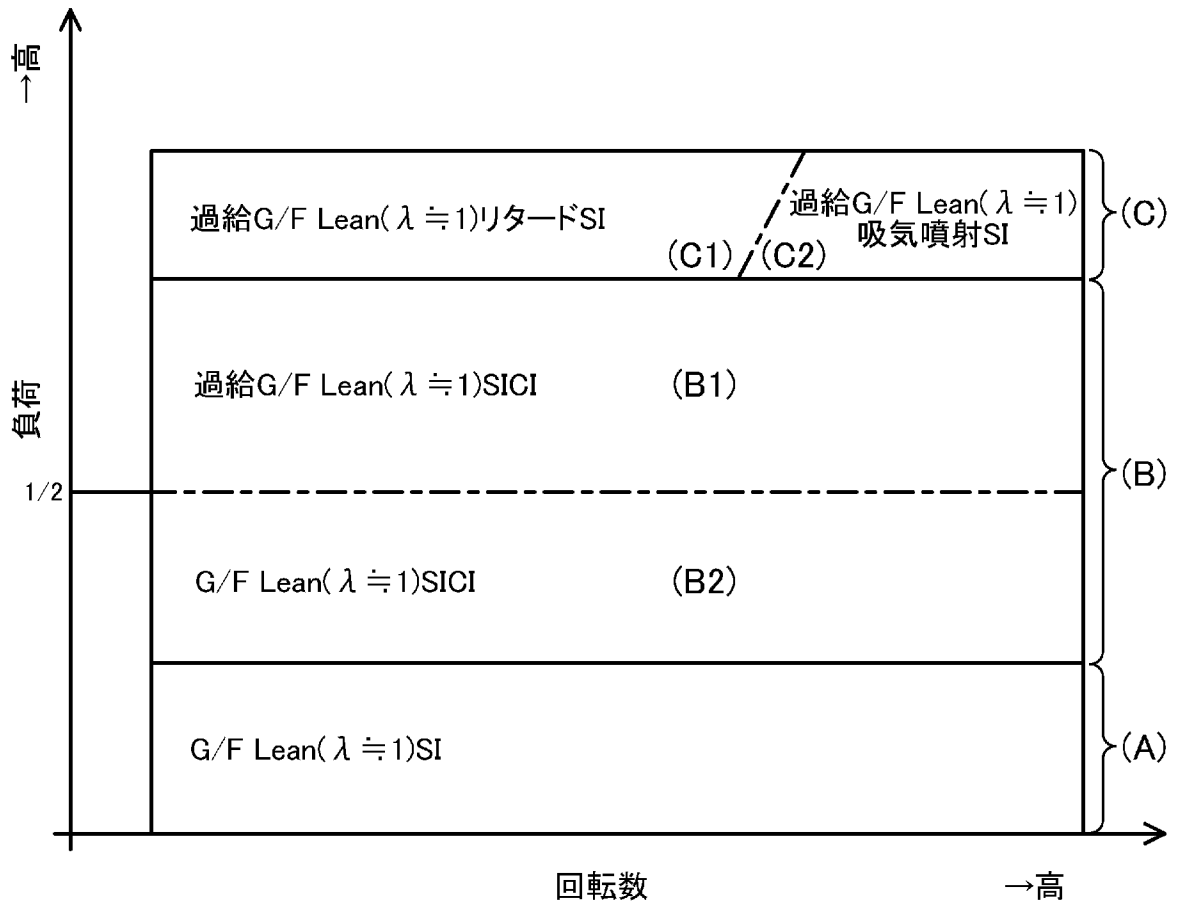
[図2]



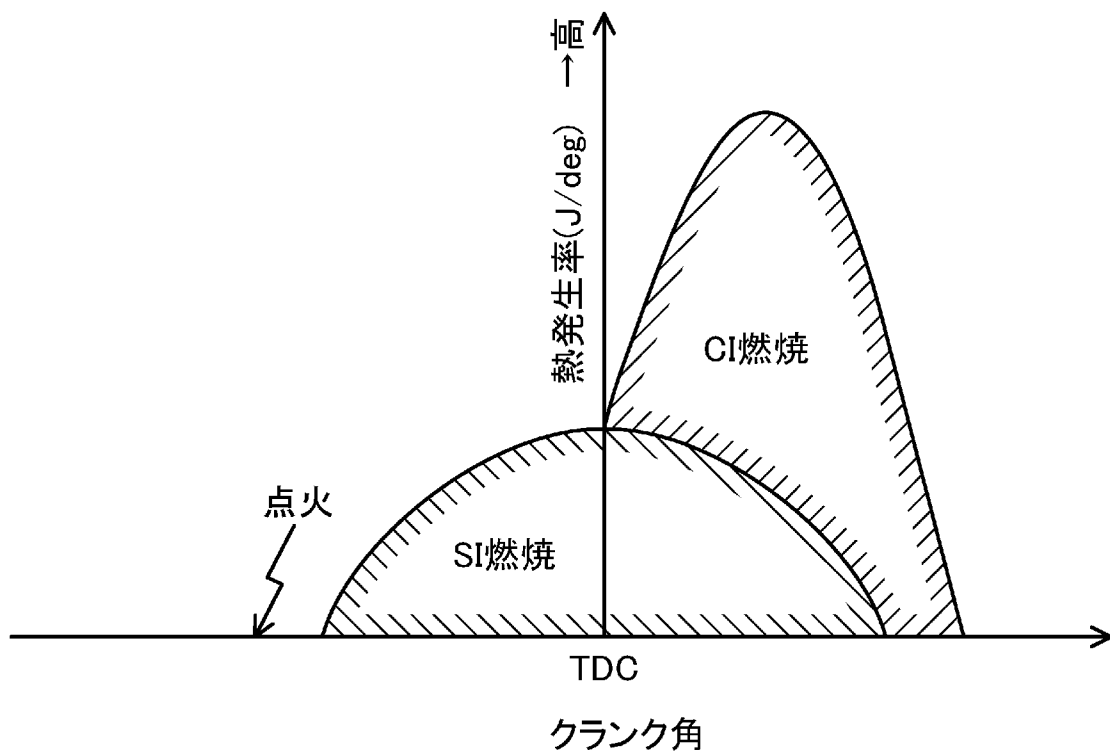
[図3]



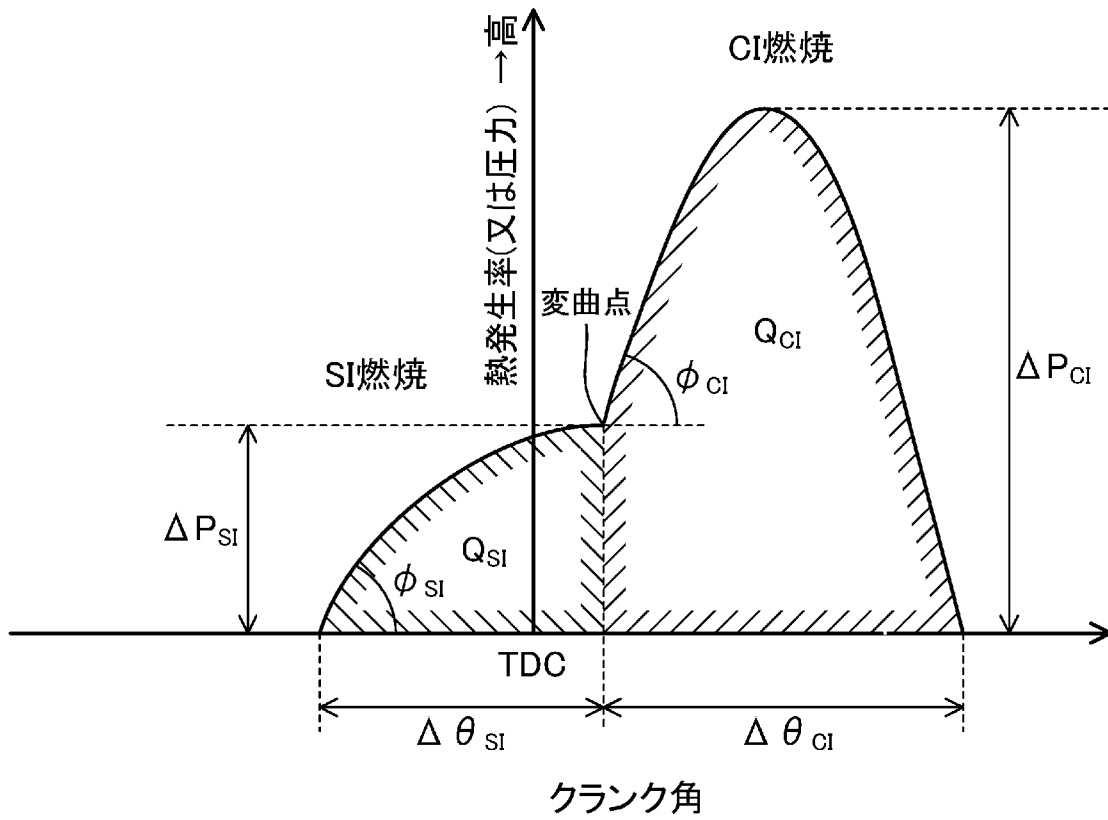
[図4]



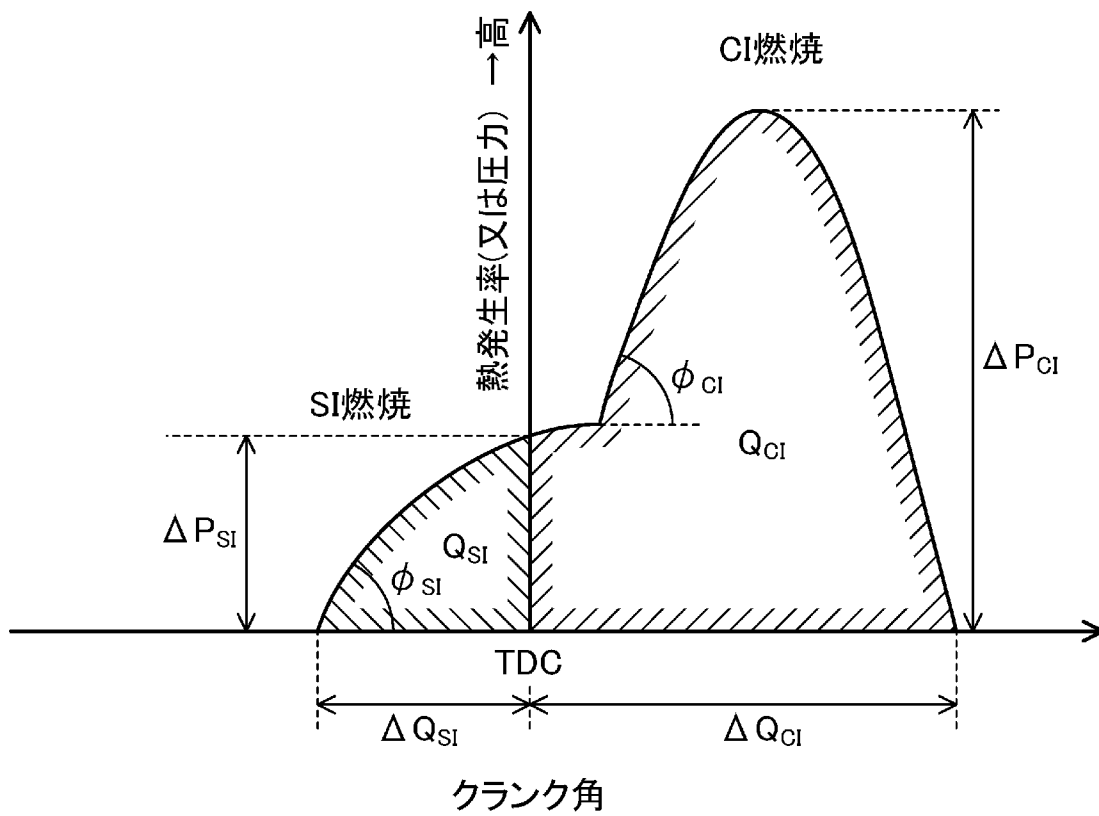
[図5]



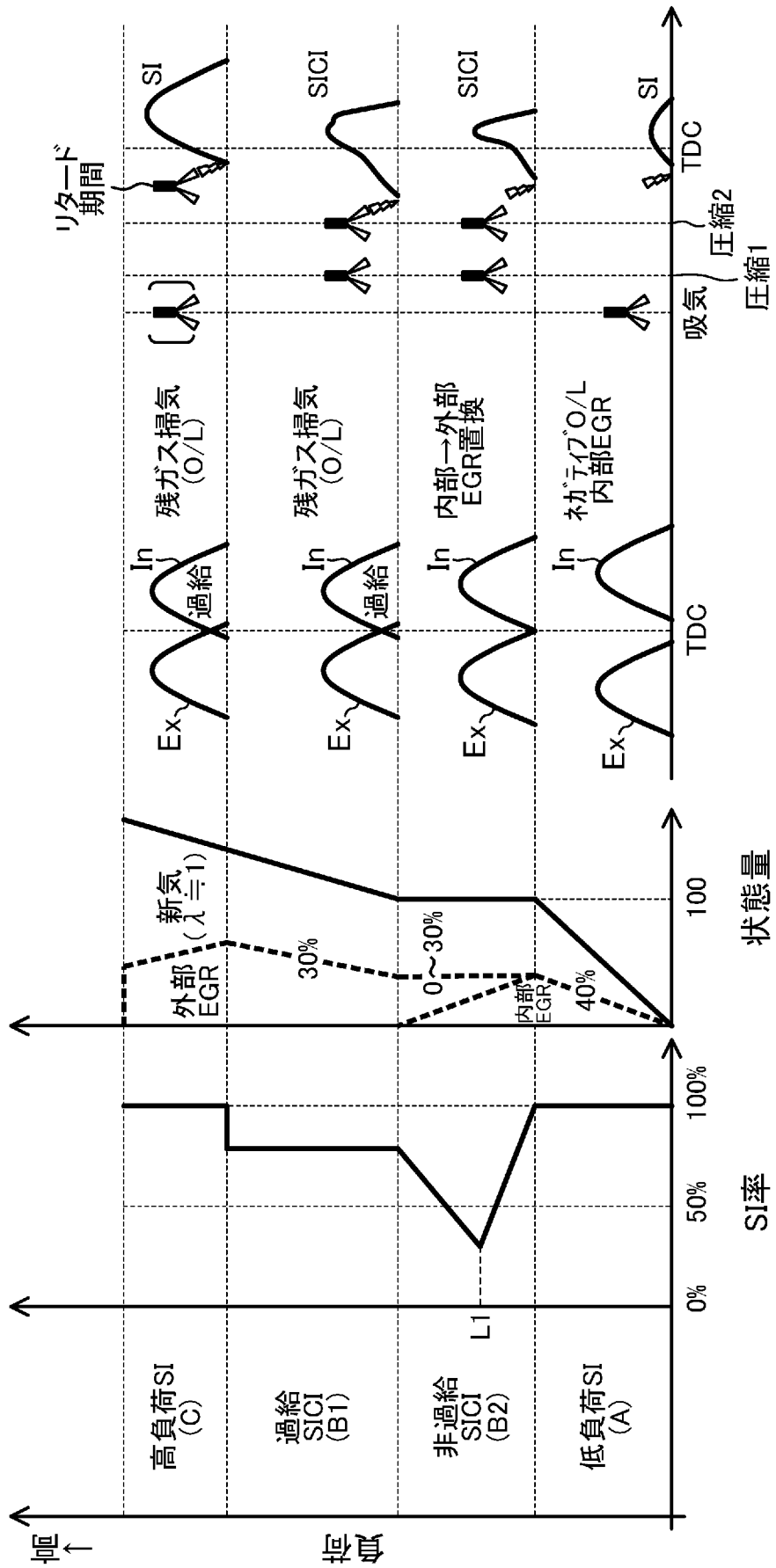
[図6]



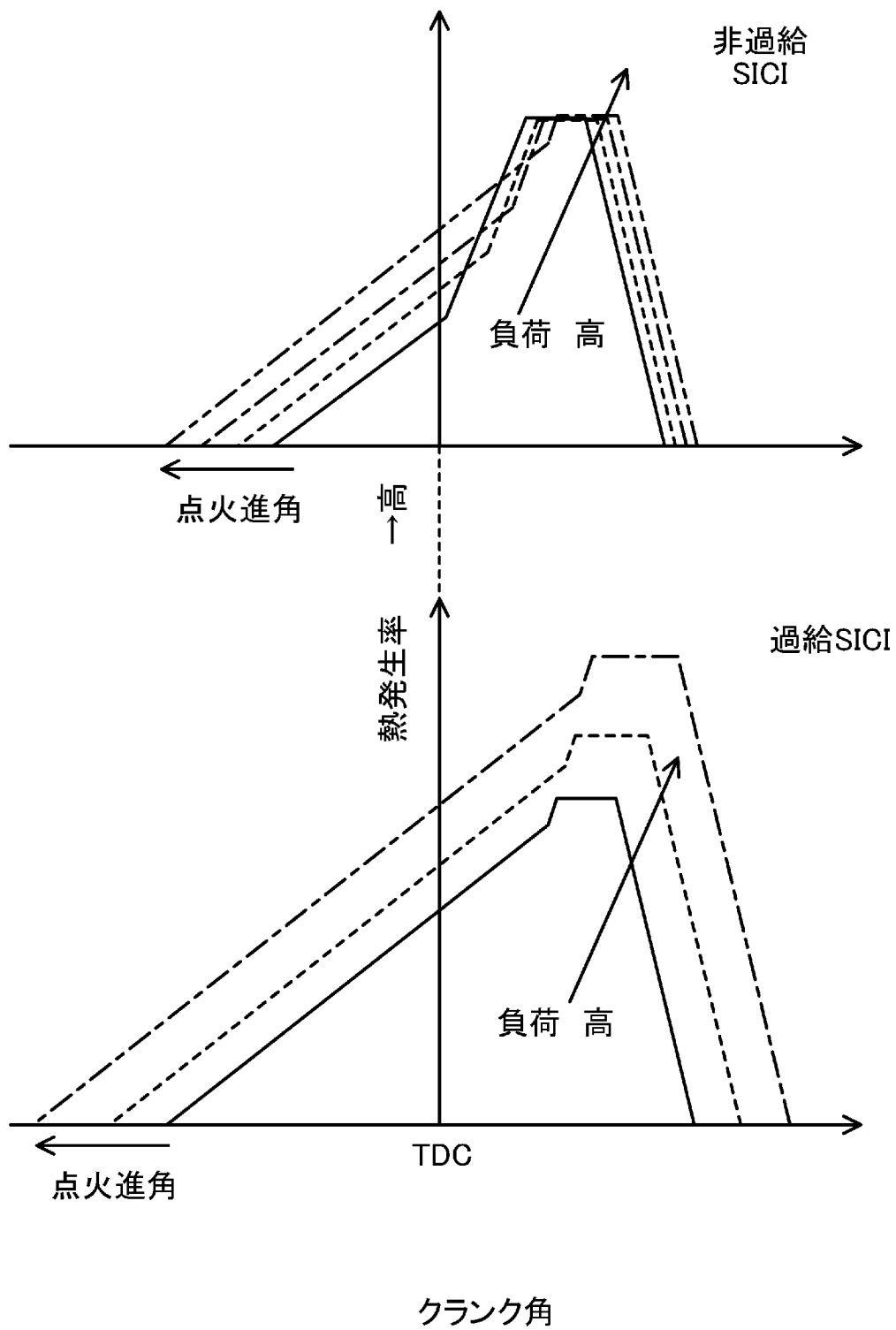
[図7]



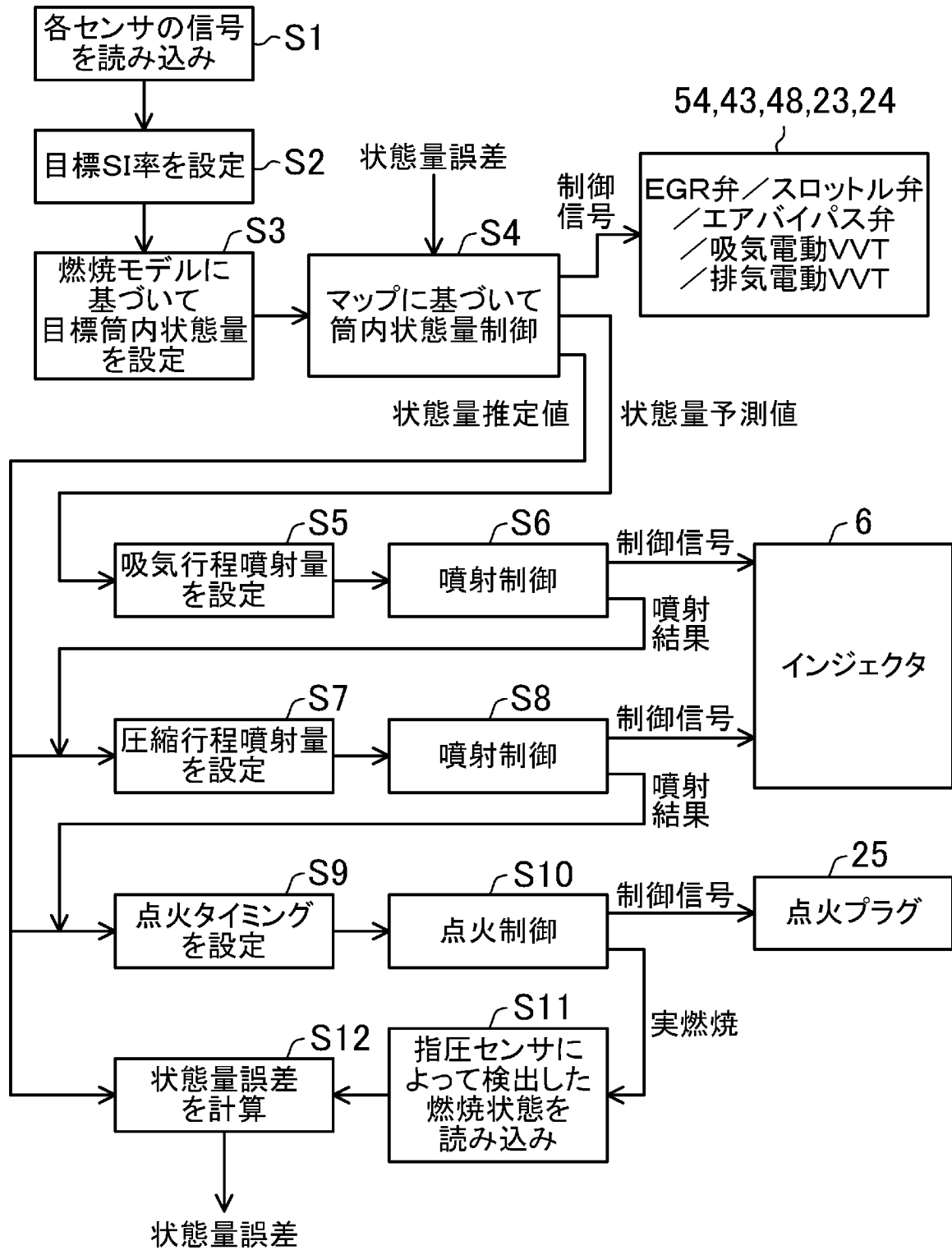
[図8]



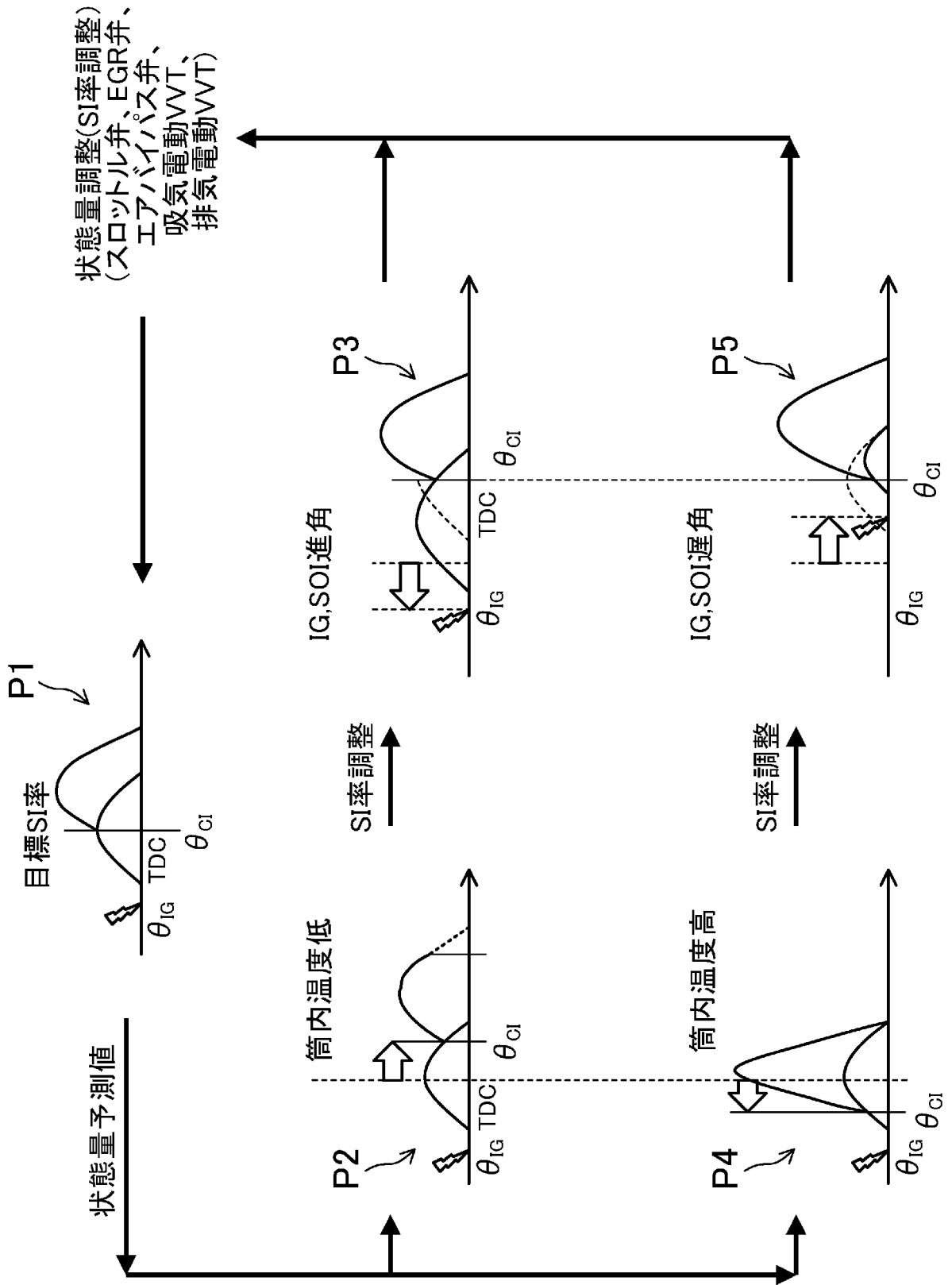
[図9]



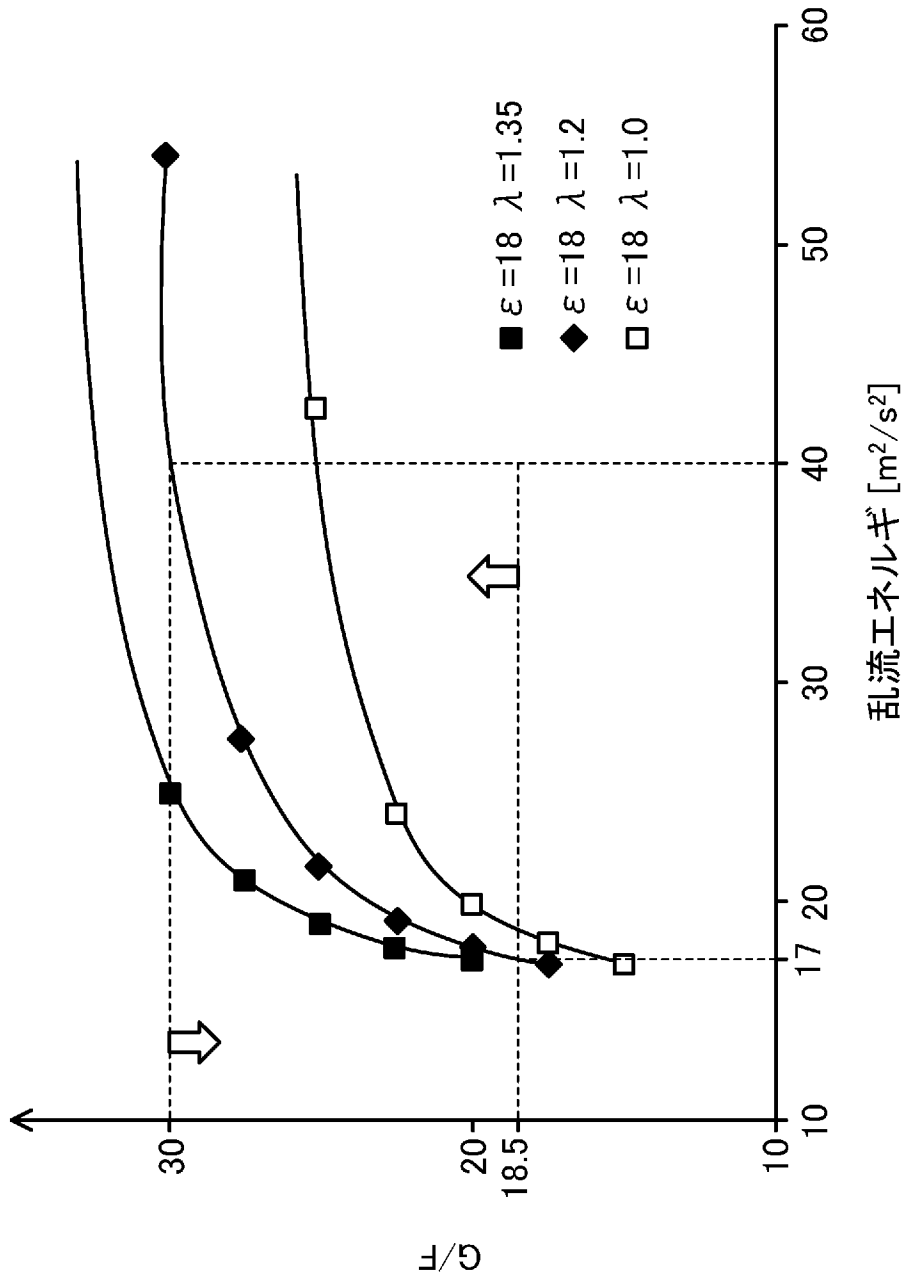
[図10]



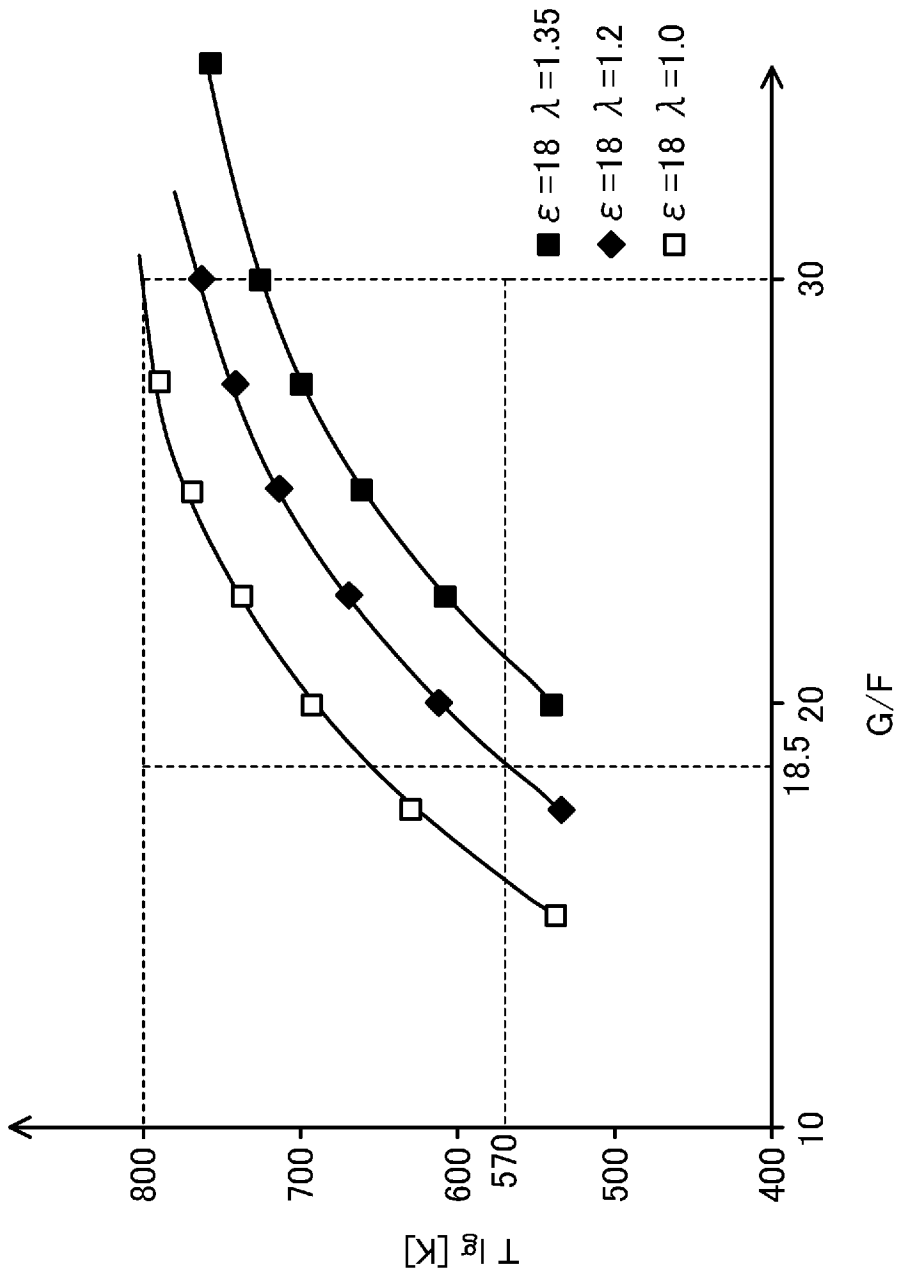
[図11]



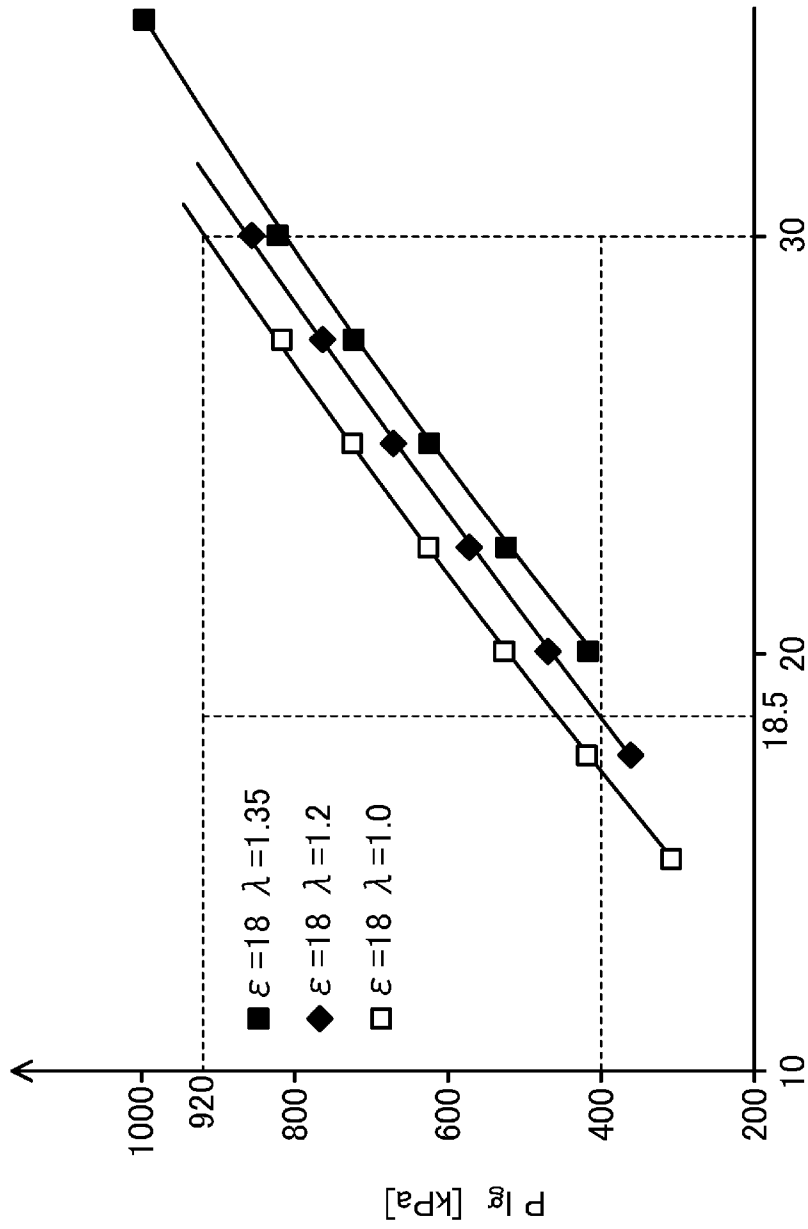
[図12]



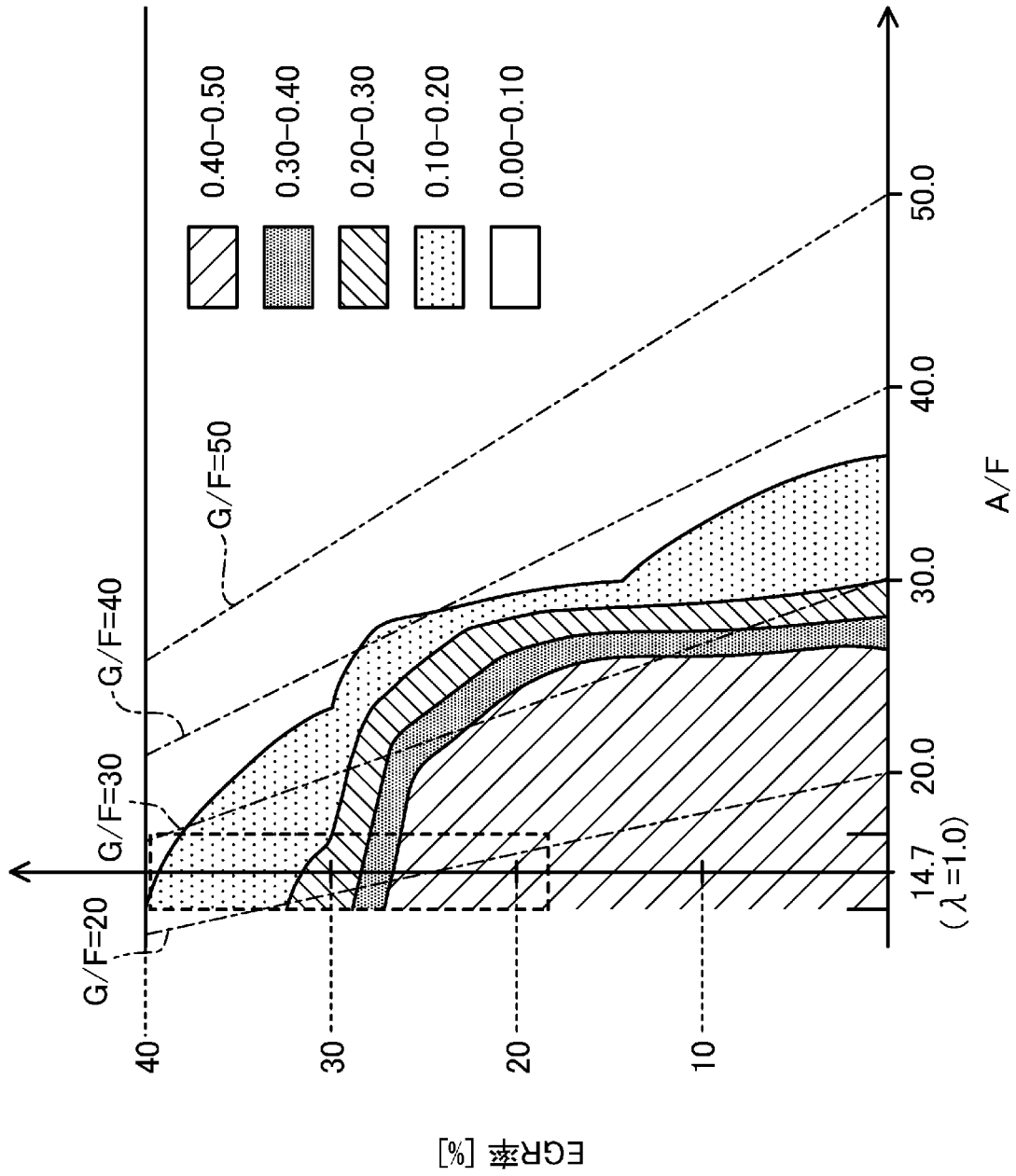
[図13]



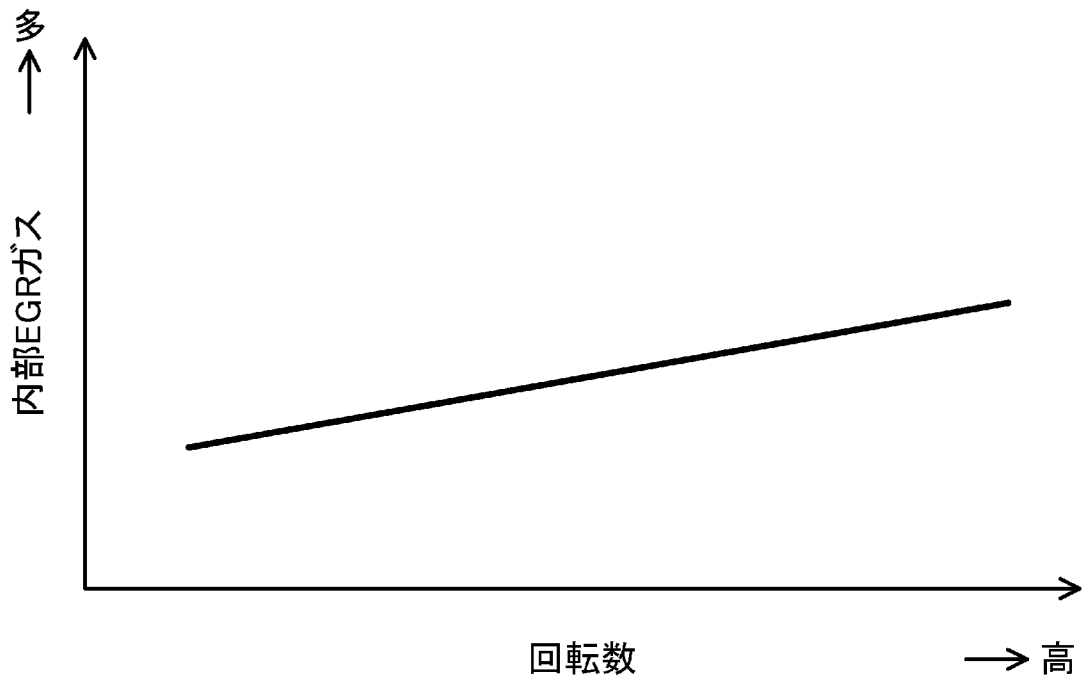
[図14]



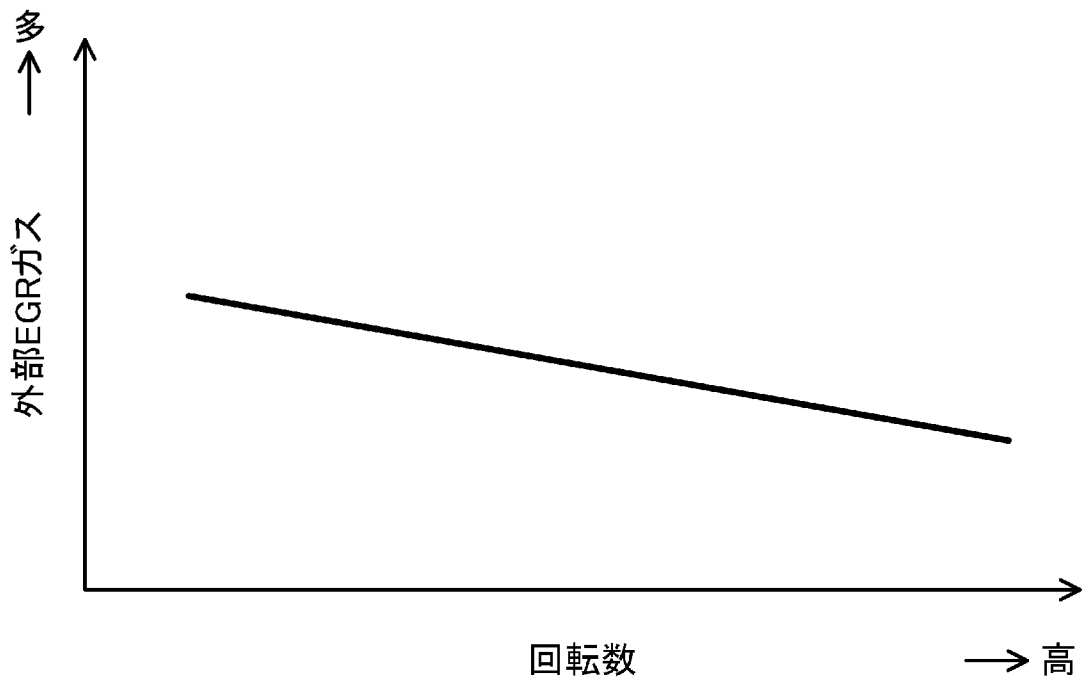
[図15]



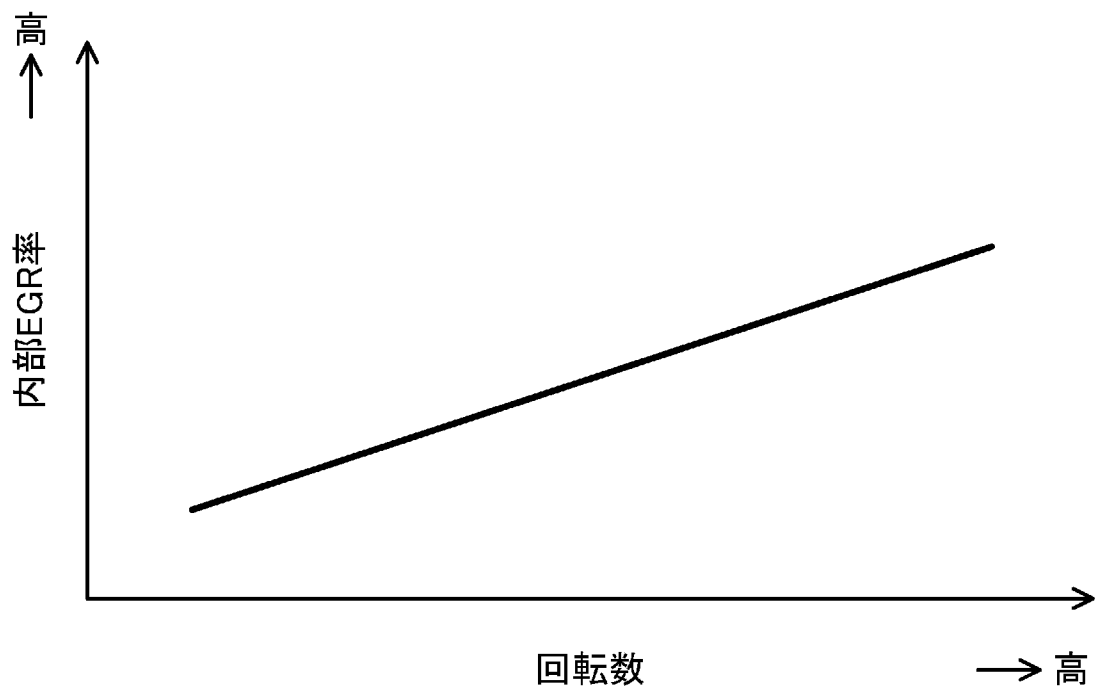
[図16]



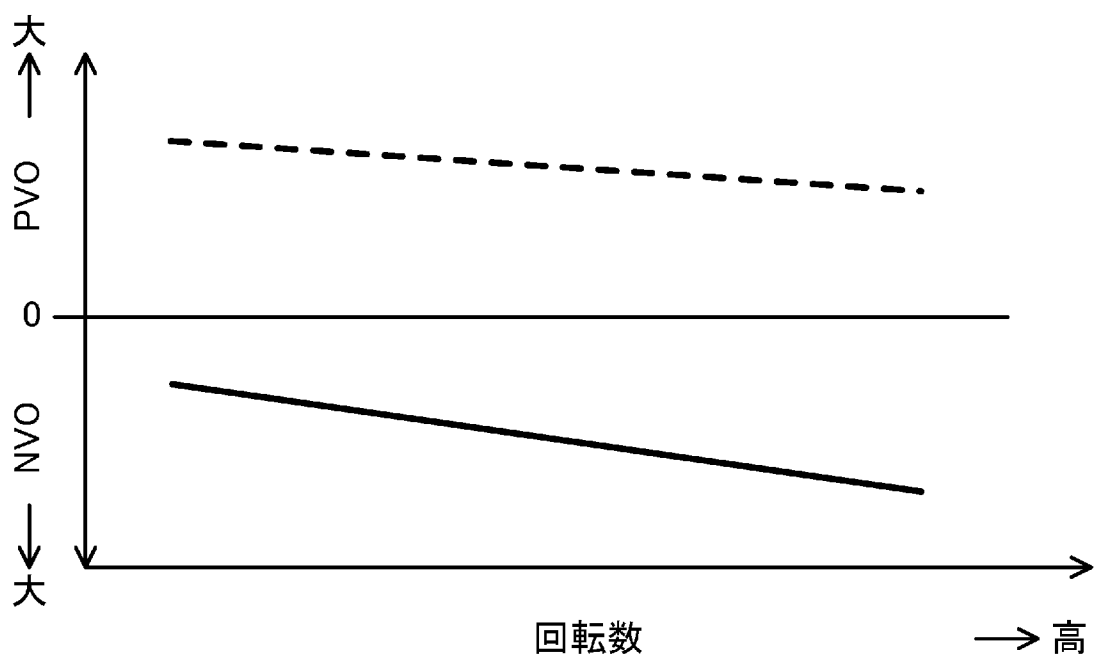
[図17]



[図18]



[図19]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2016/084616

<p>A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER <i>F02D45/00(2006.01)i, F02B23/10(2006.01)i, F02D13/02(2006.01)i, F02D23/02(2006.01)i</i></p> <p>According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC</p>											
<p>B. FIELDS SEARCHED</p> <p>Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols) <i>F02D45/00, F02B23/10, F02D13/02, F02D23/02</i></p> <p>Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched <i>Jitsuyo Shinan Koho 1922-1996 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2017</i> <i>Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2017 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2017</i></p> <p>Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)</p>											
<p>C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT</p> <table border="1" style="width:100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th style="width:10%;">Category*</th> <th style="width:70%;">Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages</th> <th style="width:20%;">Relevant to claim No.</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td align="center">Y</td> <td> <i>JP 4082292 B2 (Mazda Motor Corp.), 30 April 2008 (30.04.2008), claims 1 to 4; paragraphs [0001] to [0055]; fig. 1 to 8 & US 2005/0016496 A1 claims 1 to 4; paragraphs [0111] to [0148]; fig. 1 to 8 & EP 1484491 A2</i> </td> <td align="center">1-11</td> </tr> <tr> <td align="center">Y</td> <td> <i>JP 2015-98800 A (Mazda Motor Corp.), 28 May 2015 (28.05.2015), paragraphs [0023] to [0096]; fig. 1 to 7 (Family: none)</i> </td> <td align="center">1-11</td> </tr> </tbody> </table>			Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.	Y	<i>JP 4082292 B2 (Mazda Motor Corp.), 30 April 2008 (30.04.2008), claims 1 to 4; paragraphs [0001] to [0055]; fig. 1 to 8 & US 2005/0016496 A1 claims 1 to 4; paragraphs [0111] to [0148]; fig. 1 to 8 & EP 1484491 A2</i>	1-11	Y	<i>JP 2015-98800 A (Mazda Motor Corp.), 28 May 2015 (28.05.2015), paragraphs [0023] to [0096]; fig. 1 to 7 (Family: none)</i>	1-11
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.									
Y	<i>JP 4082292 B2 (Mazda Motor Corp.), 30 April 2008 (30.04.2008), claims 1 to 4; paragraphs [0001] to [0055]; fig. 1 to 8 & US 2005/0016496 A1 claims 1 to 4; paragraphs [0111] to [0148]; fig. 1 to 8 & EP 1484491 A2</i>	1-11									
Y	<i>JP 2015-98800 A (Mazda Motor Corp.), 28 May 2015 (28.05.2015), paragraphs [0023] to [0096]; fig. 1 to 7 (Family: none)</i>	1-11									
<p><input checked="" type="checkbox"/> Further documents are listed in the continuation of Box C. <input type="checkbox"/> See patent family annex.</p>											
<p>* Special categories of cited documents:</p> <table style="width:100%;"> <tr> <td style="width:50%;"> <p>“A” document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance</p> <p>“E” earlier application or patent but published on or after the international filing date</p> <p>“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)</p> <p>“O” document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means</p> <p>“P” document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed</p> </td> <td style="width:50%;"> <p>“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</p> <p>“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</p> <p>“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</p> <p>“&” document member of the same patent family</p> </td> </tr> </table>			<p>“A” document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance</p> <p>“E” earlier application or patent but published on or after the international filing date</p> <p>“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)</p> <p>“O” document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means</p> <p>“P” document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed</p>	<p>“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</p> <p>“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</p> <p>“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</p> <p>“&” document member of the same patent family</p>							
<p>“A” document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance</p> <p>“E” earlier application or patent but published on or after the international filing date</p> <p>“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)</p> <p>“O” document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means</p> <p>“P” document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed</p>	<p>“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</p> <p>“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</p> <p>“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</p> <p>“&” document member of the same patent family</p>										
<p>Date of the actual completion of the international search 07 February 2017 (07.02.17)</p>		<p>Date of mailing of the international search report 21 February 2017 (21.02.17)</p>									
<p>Name and mailing address of the ISA/ Japan Patent Office 3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku, Tokyo 100-8915, Japan</p>		<p>Authorized officer</p> <p>Telephone No.</p>									

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2016/084616

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 2015-63937 A (Mazda Motor Corp.), 09 April 2015 (09.04.2015), paragraphs [0001] to [0091]; fig. 1 to 9 & US 2015/0083072 A1 paragraphs [0001] to [0098]; fig. 1 to 9 & DE 102014013884 A1 & CN 104454194 A	1-11
Y	JP 2004-36538 A (Toyota Motor Corp.), 05 February 2004 (05.02.2004), paragraphs [0100] to [0101]; fig. 13 & US 2005/0155344 A1 paragraphs [0139] to [0140]; fig. 13 & US 2007/0039588 A1 & EP 1378644 A2	1-11
Y	JP 9-317520 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 09 December 1997 (09.12.1997), abstract; paragraphs [0033] to [0093]; fig. 12, 14 (Family: none)	1-11
Y	JP 2006-283636 A (Toyota Motor Corp.), 19 October 2006 (19.10.2006), abstract; paragraphs [0028] to [0120]; fig. 1 to 21 (Family: none)	1-11
Y	JP 2007-292065 A (Mazda Motor Corp.), 08 November 2007 (08.11.2007), paragraphs [0155], [0196]; fig. 24(B) (Family: none)	9-11
Y	JP 2011-153553 A (Mazda Motor Corp.), 11 August 2011 (11.08.2011), claims 4, 8 & US 2011/0180047 A1 claims 4, 8 & EP 2357345 A2 & CN 102135040 A	9-11

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC)) Int.Cl. F02D45/00(2006.01)i, F02B23/10(2006.01)i, F02D13/02(2006.01)i, F02D23/02(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. F02D45/00, F02B23/10, F02D13/02, F02D23/02										
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 <table border="0"> <tr> <td>日本国実用新案公報</td> <td>1922-1996年</td> </tr> <tr> <td>日本国公開実用新案公報</td> <td>1971-2017年</td> </tr> <tr> <td>日本国実用新案登録公報</td> <td>1996-2017年</td> </tr> <tr> <td>日本国登録実用新案公報</td> <td>1994-2017年</td> </tr> </table>			日本国実用新案公報	1922-1996年	日本国公開実用新案公報	1971-2017年	日本国実用新案登録公報	1996-2017年	日本国登録実用新案公報	1994-2017年
日本国実用新案公報	1922-1996年									
日本国公開実用新案公報	1971-2017年									
日本国実用新案登録公報	1996-2017年									
日本国登録実用新案公報	1994-2017年									
国際調査で利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								
Y	JP 4082292 B2 (マツダ株式会社) 2008.04.30, 請求項 1-4, 段落 0001-0055, 図 1-8 & US 2005/0016496 A1, 請求項 1-4, 段落 0111-0148, 図 1-8 & EP 1484491 A2	1-11								
Y	JP 2015-98800 A (マツダ株式会社) 2015.05.28, 段落 0023-0096, 図 1-7 (ファミリーなし)	1-11								
Y	JP 2015-63937 A (マツダ株式会社) 2015.04.09, 段落 0001-0091, 図 1-9 & US 2015/0083072 A1, 段落 0001-0098, 図 1-9 & DE	1-11								
<input checked="" 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 07.02.2017	国際調査報告の発送日 21.02.2017									
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) 戸田 耕太郎 電話番号 03-3581-1101 内線 3395	3Z 9329								

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリ*	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
	102014013884 A1 & CN 104454194 A	
Y	JP 2004-36538 A (トヨタ自動車株式会社) 2004.02.05, 段落 0100-0101, 図 13 & US 2005/0155344 A1, 段落 0139-0140, 図 13 & US 2007/0039588 A1 & EP 1378644 A2	1-11
Y	JP 9-317520 A (日産自動車株式会社) 1997.12.09, 要約, 段落 0033-0093, 図 12, 14 (ファミリーなし)	1-11
Y	JP 2006-283636 A (トヨタ自動車株式会社) 2006.10.19, 要約, 段落 0028-0120, 図 1-21 (ファミリーなし)	1-11
Y	JP 2007-292065 A (マツダ株式会社) 2007.11.08, 段落 0155, 0196, 図 24(B) (ファミリーなし)	9-11
Y	JP 2011-153553 A (マツダ株式会社) 2011.08.11, 請求項 4, 8 & US 2011/0180047 A1, 請求項 4, 8 & EP 2357345 A2 & CN 102135040 A	9-11