

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5962084号
(P5962084)

(45) 発行日 平成28年8月3日(2016.8.3)

(24) 登録日 平成28年7月8日(2016.7.8)

(51) Int.Cl. F I
FO2D 41/04 (2006.01)
 FO2D 41/04 335C
 FO2D 41/04 345C
 FO2D 41/04 305C

請求項の数 4 (全 24 頁)

(21) 出願番号	特願2012-57816 (P2012-57816)	(73) 特許権者	000003137 マツダ株式会社
(22) 出願日	平成24年3月14日 (2012.3.14)		広島県安芸郡府中町新地3番1号
(65) 公開番号	特開2013-189942 (P2013-189942A)	(74) 代理人	110001427 特許業務法人前田特許事務所
(43) 公開日	平成25年9月26日 (2013.9.26)	(72) 発明者	岩井 浩平 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内
審査請求日	平成27年1月19日 (2015.1.19)	(72) 発明者	山川 正尚 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内
		(72) 発明者	長津 和弘 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 火花点火式ガソリンエンジンの制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

幾何学的圧縮比が1.5以上に設定された気筒を有しかつ、少なくともガソリンを含有する燃料が供給されるように構成されたエンジン本体と、

前記気筒内に供給する前記燃料を噴射するように構成された燃料噴射弁と、

前記エンジン本体によって駆動される燃料ポンプを含みかつ、前記燃料噴射弁が噴射する燃料の圧力を変更するように構成された燃圧可変機構と、

少なくとも前記燃料噴射弁及び前記燃圧可変機構を制御することによって、前記エンジン本体を運転するように構成された制御器と、を備え、

前記制御器は、前記エンジン本体の運転状態が、火花点火燃焼を行う第1負荷以上の領域であって、所定よりも低速の低速域にあるときには、

最大負荷を含む第2負荷以上の高負荷域では、前記燃圧可変機構を通じて前記燃料の圧力を所定以上に設定すると共に、圧縮行程後期から膨張行程初期にかけてのリタード期間内のタイミングで、前記気筒内に燃料噴射を開始するように、前記燃料噴射弁を駆動し、

前記高負荷域よりも負荷の低い領域では、前記燃圧可変機構を通じて前記燃料の圧力を前記所定未満に設定すると共に、少なくとも吸気行程期間内で燃料噴射を行うように、前記燃料噴射弁を駆動する火花点火式ガソリンエンジンの制御装置。

【請求項2】

請求項1に記載の火花点火式ガソリンエンジンの制御装置において、

10

20

前記第 2 負荷は、前記吸気行程期間内で燃料噴射を行ったときに、異常燃焼が発生しない前記気筒内の圧縮端温度及び圧縮端圧力となる限度で設定される火花点火式ガソリンエンジンの制御装置。

【請求項 3】

請求項 1 又は 2 に記載の火花点火式ガソリンエンジンの制御装置において、

前記制御器は、前記エンジン本体の運転状態が、前記第 1 負荷以上の領域では、空気過剰率 を 1 に設定した火花点火燃焼を行い、前記第 1 負荷よりも低い領域では、前記空気過剰率 を 1 以上に設定した圧縮着火燃焼を行う火花点火式ガソリンエンジンの制御装置。

【請求項 4】

請求項 1 ~ 3 のいずれか 1 項に記載の火花点火式ガソリンエンジンの制御装置において、

前記制御器は、前記エンジン本体の運転状態が、前記第 1 負荷以上の領域であって、前記低速域よりも高速の領域にあるときには、吸気弁が閉じるまでの吸気行程期間内で燃料噴射を行うように、前記燃料噴射弁を駆動する火花点火式ガソリンエンジンの制御装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

ここに開示する技術は、火花点火式ガソリンエンジンの制御装置に関する。

【背景技術】

【0002】

火花点火式ガソリンエンジンの理論熱効率を向上させる上では、その幾何学的圧縮比を高めることが有効である。例えば特許文献 1 には、幾何学的圧縮比を 1.4 以上に設定した高圧縮比の、火花点火式直噴エンジンが記載されている。

【0003】

また、例えば特許文献 2 に記載されているように、排気エミッションの向上と熱効率の向上とを両立させる技術として、リーンな混合気を圧縮着火させる燃焼形態が知られている。このような圧縮着火燃焼を行うエンジンにおいて幾何学的圧縮比を高くすることは、圧縮端圧力及び圧縮端温度をそれぞれ高めるため、圧縮着火燃焼の安定化に有利になる。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献 1】特開 2007 - 292050 号公報

【特許文献 2】特開 2007 - 154859 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

ところで、特許文献 1 に記載されているような高圧縮比の火花点火式ガソリンエンジンは、熱効率の向上に有利になる反面、エンジンの運転状態が、特に低速域でかつ高負荷域にあるときには、過早着火やノッキング（エンドガスノック）といった異常燃焼を招きやすいという問題がある。

【0006】

また、圧縮着火燃焼を行うエンジンは、低負荷側の運転領域では圧縮着火燃焼が可能であるとしても、エンジンの負荷が高くなるにつれて、圧縮着火燃焼は、圧力上昇の激しい過早着火の燃焼となってしまう。そのため、燃焼騒音の増大やノッキング等の異常燃焼の発生を招くと共に、高い燃焼温度に起因する Raw NOx の増大を招く。そこで、前記特許文献 2 にも記載されているように、圧縮着火燃焼を行うエンジンであっても、高負荷側の運転領域では、圧縮着火燃焼ではなく、点火プラグの駆動による火花点火燃焼を行うことが一般的である。しかしながら、圧縮着火燃焼の安定化を目指して幾何学的圧縮比を高く設定しているエンジンでは、火花点火燃焼を行う高負荷側の運転領域において、特許

10

20

30

40

50

文献1のエンジンと同様に異常燃焼を招くという問題が生じる。

【0007】

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、例えば15以上の、幾何学的圧縮比が比較的高く設定された高圧縮比の火花点火式ガソリンエンジンにおいて、高負荷域における異常燃焼を回避することにある。

【課題を解決するための手段】

【0008】

過早着火やノッキングといった異常燃焼は、圧縮行程中に未燃混合気が圧縮されることに伴う自己着火反応、及び、混合気の燃焼中に、既燃部分の膨張によって、混合気の未燃部分が圧縮されることに伴う自己着火反応である。吸気行程中に燃料を噴射する従来のエンジンでは、燃料の噴射開始から燃焼の終了までの時間である未燃混合気反応可能時間が長いことが、これらの異常燃焼を招く要因の一つである。本願発明者らは、未燃混合気反応可能時間を短縮させるべく検討した結果、圧縮上死点付近のタイミングで、比較的高い燃料圧力をもって、気筒内に燃料を噴射することが、噴射期間、混合気形成期間及び燃焼期間をそれぞれ短縮することを見出した。

10

【0009】

しかしながら、高い燃料圧力を実現するには、エンジンによって駆動される燃料ポンプを駆動する必要があり、エンジンの機械抵抗損失を増大させることになる。つまり、燃費にとっては不利である。

【0010】

20

そこで、エンジン本体の運転状態が、火花点火燃焼を行う第1負荷以上の領域でありかつ、所定よりも低速の低速域にあるときであっても、比較的、異常燃焼を回避しやすい低負荷側の領域では、吸気行程期間内で燃料噴射を行うことで高い燃料圧力を不要にし、燃費に有利にする一方で、最大負荷を含む高負荷側の領域では、前述した、圧縮上死点付近のタイミングで、比較的高い燃料圧力をもって、気筒内に燃料を噴射することにより、異常燃焼を回避するようにした。

【0011】

具体的に、ここに開示する火花点火式ガソリンエンジンの制御装置は、幾何学的圧縮比が15以上に設定された気筒を有しかつ、少なくともガソリンを含有する燃料が供給されるように構成されたエンジン本体と、前記気筒内に供給する前記燃料を噴射するように構成された燃料噴射弁と、前記エンジン本体によって駆動される燃料ポンプを含みかつ、前記燃料噴射弁が噴射する燃料の圧力を変更するように構成された燃圧可変機構と、少なくとも前記燃料噴射弁及び前記燃圧可変機構を制御することによって、前記エンジン本体を運転するように構成された制御器と、を備える。

30

【0012】

そして、前記制御器は、前記エンジン本体の運転状態が、火花点火燃焼を行う第1負荷以上の領域であって、所定よりも低速の低速域にあるときには、

最大負荷を含む第2負荷以上の高負荷域では、前記燃圧可変機構を通じて前記燃料の圧力を所定以上に設定すると共に、圧縮行程後期から膨張行程初期にかけてのリタード期間内のタイミングで、前記気筒内に燃料噴射を開始するように、前記燃料噴射弁を駆動し

40

、
前記高負荷域よりも負荷の低い領域では、前記燃圧可変機構を通じて前記燃料の圧力を前記所定未満に設定すると共に、少なくとも吸気行程期間内で燃料噴射を行うように、前記燃料噴射弁を駆動する。

【0013】

ここで、エンジン本体の幾何学的圧縮比は、15以上でかつ、例えば20以下に設定してもよい。

【0014】

「低速域」は、エンジン本体の運転領域を、回転数の高低について2つの領域に区分し

50

た場合の、低速側の領域に相当するとしてもよいし、又は、エンジン本体の運転領域を、低速、中速、高速の3つの領域に区分した場合の、低速の領域に相当するとしてもよい。

【0015】

「圧縮行程後期」は、圧縮行程を、初期、中期、及び後期の3つの期間に区分した場合の後期としてもよく、同様に、「膨張行程初期」は、膨張行程を、初期、中期、及び後期の3つの期間に区分した場合の初期としてもよい。

【0016】

エンジン本体の運転領域が、最大負荷を含む高負荷の低速域にあるときには、気筒内の圧力及び温度が低負荷域に比べて高くなる上に、クランク角の変化に対する実時間が長くなるため、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。前記の構成のエンジン本体は、高圧縮比であるため、エンジン本体の運転領域が高負荷の低速域にあるときには、異常燃焼が特に生じやすい。

【0017】

このような高負荷（つまり、第2負荷以上）の低速域において、前記構成のエンジンの制御装置では、制御器が、燃料の圧力を所定以上に設定すると共に、燃料の噴射タイミング（より正確には、噴射開始タイミング）を、圧縮行程後期から膨張行程初期にかけてのリタード期間内のタイミングに設定する。このことにより、未燃混合気の反応可能時間が短くなるため、過早着火やノッキング等の異常燃焼を、有効に回避することができる。

【0018】

つまり、未燃混合気の反応可能時間は、燃料噴射弁が燃料を噴射する期間である噴射期間、燃料の噴射完了後から、点火プラグ周りに可燃混合気が形成されるまでの混合気形成期間、及び、点火プラグ周りの可燃混合気に点火をすることによって燃焼が開始した後、その燃焼が終了するまでの燃焼期間、の3つの期間から構成されている。

【0019】

所定以上となるように燃料圧力を高めることは、単位時間当たりに噴射される燃料量を多くする。このため、同一の燃料噴射量で比較した場合に、高い燃料圧力は、気筒内に燃料を噴射する期間、つまり噴射期間を、低い燃料圧力よりも短縮する。

【0020】

また、高い燃料圧力は、気筒内に噴射する燃料噴霧の微粒化に有利になると共に、燃料噴霧の飛翔距離を、より長くする。このことから、高い燃料圧力は、燃料の噴射完了後、点火プラグ周りに可燃混合気が形成されるまでの期間（混合気形成期間）を短縮する。こうして、噴射期間を短縮しかつ、混合気形成期間を短縮することは、前述の通り、燃料噴射のタイミングを、圧縮上死点付近であるリタード期間内に設定したとしても、点火タイミングまでに可燃混合気を形成することを可能にする。

【0021】

また、高い燃料圧力で気筒内に燃料を噴射することに伴い、その気筒内の乱れが強くなり、気筒内の乱れエネルギーが高まる。この高い乱れエネルギーは、燃料噴射のタイミングが比較的遅いタイミングに設定されることと相俟って、燃焼期間の短縮に寄与する。

【0022】

つまり、高い燃料圧力で気筒内に燃料を噴射するとしても、仮にその噴射タイミングが従来同様に吸気行程中であれば、点火タイミングまでの時間が長いことや、吸気行程後の圧縮行程において気筒内が圧縮されることに起因して乱れが減衰し、燃焼期間内における気筒内の乱れエネルギーは、比較的低くなってしまふ。気筒内の乱れエネルギーは、高い方が燃焼期間の短縮に有利になるため、高い燃料圧力で気筒内に燃料を噴射するとしても、噴射タイミングが吸気行程中である以上は、燃焼期間の短縮には大きく寄与しない。

【0023】

これに対し、前記の構成のように、リタード期間内の比較的遅いタイミングでかつ、高い燃料圧力で気筒内に燃料を噴射することは、その噴射後に時間をあまり空けずに点火を行うことになり、気筒内の乱れの減衰を抑制しつつ、燃焼を開始することを可能にするから、燃焼期間内における気筒内の乱れエネルギーが高くなる。これによって、燃焼期間は短

10

20

30

40

50

くなる。

【 0 0 2 4 】

こうして高負荷の低速域においては、高い燃料圧力でかつ、比較的遅いタイミングのリード期間内において、気筒内に燃料噴射を実行することで、噴射期間の短縮、混合気形成期間の短縮、及び、燃焼期間の短縮が可能になる。その結果、未燃混合気の反応可能時間は、従来に比べて大幅に短くなるため、過早着火やノッキング等の異常燃焼を、有効に回避することができる。

【 0 0 2 5 】

ここで、前記の所定圧力は、例えば40MPaに設定してもよい。40MPa以上の燃料圧力は、前述した、噴射期間の短縮、混合気形成期間の短縮、及び、燃焼期間の短縮の全てを有効に実現する。尚、燃料圧力の最大値は、燃料の性状に応じて設定すればよい。一例として、但しこれに限定されないが、燃料圧力の最大値を120MPa程度に設定してもよい。

10

【 0 0 2 6 】

一方、火花点火燃焼を行う第1負荷以上の低速域において、相対的に負荷の低い領域（つまり、第2負荷未満）では、制御器が、燃料の圧力を所定未満に設定すると共に、燃料の噴射タイミングを、少なくとも吸気行程期間内に設定する。つまり、相対的に負荷の低い領域では、圧縮端温度及び圧縮端圧力が低くなる分、異常燃焼を回避しやすいため、前述したような、高い燃料圧力でかつ、圧縮上死点付近での遅いタイミングでの燃料噴射は不要になる。逆に、高い燃料圧力を実現するために燃料ポンプを駆動させてしまうと、エンジン本体の機械抵抗損失を増大させてしまうという不都合が生じる。

20

【 0 0 2 7 】

そこで、相対的に負荷の低い領域では、燃料圧力を所定未満に下げると共に、燃料の噴射タイミングを少なくとも吸気行程期間内に設定する。このことで、エンジン本体の機械抵抗損失の増大を回避して燃費を向上させると共に、燃料を十分に混合させる時間を確保して、燃費及び排気エミッション性の向上が図られる。

【 0 0 2 8 】

その結果、前記の構成は、火花点火燃焼を行う第1負荷以上の領域であって、所定よりも低速の低速域において、異常燃焼の回避と共に、熱効率の向上及びトルクの向上、言い換えると燃費の向上を達成する。

30

【 0 0 2 9 】

前記第2負荷は、前記吸気行程期間内で燃料噴射を行ったときに、異常燃焼が発生しない前記気筒内の圧縮端温度及び圧縮端圧力となる限度で設定される、としてもよい。

【 0 0 3 0 】

すなわち、前述した燃料圧力及び燃料の噴射タイミングの切り替えに関する第2負荷は、気筒内の状態に応じて設定すればよく、例えば外気温が低いときや、エンジン水温が低いとき等、気筒内の圧縮端温度及び圧縮端圧力が比較的低くなって、異常燃焼が発生し難い条件下では、第2負荷を高め設定する。このことで、低い燃料圧力でかつ、吸気行程期間内での燃料噴射を実行する領域が大きくなるから、異常燃焼を回避しつつも、燃費の向上に有利になる。

40

【 0 0 3 1 】

前記制御器は、前記エンジン本体の運転状態が、前記第1負荷以上の領域では、空気過剰率を1に設定した火花点火燃焼を行い、前記第1負荷よりも低い領域では、前記空気過剰率を1以上に設定した圧縮着火燃焼を行う、としてもよい。

【 0 0 3 2 】

第1負荷よりも低負荷の領域では、混合気をリーンした圧縮着火燃焼を行うことで、熱効率が高まり、燃費の向上に有利になると共に、排気エミッション性能も向上する。前述の通り、エンジン本体は幾何学的圧縮比が高く設定されているため、圧縮着火燃焼の安定化に有利である

前記制御器は、前記エンジン本体の運転状態が、前記第1負荷以上の領域であって、前

50

記低速域よりも高速の領域にあるときには、吸気弁が閉じるまでの吸気行程期間内で燃料噴射を行うように、前記燃料噴射弁を駆動する、としてもよい。

【0033】

ここで、「吸気弁が閉じるまでの吸気行程期間」とは、ピストン位置に基づいて定義した期間でなく、吸気弁の開閉に基づいて定義した期間である。従って、吸気行程期間の終期は、ピストンが吸気下死点に到達した時点に対し同じ場合もあれば、ずれる場合もある。

【0034】

高速の領域においては、クランク角変化に対する実時間が短いため、燃料の噴射時期を遅らせることによる未燃混合気反応可能時間の短縮のメリットが少ない。逆に、燃料の噴射時期を、前述の通り、圧縮上死点付近にまで遅らせることによって、圧縮行程においては、比熱比が高い空気を圧縮することになるため、圧縮上死点での気筒の温度、つまり、圧縮端温度が大幅に高くなってしまおうという問題が生じる。これは、高速域におけるノッキングに不利になる。

【0035】

そこで、前記の構成では、リタード期間内で燃料の噴射を行うことにより異常燃焼を回避する低速域よりも、高速側の領域にあるときには、吸気弁が閉じるまでの吸気行程期間内で燃料噴射を行うように、燃料噴射弁を駆動する。このことにより、圧縮行程においては空気を圧縮するのではなく、気筒内の混合気、言い換えると比熱比が比較的低いガスを圧縮することになるから、筒内ガスの温度上昇が抑制されて、圧縮端温度を低く抑えることが可能になる。こうして、高速域においても、異常燃焼を有効に回避することが可能になる。ここで、高速域における燃料圧力も、燃料噴射を吸気行程期間内に行うことから、必要以上に高める必要はなく、前述した低速域でかつ第2負荷未満の領域での燃料圧力と同様に、相対的に低い圧力に設定することが好ましい。こうすることで、燃費の向上に有利になる。

【0036】

また、火花点火燃焼を行う第1負荷以上の領域において、気筒内への燃料噴射の形態を工夫することによって異常燃焼を回避することにより、異常燃焼の回避を目的として点火タイミングを遅角する必要がなくなる、又は、その遅角量を小さくすることが可能になる。このことは、点火タイミングを可及的に進角させることを可能にするから、前記の構成は、第1負荷以上の高負荷領域において、異常燃焼の回避と共に、熱効率の向上及びトルクの向上、言い換えると燃費の向上に有利になる。

【発明の効果】

【0037】

以上説明したように、この火花点火式ガソリンエンジンの制御装置は、最大負荷を含む高負荷の低速域においては、高い燃料圧力でかつ、比較的遅いタイミングのリタード期間内において、気筒内に燃料噴射を実行することで、過早着火やノッキング等の異常燃焼を、有効に回避することができる一方、その高負荷よりも負荷の低い領域では、燃料圧力を相対的に低下させかつ、吸気行程期間内で燃料を噴射することで、異常燃焼を回避しつつも、燃費及び排気エミッション性が向上する。

【図面の簡単な説明】

【0038】

【図1】火花点火式ガソリンエンジンの構成を示す概略図である。

【図2】火花点火式ガソリンエンジンの制御に係るブロック図である。

【図3】(a)ピストン冠面を拡大して示す斜視図、(b)燃焼室を拡大して示す断面図(b-b断面図)、(c)c-c断面図である。

【図4】エンジンの運転領域を例示する図である。

【図5】低速域における高圧リタード噴射によるSI燃焼の状態と、従来のSI燃焼の状態とを比較する図である。

【図6】未燃混合気反応可能時間と、燃焼終了時期における未燃混合気反応進行度との関

10

20

30

40

50

係において、高圧リタード噴射によるS I 燃焼と従来のS I 燃焼との相違を示す図（上段の図）、及び、燃料圧力と、未燃混合気反応可能時間に関係する各パラメータとの関係を示す図（中段及び下段の各図）である。

【図7】リタード噴射及び吸気行程噴射のそれぞれについて、エンジン回転数と図示熱効率との関係の例示である。

【図8】（a）リタード噴射における燃料噴射タイミング及び点火タイミングの例示と、それによる熱発生率の例示、（b）吸気行程噴射における燃料噴射タイミング及び点火タイミングの例示と、それによる熱発生率の例示である。

【図9】（a）混合気充填量、（b）スロットル弁開度、（c）EGR弁開度、（d）排気弁の二度開きの閉弁タイミング、（e）吸気弁の開弁タイミング、（f）吸気弁の閉弁タイミング、（g）吸気弁のリフト量、の変化の一例をそれぞれ示す図である。

【図10】（a）混合気充填量、（b）G/F、（c）噴射タイミング、（d）燃料圧力、（e）噴射パルス幅、（f）点火タイミングの変化の一例をそれぞれ示す図である。

【図11】低負荷域において内部EGR量の制御を行いかつ、高負荷域において吸気の絞りを行う場合の、図10対応図である。

【発明を実施するための形態】

【0039】

以下、火花点火式ガソリンエンジンの制御装置の実施形態を図面に基づいて説明する。以下の好ましい実施形態の説明は、例示である。図1, 2は、エンジン（エンジン本体）1の概略構成を示す。このエンジン1は、車両に搭載されると共に、少なくともガソリンを含有する燃料が供給される火花点火式ガソリンエンジンである。エンジン1は、複数の気筒18（一つのみ図示）が設けられたシリンダブロック11と、このシリンダブロック11上に配設されたシリンダヘッド12と、シリンダブロック11の下側に配設され、潤滑油が貯留されたオイルパン13とを有している。各気筒18内には、コンロッド142を介してクランクシャフト15と連結されているピストン14が往復動可能に嵌挿されている。ピストン14の頂面には、ディーゼルエンジンでのリエントラント型のようなキャビティ141が形成されている。キャビティ141は、ピストン14が圧縮上死点付近に位置するときには、後述するインジェクタ67に相対する。尚、キャビティ141の形状についての詳細は後述する。

【0040】

シリンダヘッド12と、気筒18と、キャビティ141を有するピストン14とは、燃焼室19を区画する（図3（b）参照）。尚、燃焼室19の形状は、図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141の形状、ピストン14の頂面形状、及び、燃焼室19の天井部の形状等は、適宜変更することが可能である。

【0041】

このエンジン1は、理論熱効率の向上や、後述する圧縮着火燃焼の安定化等を目的として、15以上の比較的高い幾何学的圧縮比に設定されている。尚、幾何学的圧縮比は15以上20以下程度の範囲で、適宜設定すればよい。

【0042】

シリンダヘッド12には、気筒18毎に、吸気ポート16及び排気ポート17が形成されていると共に、これら吸気ポート16及び排気ポート17には、燃焼室19側の開口を開閉する吸気弁21及び排気弁22がそれぞれ配設されている。

【0043】

吸気弁21及び排気弁22をそれぞれ駆動する動弁系の内、排気側には、排気弁22の作動モードを通常モードと特殊モードとに切り替える、例えば油圧作動式の可変機構（図2参照。以下、VVL（Variable Valve Lift）と称する）71が設けられている。VVL71は、その構成の詳細な図示は省略するが、カム山を一つ有する第1カムとカム山を2つ有する第2カムとの、カムプロファイルの異なる2種類のカム、及び、その第1及び第2カムのいずれか一方のカムの作動状態を選択的に排気弁に伝達するロストモーション機構を含んで構成されている。第1カムの作動状態を排気弁22に伝達しているときには

、排気弁 2 2 は、排気行程中において一度だけ開弁される通常モードで作動するのに対し、第 2 カムの作動状態を排気弁 2 2 に伝達しているときには、排気弁 2 2 が、排気行程中において開弁すると共に、吸気行程中においても開弁するような、いわゆる排気の二度開きを行う特殊モードで作動する。V V L 7 1 の通常モードと特殊モードとは、エンジンの運転状態に応じて切り替えられる。具体的に、特殊モードは、内部 E G R に係る制御の際に利用される。尚、こうした通常モードと特殊モードとの切り替えを可能にする上で、排気弁 2 2 を電磁アクチュエータによって駆動する電磁駆動式の動弁系を採用してもよい。また、内部 E G R の実行は、排気の二度開きのみによって実現されるのではない。例えば吸気弁 2 1 を二回開く、吸気の二度開きによって内部 E G R 制御を行ってもよいし、排気行程乃至吸気行程において吸気弁 2 1 及び排気弁 2 2 の双方を閉じるネガティブオーバーラップ期間を設けて既燃ガスを気筒 1 8 内に残留させる内部 E G R 制御を行ってもよい。

10

【 0 0 4 4 】

V V L 7 1 を備えた排気側の動弁系に対し、吸気側には、図 2 に示すように、クランクシャフト 1 5 に対する吸気カムシャフトの回転位相を変更することが可能な位相可変機構（以下、V V T (Variable Valve Timing) と称する) 7 2 と、吸気弁 2 1 のリフト量を連続的に変更することが可能なリフト量可変機構（以下、C V V L (Continuously Variable Valve Lift) と称する) 7 3 とが設けられている。V V T 7 2 は、液圧式、電磁式又は機械式の公知の構造を適宜採用すればよく、その詳細な構造についての図示は省略する。また、C V V L 7 3 も、公知の種々の構造を適宜採用することが可能であり、その詳細な構造についての図示は省略する。V V T 7 2 及び C V V L 7 3 によって、吸気弁 2 1 は

20

【 0 0 4 5 】

シリンダヘッド 1 2 にはまた、気筒 1 8 毎に、気筒 1 8 内に燃料を直接噴射するインジェクタ 6 7 が取り付けられている。インジェクタ 6 7 は、図 3 (b) に拡大して示すように、その噴口が燃焼室 1 9 の天井面の中央部分から、その燃焼室 1 9 内に臨むように配設されている。インジェクタ 6 7 は、エンジン 1 の運転状態に応じた噴射タイミングでかつ、エンジン 1 の運転状態に応じた量の燃料を、燃焼室 1 9 内に直接噴射する。この例において、インジェクタ 6 7 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インジェクタである。これによって、インジェクタ 6 7 は、燃料噴霧が放射状に広がるように、燃料を噴射する。図 3 (b) に矢印で示すように、ピストン 1 4 が圧縮上死点付近に位置するタイミングで、燃焼室 1 9 の中央部分から放射状に広がるように噴射された燃料噴霧は、ピストン頂面に形成されたキャビティ 1 4 1 の壁面に沿って流動することにより、後述する点火プラグ 2 5、2 6 の周囲に到達するようになる。キャビティ 1 4 1 は、ピストン 1 4 が圧縮上死点付近に位置するタイミングで噴射された燃料噴霧を、その内部に収めるように形成されている、と言い換えることが可能である。この多噴口型のインジェクタ 6 7 とキャビティ 1 4 1 との組み合わせは、燃料の噴射後、点火プラグ 2 5、2 6 の周りに燃料噴霧が到達するまでの時間を短くすると共に、燃焼期間を短くする上で有利な構成である。

30

【 0 0 4 6 】

インジェクタ 6 7 の燃料の噴射角度 は、比較的狭い角度（例えば 4 5 ° 程度）に設定されている。この狭い噴射角度 は、詳しくは後述するが、ピストン 1 4 の位置が、上死点から若干離れた下方に位置しているタイミングで燃料を噴射しても、気筒 1 8 の壁面に燃料が付着することを抑制しつつ、噴射した燃料をキャビティ 1 4 1 内に収めることを可能にする。狭い噴射角度 はまた、図 3 (c) に示すように、キャビティ 1 4 1 のリップ径（キャビティの上端開口径）を比較的小さくし、それに伴いスキッシュエリアを拡大する上でも有利な構成である。尚、スキッシュエリアの拡大は、後述するように、燃焼期間の短縮に有利になる。

40

【 0 0 4 7 】

インジェクタ 6 7 は、多噴口型のインジェクタに限定されず、外開弁タイプのインジェ

50

クタを採用してもよい。

【0048】

図外の燃料タンクとインジェクタ67との間は、燃料供給経路によって互いに連結されている。この燃料供給経路上には、燃料ポンプ63とコモンレール64とを含みかつ、インジェクタ67に、比較的高い燃料圧力で燃料を供給することが可能な燃料供給システム62が介設されている。燃料ポンプ63は、燃料タンクからコモンレール64に燃料を圧送し、コモンレール64は圧送された燃料を、比較的高い燃料圧力で蓄えることが可能である。インジェクタ67が開弁することによって、コモンレール64に蓄えられている燃料がインジェクタ67の噴口から噴射される。ここで、燃料ポンプ63は、図示は省略するが、プランジャー式のポンプであり、例えばクランク軸とカム軸との間のタイミングベルトに連結されることにより、エンジン1によって駆動される。このエンジン駆動のポンプを含む構成の燃料供給システム62は、40MPa以上の高い燃料圧力の燃料を、インジェクタ67に供給することを可能にする。インジェクタ67に供給される燃料の圧力は、後述するように、エンジン1の運転状態に応じて変更される。尚、燃料供給システム62は、この構成に限定されるものではない。

10

【0049】

シリンダヘッド12にはまた、図3に示すように、燃焼室19内の混合気に点火する点火プラグ25、26が取り付けられている（尚、図1では、点火プラグの図示を省略している）。このエンジン1は、点火プラグとして、第1点火プラグ25及び第2点火プラグ26の2つの点火プラグを備えている。2つの点火プラグ25、26は、各気筒18について2つずつ設けられた吸気弁21と排気弁22との間の位置のそれぞれにおいて、互いに相対するように配置され、それぞれ気筒18の中心軸に向かって斜め下向きに延びるように、シリンダヘッド12内を貫通して取り付けられている。こうして、図3(b)に示すように、各点火プラグ25、26の先端は、燃焼室19の中央部分に配置されたインジェクタ67の先端近傍で、燃焼室19内に臨んで配置される。ここで、前述の通り、ピストン14のキャビティ141のリップ径が、比較的小さく設定されているため、キャビティ141には、第1点火プラグ25及び第2点火プラグ26との干渉を回避するために、2つの凹部143、143が、径方向に相対するように形成されている（図3(b)(c)参照）。こうすることで、図3(a)(c)から明らかなように、キャビティ141の本体部分の形状は円形状となり、キャビティ141の中心位置においてインジェクタ76から放射状に噴射された燃料噴霧は、キャビティ141内においてほぼ均一に広がって、均質な混合気を形成することが可能になる。

20

30

【0050】

エンジン1の一側面には、図1に示すように、各気筒18の吸気ポート16に連通するように吸気通路30が接続されている。一方、エンジン1の他側面には、各気筒18の燃焼室19からの既燃ガス（排気ガス）を排出する排気通路40が接続されている。

【0051】

吸気通路30の上流端部には、吸入空気を濾過するエアクリーナ31が配設されている。また、吸気通路30における下流端近傍には、サージタンク33が配設されている。このサージタンク33よりも下流側の吸気通路30は、各気筒18毎に分岐する独立通路とされ、これら各独立通路の下流端が各気筒18の吸気ポート16にそれぞれ接続されている。

40

【0052】

吸気通路30におけるエアクリーナ31とサージタンク33との間には、空気を冷却又は加熱する、水冷式のインタークーラ/ウォーマ34と、各気筒18への吸入空気量を調節するスロットル弁36とが配設されている。吸気通路30にはまた、インタークーラ/ウォーマ34をバイパスするインタークーラバイパス通路35が接続されており、このインタークーラバイパス通路35には、当該通路35を通過する空気流量を調整するためのインタークーラバイパス弁351が配設されている。インタークーラバイパス弁351の開度調整を通じて、インタークーラバイパス通路35の通過流量とインタークーラ/ウォ

50

ーマ34の通過流量との割合を調整することにより、気筒18に導入する新気の温度を調整する。

【0053】

排気通路40の上流側の部分は、各気筒18毎に分岐して排気ポート17の外側端に接続された独立通路と該各独立通路が集合する集合部とを有する排気マニホールドによって構成されている。この排気通路40における排気マニホールドよりも下流側には、排気ガス中の有害成分を浄化する排気浄化装置として、直キャタリスト41とアンダーフットキャタリスト42とがそれぞれ接続されている。直キャタリスト41及びアンダーフットキャタリスト42はそれぞれ、筒状ケースと、そのケース内の流路に配置した、例えば三元触媒とを備えて構成されている。

10

【0054】

吸気通路30におけるサージタンク33とスロットル弁36との間の部分と、排気通路40における直キャタリスト41よりも上流側の部分とは、排気ガスの一部を吸気通路30に還流するためのEGR通路50を介して接続されている。このEGR通路50は、排気ガスをエンジン冷却水によって冷却するためのEGRクーラ52が配設された主通路51と、EGRクーラ52をバイパスするためのEGRクーラバイパス通路53と、を含んで構成されている。主通路51には、排気ガスの吸気通路30への還流量を調整するためのEGR弁511が配設され、EGRクーラバイパス通路53には、EGRクーラバイパス通路53を流通する排気ガスの流量を調整するためのEGRクーラバイパス弁531が配設されている。

20

【0055】

このように構成されたエンジン1は、パワートレイン・コントロール・モジュール(以下、PCMという)10によって制御される。PCM10は、CPU、メモリ、カウンタタイマ群、インターフェース及びこれらのユニットを接続するバスを有するマイクロプロセッサで構成されている。このPCM10が制御器を構成する。

【0056】

PCM10には、図1, 2に示すように、各種のセンサSW1~SW16の検出信号が入力される。この各種のセンサには、次のセンサが含まれる。すなわち、エアクリーナ31の下流側で、新気の流量を検出するエアフローセンサSW1及び新気の温度を検出する吸気温度センサSW2、インタークーラ/ウォーマ34の下流側に配置されかつ、インタークーラ/ウォーマ34を通過した後の新気の温度を検出する、第2吸気温度センサSW3、EGR通路50における吸気通路30との接続部近傍に配置されかつ、外部EGRガスの温度を検出するEGRガス温センサSW4、吸気ポート16に取り付けられかつ、気筒18内に流入する直前の吸気の温度を検出する吸気ポート温度センサSW5、シリンダヘッド12に取り付けられかつ、気筒18内の圧力を検出する筒内圧センサSW6、排気通路40におけるEGR通路50の接続部近傍に配置されかつ、それぞれ排気温度及び排気圧を検出する排気温センサSW7及び排気圧センサSW8、直キャタリスト41の上流側に配置されかつ、排気中の酸素濃度を検出するリニアO₂センサSW9、直キャタリスト41とアンダーフットキャタリスト42との間に配置されかつ、排気中の酸素濃度を検出するラムダO₂センサSW10、エンジン冷却水の温度を検出する水温センサSW11、クランクシャフト15の回転角を検出するクランク角センサSW12、車両のアクセルペダル(図示省略)の操作量に対応したアクセル開度を検出するアクセル開度センサSW13、吸気側及び排気側のカム角センサSW14, SW15、及び、燃料供給システム62のコモンレール64に取り付けられかつ、インジェクタ67に供給する燃料圧を検出する燃圧センサSW16である。

30

40

【0057】

PCM10は、これらの検出信号に基づいて種々の演算を行うことによってエンジン1や車両の状態を判定し、これに応じてインジェクタ67、第1及び第2点火プラグ25、26、吸気弁側のVV_T72及びCVVL73、排気弁側のVVL71、燃料供給システム62、並びに、各種の弁(スロットル弁36、インタークーラバイパス弁351、EGR

50

R弁511、及びEGRクーラバイパス弁531)のアクチュエータへ制御信号を出力する。こうしてPCM10は、エンジン1を運転する。

【0058】

図4は、エンジン1の運転領域の一例を示している。このエンジン1は、燃費の向上や排気エミッションの向上を目的として、エンジン負荷が相対的に低い低負荷域では、点火プラグ25、26による点火を行わずに、圧縮自己着火によって燃焼を行う圧縮着火燃焼を行う。しかしながら、エンジン1の負荷が高くなるに従って、圧縮着火燃焼では、燃焼が急峻になりすぎてしまい、例えば燃焼騒音等の問題を引き起こすことになる。そのため、このエンジン1では、エンジン負荷が相対的に高い高負荷域では、圧縮着火燃焼を止めて、点火プラグ25、26を利用した火花点火燃焼に切り替える。このように、このエンジン1は、エンジン1の運転状態、特にエンジン1の負荷に応じて、圧縮着火燃焼を行うCI(Compression Ignition)モードと、火花点火燃焼を行うSI(Spark Ignition)モードとを切り替えるように構成されている。但し、モード切り替えの境界線は、図例に限定されるものではない。

10

【0059】

CIモードでは基本的に、例えば吸気行程乃至圧縮行程中の、比較的早いタイミングで、インジェクタ67が気筒18内に燃料を噴射することにより、比較的均質なリーン混合気(空気過剰率 1、例えば 2.5)を形成すると共に、その混合気を圧縮上死点付近において圧縮自己着火させる。尚、燃料噴射量は、エンジン1の負荷に応じて設定される。

20

【0060】

また、CIモードでは、VVL71の制御によって、排気弁22を吸気行程中に開弁する排気の二度開きを行い、そのことによって内部EGRガスを気筒18内に導入する。内部EGRガスの導入は圧縮端温度を高め、圧縮着火燃焼を安定化させる。

【0061】

エンジン負荷の上昇に伴い気筒18内の温度が自然と高まることから、過早着火を回避する観点から、内部EGR量は低下させる。例えばCVVL73の制御によって、吸気弁21のリフト量を調整することにより、内部EGR量を調整してもよい。また、スロットル弁36の開度調整によって、内部EGR量を調整してもよい。

【0062】

エンジン負荷がさらに高まり、例えば図4に示す運転領域において、CIモードとSIモードとの切り替え境界線付近においては、内部EGRを実行することは、筒内温度が高くなりすぎて、圧縮着火をコントロールすることが困難になる場合がある。そこで、CIモードの運転領域において負荷の高い領域では、内部EGRの実行を止め、その代わりにEGR弁511を開いて、EGRクーラ52によって冷却された外部EGRガスを、気筒18内に導入するようにしてもよい。このことにより、筒内温度を低く抑えることが可能になり、圧縮着火のコントロールが可能になる。

30

【0063】

これに対し、SIモードでは基本的に、詳しくは後述するが、吸気行程から膨張行程初期までの間で、インジェクタ67が気筒18内に燃料を噴射することにより、均質乃至成層化した混合気を形成すると共に、圧縮上死点付近において点火を実行することによってその混合気に着火する。SIモードではまた、理論空燃比($\phi = 1$)でエンジン1を運転する。これは、三元触媒の利用を可能にするから、エミッション性能の向上に有利になる。

40

【0064】

SIモードでは、スロットル弁36を全開にする一方で、EGR弁511の開度調整により、気筒18内に導入する新気量と外部EGRガス量とを調整することにより、充填量を調整する。これは、ポンプ損失の低減と共に、冷却損失の低減にも有効である。また、冷却した外部EGRガスを導入することによって、異常燃焼の回避に寄与すると共に、Raw NOxの生成を抑制するという利点もある。尚、全開負荷域では、EGR弁511

50

を閉弁することにより、外部 EGR を中止する。

【0065】

このエンジン 1 の幾何学的圧縮比は、前述の通り、1.5 以上（例えば 1.8）に設定されている。高い圧縮比は、圧縮端温度及び圧縮端圧力を高くするため、C I モードでは、圧縮着火燃焼の安定化に有利になる。一方で、この高圧縮比エンジン 1 は、高負荷域においては S I モードに切り替えるため、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ってしまふという不都合がある。

【0066】

そこでこのエンジン 1 では、先ず、エンジンの運転状態が、最大負荷を含む高負荷の低速域（図 4 の（1）参照。尚、ここでいう「低速域」は、エンジン 1 の運転領域を低、中、高速の 3 つに区分したときの低速域に相当する。）にあるときには、燃料の噴射形態を従来とは大きく異ならせた S I 燃焼を実行することによって、異常燃焼を回避するようにしている。具体的に、この燃料の噴射形態は、従来と比較して大幅に高圧化した燃料圧力でもって、圧縮行程後期から膨張行程初期にかけての大幅に遅角した期間（以下、この期間をリタード期間と呼ぶ）内で、インジェクタ 67 によって、気筒 18 内に燃料噴射を実行するものである。この特徴的な燃料噴射形態を、以下においては「高圧リタード噴射」又は単に「リタード噴射」と呼ぶ。

【0067】

また、この高圧リタード噴射を行う運転領域よりも低負荷側の領域（図 4 の（2）参照）においては、詳しくは後述するが、異常燃焼の発生が、前記（1）の領域よりも抑制されることから、燃料の噴射を、リタード期間ではなく、吸気弁 21 が開弁している吸気行程期間内に行う。以下においては、この燃料噴射形態を「吸気行程噴射」と呼ぶ。吸気行程噴射では、高い燃料圧力が不要になるから、高圧リタード噴射時よりも燃料圧力を低下させ、それにより、燃料ポンプ 63 の駆動に起因するエンジン 1 の機械抵抗損失の低減を図る。

【0068】

一方、エンジンの運転状態が高負荷の高速域（図 4 の（3）参照。尚、ここでいう「高速域」は、エンジン 1 の運転領域を低、中、高速の 3 つに区分したときの低速及び高速域に相当する。）にあるときにも、燃料の噴射を、リタード期間ではなく、吸気弁 21 が開弁している吸気行程期間内に行う。

【0069】

先ず、高圧リタード噴射について、図面を参照しながら説明する。図 5 は、前述した高圧リタード噴射による S I 燃焼（実線）と、吸気行程中に燃料噴射を実行する従来の S I 燃焼（破線）とにおける、熱発生率（上図）及び未燃混合気反応進行度（下図）の違いを比較する図である。図 5 の横軸は、クランク角である。この比較の前提として、エンジン 1 の運転状態は共に高負荷の低速域であり、噴射する燃料量は、高圧リタード噴射による S I 燃焼と従来の S I 燃焼との場合で互いに同じである。

【0070】

先ず、従来の S I 燃焼では、吸気行程中に気筒 18 内に所定量の燃料噴射を実行する（上図の破線）。気筒 18 内では、その燃料の噴射後、ピストン 14 が圧縮上死点に至るまでの間に、比較的均質な混合気が形成される。そして、この例では、圧縮上死点以降の、白丸で示す所定タイミングで点火が実行され、それによって燃焼が開始する。燃焼の開始後は、図 5 の上図に破線で示すように、熱発生率のピークを経て燃焼が終了する。ここで、燃料噴射の開始から燃焼の終了までの間が未燃混合気の反応可能時間（以下、単に反応可能時間という場合がある）に相当し、図 5 の下図に破線で示すように、この間に未燃混合気の反応は次第に進行する。同図における点線は、未燃混合気が着火に至る反応度である、着火しきい値を示しており、従来の S I 燃焼は、低速域であることと相俟って、反応可能時間が非常に長く、その間、未燃混合気の反応が進行し続けてしまうことから、点火の前後に未燃混合気の反応度が着火しきい値を超えてしまい、過早着火又はノッキングといった異常燃焼を引き起こす。

【 0 0 7 1 】

これに対し、高圧リタード噴射は反応可能時間の短縮を図り、そのことによって異常燃焼を回避することを目的とする。すなわち、反応可能時間は、図5にも示しているように、インジェクタ67が燃料を噴射する期間（（1）噴射期間）と、噴射終了後、点火プラグ25、26の周りに可燃混合気が形成されるまでの期間（（2）混合気形成期間）と、点火によって開始された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、つまり、（1）+（2）+（3）である。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縮し、それによって、反応可能時間を短くする。このことについて、順に説明する。

【 0 0 7 2 】

10
先ず、高い燃料圧力は、単位時間あたりにインジェクタ67から噴射される燃料量を相対的に多くする。このため、図6の中段に（1）で示す図のように、燃料噴射量を一定とした場合に、燃料圧力と燃料の噴射期間との関係は概ね、燃料圧力が低いほど噴射期間は長くなり、燃料圧力が高いほど噴射期間は短くなる。従って、燃料圧力が従来に比べて大幅に高く設定された高圧リタード噴射は、噴射期間を短縮する。

【 0 0 7 3 】

20
また、高い燃料圧力は、気筒18内に噴射する燃料噴霧の微粒化に有利になると共に、燃料噴霧の飛翔距離を、より長くする。このため、図6の下段に（A）で示す図のように、燃料圧力と燃料蒸発時間との関係は概ね、燃料圧力が低いほど燃料蒸発時間は長くなり、燃料圧力が高いほど燃料蒸発時間は短くなる。また、図6の下段に（B）で示す図のように、燃料圧力と点火プラグ25、26の周りに燃料噴霧が到達するまでの時間は概ね、燃料圧力が低いほど到達までの時間は長くなり、燃料圧力が高いほど到達までの時間は短くなる。尚、点火プラグ25、26の周りに燃料噴霧が到達するまでの時間は、インジェクタ67の先端から点火プラグ25又は点火プラグ26までの噴霧飛翔距離と、燃料圧力に比例する燃料噴射速度と、から算出可能である。混合気形成期間は、燃料蒸発時間と、点火プラグ25、26の周りへの燃料噴霧到達時間とを足し合わせた時間（（A）+（B））であるから、図6の中段に（2）で示す図のように、燃料圧力が高いほど混合気形成期間は短くなる。従って、燃料圧力が従来に比べて大幅に高く設定された高圧リタード噴射は、燃料蒸発時間及び点火プラグ25、26の周りへの燃料噴霧到達時間がそれぞれ短くなる結果、混合気形成期間を短縮する。これに対し、同図に白丸で示すように、従来の、低い燃料圧力での吸気行程噴射は、混合気形成期間が大幅に長くなる。尚、前述したように、多噴口型のインジェクタ67とキャピティ141との組み合わせは、燃料の噴射後、点火プラグ25、26の周りに燃料噴霧が到達するまでの時間を短くする結果、混合気形成期間の短縮に有効である。

【 0 0 7 4 】

40
このように、噴射期間及び混合気形成期間を短縮することは、燃料の噴射タイミング、より正確には、噴射開始タイミングを、比較的遅いタイミングにすることを可能にする。そこで、高圧リタード噴射では、図5の上図に示すように、圧縮行程後期から膨張行程初期にかけてのリタード期間内に燃料噴射を行う。高い燃料圧力で気筒18内に燃料を噴射することに伴い、その気筒内の乱れが強くなり、気筒18内の乱れエネルギーが高まるが、この高い乱れエネルギーは、燃料噴射のタイミングが比較的遅いタイミングに設定されることと相俟って、燃焼期間の短縮に有利になる。

【 0 0 7 5 】

50
すなわち、図6の下段に（D）で示す図のように、燃料噴射をリタード期間内に行った場合、燃料圧力と燃焼期間内での乱流エネルギーとの関係は概ね、燃料圧力が低いほど乱流エネルギーが低くなり、燃料圧力が高いほど乱流エネルギーは高くなる。尚、同図に破線で示す線は、燃料噴射を吸気行程中に行った場合の例である。仮に高い燃料圧力で気筒18内に燃料を噴射するとしても、その噴射タイミングが吸気行程中にある場合は、点火タイミングまでの時間が長いことや、吸気行程後の圧縮行程において気筒18内が圧縮されることに起因して、気筒18内の乱れは減衰してしまう。その結果、吸気行程中に燃料噴射を

行った場合、燃焼期間内の乱流エネルギーは、燃料圧力の高低に拘わらず比較的低くなってしまふ。

【 0 0 7 6 】

図 6 の下段に (C) で示す図のように、燃焼期間での乱流エネルギーと燃焼期間との関係は概ね、乱流エネルギーが低いほど燃焼期間が長くなり、乱流エネルギーが高いほど燃焼期間が短くなる。従って、図 6 の (C) (D) から、燃料圧力と燃焼期間との関係は、図 6 の中段に (3) で示す図のように、燃料圧力が低いほど燃焼期間は長くなり、燃料圧力が高いほど燃焼期間は短くなる。すなわち、高圧リタード噴射は、燃焼期間を短縮する。これに対し、同図に白丸で示すように、従来の、低い燃料圧力での吸気行程噴射は、燃焼期間が長くなる。尚、多噴口型のインジェクタ 6 7 は、気筒 1 8 内の乱れエネルギーの向上に有利であって、燃焼期間の短縮に有効であると共に、その多噴口型のインジェクタ 6 7 とキャビティ 1 4 1 との組み合わせによって、燃料噴霧をキャビティ 1 4 1 内に収めることもまた、燃焼期間の短縮に有効である。

10

【 0 0 7 7 】

図 6 の (3) の図に示す燃料圧力と燃焼期間との関係から、言い換えると、その曲線形状から、燃料圧力を例えば 4 0 M P a 以上に設定することによって、燃焼期間を効果的に短縮化することが可能である。また、4 0 M P a 以上の燃料圧力は、噴射期間及び混合気形成期間も、それぞれ有効に短縮化することが可能である。尚、燃料圧力は、少なくともガソリンを含有する、使用燃料の性状に応じて適宜設定するのが好ましい。その上限値は、一例として、1 2 0 M P a としてもよい。

20

【 0 0 7 8 】

このように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縮し、その結果、図 5 に示すように、燃料の噴射開始タイミング S O I から燃焼終了時期 e n d までの、未燃混合気の反応可能時間を、従来の吸気行程中での燃料噴射の場合と比較して大幅に短くすることを可能にする。この反応可能時間を短縮する結果、図 6 の上段に示す図のように、従来の低い燃料圧力での吸気行程噴射では、白丸で示すように、燃焼終了時における未燃混合気の反応進行度が、着火しきい値を超えてしまい、異常燃焼が発生してしまうところ、高圧リタード噴射は、黒丸で示すように、燃焼終了時における未燃混合気の反応の進行を抑制し、異常燃焼を回避することが可能になる。尚、図 6 の上図における白丸と黒丸とで、点火タイミングは互いに同じタイミングに設定している。

30

【 0 0 7 9 】

高圧リタード噴射は、気筒 1 8 内への燃料噴射の形態を工夫することによって異常燃焼を回避する。これとは異なり、異常燃焼の回避を目的として点火タイミングを遅角することが、従来から知られている。点火タイミングの遅角化は、未燃混合気の温度及び圧力の上昇を抑制することによって、その反応の進行を抑制する。しかしながら、点火タイミングの遅角化は熱効率及びトルクの低下を招くのに対し、高圧リタード噴射を行う場合は、燃料噴射の形態の工夫によって異常燃焼を回避する分、点火タイミングを進角させることが可能であるから、熱効率及びトルクが向上する。つまり、高圧リタード噴射は、異常燃焼を回避するだけでなく、その回避可能な分だけ、点火タイミングを進角することを可能にして、燃費の向上に有利になる。

40

【 0 0 8 0 】

一方で、高圧リタード噴射は、高い燃料圧力を必要とするため、前述の通り、エンジン 1 の機械抵抗損失を増大してしまうという不都合がある。そのため、高圧リタード噴射を行う領域をできるだけ小さくしたいという要求がある。そこで、図 4 に示すマップにおいて、全開負荷を含む領域 (1) よりも低負荷側の領域は、低回転であっても負荷が低い分、圧縮端温度及び圧縮端圧力が低くなる等の要因で異常燃焼が回避され易い。そこで、このエンジン 1 では、低負荷側の (2) の領域では、高圧リタード噴射を行わず、吸気行程噴射を行う。

【 0 0 8 1 】

図 8 は、高圧リタード噴射 (同図 (a) 参照) と、吸気行程噴射 (同図 (b) 参照) と

50

の噴射タイミング及び点火タイミングを比較する図である。尚、図に示す噴射タイミングや点火タイミングは、高圧リタード噴射及び吸気行程噴射の一例であり、噴射タイミングや点火タイミングは図例のタイミングに限定されない。

【 0 0 8 2 】

前述の通り、高圧リタード噴射では、圧縮行程後期から膨張行程初期にかけてのリタード期間内（図例では、圧縮上死点前の圧縮行程後期）に燃料噴射を行い、圧縮上死点近傍において点火を行う。この点火は、第1点火プラグ25、又は、第2点火プラグ26のいずれか一方を駆動させることによって行う。高圧リタード噴射によって十分に短い燃焼期間が確保されるためである。これによって、燃焼が開始し、同図に実線で示すように、熱発生率のピークを経て燃焼が終了する。尚、第1及び第2点火プラグ25、26の双方を駆動させてもよい。

10

【 0 0 8 3 】

この高圧リタード噴射に対し、吸気行程噴射では、吸気行程期間内に燃料噴射を行う。この吸気行程噴射は、ピストン14のキャピティ141内に燃料をできるだけ収めるために、ピストン14の位置が吸気上死点近傍にあるタイミングで行うことが好ましい。尚、前述の通り、インジェクタ67の噴射角度が比較的狭い角度に設定されていることから、ピストン14が吸気上死点から多少離れていても、燃料はキャピティ141内に収まりやすい。つまり、インジェクタ67の噴射角度を狭く設定することは、吸気行程噴射における燃料の噴射タイミングの自由度を高める。

【 0 0 8 4 】

吸気行程噴射では、気筒内の圧力が比較的低い状態で燃料を噴射する上に、前述したような未燃混合気の反応時間を短縮するような要求もないため、高圧リタード噴射のような高い燃料圧力が不要である。そこで、吸気行程噴射では、燃料圧力を、高圧リタード噴射時の燃料圧力よりも低下させる。燃料圧力は、40MPa未満、例えば20MPa程度に設定してもよい。これは、燃料ポンプ63の駆動を抑制し、エンジン1の機械損失が低下するため、燃費の向上に有利になる。

20

【 0 0 8 5 】

この(2)の領域における点火は、(1)の領域と同様に、第1点火プラグ25、又は、第2点火プラグ26のいずれか一方を駆動させることによって行う。これによって、燃焼が開始し、同図に実線で示すように、熱発生率のピークを経て燃焼が終了する。尚、第1及び第2点火プラグ25、26の双方を駆動させてもよい。

30

【 0 0 8 6 】

また、前述の通り、高圧リタード噴射は、燃料噴射をリタード期間内に行うことによって未燃混合気の反応可能時間を短縮させるものの、この反応可能時間の短縮は、エンジン1の回転数が比較的低い低速域においては、クランク角変化に対する実時間が長いため、有効であるのに対し、エンジン1の回転数が比較的高い高速域においては、クランク角変化に対する実時間が短いため、それほど有効でない。例えば図7に示すように、リタード噴射は、エンジン回転数が比較的低いときには、高い図示熱効率が得られる一方で、エンジン回転数が高くなると、図示熱効率が低下してしまう。これは、リタード噴射では、燃料噴射時期を圧縮上死点付近に設定するため、圧縮行程においては、燃料を含まない、言い換えると比熱比の高い空気が圧縮されることになるためである。つまり、比熱比の高い空気を圧縮する結果、圧縮上死点における気筒18内の温度（つまり、圧縮端温度）を高くしてしまい、この高い圧縮端温度がノッキングを招くことになる。そのため、高速時にリタード噴射行うときには、点火タイミングを遅角化して、ノッキングを回避しなければならない。このことが、図7に示すように、リタード噴射時の高回転での熱効率の低下を招くのである。

40

【 0 0 8 7 】

そこで、このエンジン1では、高負荷の高速域である(3)の領域においては、リタード噴射ではなく、吸気行程噴射を行う。この吸気行程噴射は、吸気弁21が閉じるまでの、言い換えると吸気弁21が開いている間の吸気行程期間内において行う。エンジン1の

50

運転領域が高負荷の高速域であるときには、吸気弁 2 1 の閉弁タイミングは、吸気下死点よりも遅く設定される場合がある。尚、前記と同様に、この吸気行程噴射は、ピストン 1 4 のキャビティ 1 4 1 内に燃料をできるだけ収めるために、ピストン 1 4 の位置が吸気上死点近傍にあるタイミングで行うことが好ましい。また、この (3) の領域においても、燃料圧力を、高圧リタード噴射時の燃料圧力よりも低下させる (例えば 4 0 M P a 未満)。これは、燃料ポンプ 6 3 の駆動を抑制し、エンジン 1 の機械損失が低下するため、燃費の向上に有利になる。

【 0 0 8 8 】

吸気行程噴射では、圧縮行程中の筒内ガス (つまり、燃料を含む混合気) の比熱比を下げ、それによって圧縮端温度を低く抑えることが可能である。こうして圧縮端温度が低くなることで、ノッキングを抑制することが可能になるから、点火タイミングを進角させることが可能になる。そこで、(3) の領域においては、高圧リタード噴射と同様に、圧縮上死点付近において点火を行う。但し、(3) の領域においては、燃焼期間を短縮させる観点から、その点火は、第 1 及び第 2 点火プラグ 2 5、2 6 を共に駆動させる二点点火とする。第 1 及び第 2 点火プラグ 2 5、2 6 は同時に点火を行えばよい。第 1 及び第 2 点火プラグ 2 5、2 6 を時間差をおいて駆動してもよい。

【 0 0 8 9 】

ここで、(1) の領域と (2) の領域との境界である第 2 負荷は、気筒 1 8 内の状態に応じて変更してもよい。例えば外気温が低いときや、エンジン水温が低いとき等、気筒 1 8 内の圧縮端温度及び圧縮端圧力が比較的低くなるときには、過早着火やノッキング等の異常燃焼が発生し難くなる。そこで、このような条件下では、(2) の領域が拡大するように、第 2 負荷を高め設定してもよい。こうすることで、燃料圧力を無駄に高くすることがなくなり、異常燃焼を回避しつつも、燃費の向上に有利になる。

【 0 0 9 0 】

図 9 ~ 図 1 1 は、低速域内における負荷の変動に対するエンジン 1 の各パラメータ、つまり、(b) スロットル弁 3 6 の開度、(c) E G R 弁 5 1 1 の開度、(d) 排気弁 2 2 の二度開きの閉弁タイミング、(e) 吸気弁 2 1 の閉弁タイミング、(f) 吸気弁 2 1 の閉弁タイミング、及び、(g) 吸気弁のリフト量それぞれの制御例を示している。

【 0 0 9 1 】

図 9 (a) は、気筒 1 8 内の状態を示している。同図は、横軸をトルク (言い換えるとエンジン負荷)、縦軸を気筒内の混合気充填量として、気筒内の混合気の構成を示している。前述の通り、相対的に負荷の低い、図の左側の領域は C I モードとなり、所定負荷よりも負荷が高い、図の右側の領域は S I モードとなる。燃料量 (総括燃料量) は、C I モード及び S I モードに拘わらず、負荷の増大に従って増量される。この燃料量に対して、理論空燃比 (= 1) となるための新気量が設定されることとなり、この新気量は、負荷の増大に対し、燃料量の増量に伴って増量することになる。

【 0 0 9 2 】

C I モードにおいては、前述の通り、内部 E G R ガスが気筒 1 8 内に導入されることから、充填量の残り分は、内部 E G R ガスと余剰の新気とによって構成される。従って、C I モードでは、リーン混合気となる。

【 0 0 9 3 】

一方、S I モードにおいては = 1 となるようにエンジン 1 が運転されると共に、内部 E G R ガスの導入が中止される。制御例の一つとして、図 9 では、S I モードにおいては、外部 E G R ガスを気筒 1 8 内に導入するようにし、気筒 1 8 内への充填量を減らさない。

【 0 0 9 4 】

気筒 1 8 内の状態が、図 9 (a) に示すような状態となるように、スロットル弁 3 6 は、同図 (b) に示すように、エンジン 1 の負荷の高低に拘わらず全開に設定される。一方で、同図 (c) に示すように、E G R 弁 5 1 1 は、C I モードでは閉じられたままになるのに対し、S I モードでは開弁される。E G R 弁 5 1 1 の開度は、S I モードにおいて低

10

20

30

40

50

負荷ほど大きく高負荷ほど小さくなるように、エンジン負荷の増大に伴い次第に小さくされる。より正確には、C IモードとS Iモードとの切り替わりにおいては全開とされ、全開負荷において全閉とされる。従ってこの制御例では、S Iモードにおいても、全開負荷時には外部E G Rガスは気筒18内に導入されない。

【0095】

図9(d)は、排気弁22の二度開き時の閉弁タイミングを示している。C Iモードでは、前述の通り、内部E G Rガスを気筒18内に導入すべく、その閉弁タイミングが排気上死点と吸気下死点との間の、所定タイミングに設定される。一方、S Iモードでは、その閉弁タイミングが排気上死点に設定される。つまり、S Iモードでは、排気の二度開きが中止される結果、内部E G Rの制御が中止される。

10

【0096】

このように、C Iモードにおいて所定の閉弁タイミングに設定される排気弁22の二度開きに対して、図9(e)に示すように、吸気弁21の開弁タイミングが、エンジン1の負荷が高くなるほど排気上死点に近づくように進角される。従って、エンジン1の負荷が低いほど、気筒18内に導入される内部E G Rガスが増量するのに対し、エンジン1の負荷が高くなればなるほど、気筒18内に導入される内部E G Rガスは減少する。エンジン1の負荷が低いほど、大量の内部E G Rガスによって気筒18内の圧縮端温度が高まるため、安定した圧縮着火燃焼を実現する上で有利になる。一方、エンジン1の負荷が高いほど、内部E G Rガスを抑制することで気筒18内の圧縮端温度の上昇を抑制するため、過早着火を抑制する上で有利になる。尚、S Iモードでは、吸気弁21の開弁タイミングは、排気上死点で一定にされる。

20

【0097】

一方、図9(f)に示すように、吸気弁21の開弁タイミングは、C Iモードにおいては吸気下死点で一定にされると共に、S Iモードにおいても、吸気下死点で一定にされる。

【0098】

さらに、図9(g)に示すように、吸気弁21のリフト量は、C Iモードにおいては、エンジン負荷の増大に伴い、最小リフト量から次第に大きくなるのに対し、S Iモードにおいては、エンジン負荷の高低に拘わらず、最大リフト量で一定に設定される。

【0099】

こうして、S Iモードにおいては、E G R弁511の開度調整によって、気筒18内の導入される新気量と、外部E G Rガス量との割合が調整されることになる。このような制御は、ポンプ損失の低減に有利である。また、S Iモードにおいて、外部E G Rガスを気筒18内に導入することは、冷却損失の低減、異常燃焼の回避、及び、Raw NOxの抑制に有利になる。

30

【0100】

尚、図示は省略するが、S Iモードにおいて外部E G Rガスを導入する代わりに、充填量を低減するようにしてもよい(例えば図11(a)参照)。こうした充填量制御は、スロットル弁36の開度制御を通じて行ってもよいし、吸気弁21の開弁タイミングを調整する(つまり、吸気弁21の遅閉じ制御)ことによって行ってもよい。

40

【0101】

次に、図10は、低速域内における負荷の変動に対するエンジン1の各制御パラメータ、すなわち、(b) G/F、(c) 噴射タイミング、(d) 燃料圧力、(e) 燃料噴射パルス幅(つまり、噴射期間)、及び、(f) 点火タイミングの変化を示している。

【0102】

先ず、図9の制御例に従う場合は、気筒内の混合気の状態は、図10(a)に示すような構成となる。このため、G/Fは、図10(b)に示すように、C Iモードでは、燃料量の増大に伴いリーンから次第に理論空燃比($G/F = 14.7$)に近づくようになると共に、S Iモードでも、C Iモードの変化に連続して理論空燃比に近づくようになる。

【0103】

50

図10(c)に示すように、燃料噴射タイミングは、C Iモードにおいては、一例として、排気上死点と吸気下死点との間の吸気行程中に設定される。燃料噴射タイミングは、エンジン1の負荷に応じて変更してもよい。そして、S Iモードにおいても、相対的に低負荷のとき(つまり、図4における(2)の領域)には、燃料噴射タイミングは、C Iモードと同様に、吸気行程中に設定される(つまり、吸気行程噴射)。そうして、S Iモードにおいて、相対的に高負荷になれば(つまり、(1)の領域では)、燃料噴射タイミングは、燃料噴射タイミングは、圧縮行程後半から膨張行程初期にかけてのリタード期間に設定される。つまり、高圧リタード噴射である。高圧リタード噴射では、エンジン負荷の増大に伴い、その噴射タイミングは次第に遅角側に変更される。これは、エンジン負荷の増大に伴い、気筒18内の圧力及び温度が高まって異常燃焼が発生しやすくなることから、これを効率的に回避するためには、噴射タイミングを遅角側に設定する必要があるためである。このことを言い換えると、高圧リタード噴射を行うときでも、エンジン負荷が低い間は、燃料圧力を下げることによって、機械抵抗損失を低減して、燃費の向上に有利になる。

10

【0104】

ここで、図10(c)の実線は、高圧リタード噴射を一回の燃料噴射によって行う、一括噴射の場合の、燃料噴射タイミングの一例を示している。これに対し、図10(c)の一点鎖線は、高圧リタード噴射を、第1噴射と第2噴射との二回の燃料噴射に分割した場合の、第1噴射及び第2噴射それぞれの燃料噴射タイミングの一例を示している。これによると、分割噴射における第2噴射は、一括噴射を行う場合よりも、遅角側に実行することになるため、異常燃焼の回避により有利になる。つまり、比較的早期に第1噴射を実行することによって十分な混合気形成期間が確保される分、第2噴射の噴射タイミングは、より一層遅角したタイミングに設定することが可能になる。このことは気筒内の乱れエネルギーの向上に有利になり、燃焼期間の短縮に有利になる。

20

【0105】

さらに図10(c)に点線で示すように、全開負荷域においては、総括燃料噴射量が多くなることから、燃料噴射量の増量分を、吸気充填効率の向上を目的として、吸気行程噴射を実行するようにしてもよい。

【0106】

図10(d)は、直噴インジェクタ67に供給される燃料圧力の変化を示しており、C Iモードでは低い燃料圧力で一定に設定される。これに対し、S Iモードにおける低負荷側では、吸気行程噴射を行うため、C Iモード時と同程度の、低い燃料圧力に設定される。一方で、S Iモードにおける高負荷側では、高圧リタード噴射を行うため、燃料圧力が相対的に高く設定されると共に、エンジン負荷の増大に伴い、燃料圧力が増大するように設定される。これは、エンジン負荷が高くなるにつれて異常燃焼が発生しやすくなることから、噴射期間のさらなる短縮や、噴射タイミングのさらなる遅角化が求められるためである。

30

【0107】

図10(e)は、一括噴射を行う場合の噴射期間に相当する噴射パルス幅(インジェクタの開弁期間)の変化を示しており、C Iモードにおいては、燃料噴射量の増大に伴いパルス幅も大きくなり、S Iモードの低負荷側においても同様に、燃料噴射量の増大に伴いパルス幅も大きくなる。しかしながら、同図(d)に示すように、S Iモードの高負荷側では、高圧リタード噴射を行うため、C IモードやS Iモードの低負荷側よりも燃料圧力が大幅に高く設定される結果、S Iモードにおける高負荷側の燃料噴射量は、低負荷側での燃料噴射量よりも多いにも拘わらず、そのパルス幅は、より短く設定される。これは、未燃混合気反応可能時間を短縮し、異常燃焼の回避に有利になる。

40

【0108】

また、図10(f)は、点火タイミングの変化を示しており、S Iモードでは、燃料噴射タイミングがエンジン負荷の増大と共に遅角されることに従って、点火タイミングもまた、エンジン負荷の増大と共に遅角される。これは、異常燃焼の回避に有利である。また

50

、C Iモードでは、基本的には点火を実行しないものの、点火プラグ25のくすぶりを回避する目的で、同図に一点鎖線で示すように、例えば排気上死点付近で点火を行ってもよい。

【0109】

図11は、図10とは異なり、S Iモードにおいて充填量を低減させる制御を行う場合（同図(a)参照)の、(b)G/F、(c)噴射タイミング、(d)燃料圧力、(e)燃料噴射パルス幅、及び、(f)点火タイミングの変化を示している。尚、図10と、図11との比較において、(c)(e)は、互いに同じである。

【0110】

気筒18内の混合気の状態は、図11(a)に示すような構成となり、S Iモードにおいては、外部EGRガスを導入せずに、充填量を低減していることから、G/Fは、図11(b)に示すように、S Iモードでは、G/Fは理論空燃比で一定になり($G/F = 14.7$)、C IモードからS Iモードにかけて不連続になる。このように、S Iモードにおいて外部EGRガスを導入しないことから、特にエンジン1の運転状態が中負荷域にあるときに、図10の制御例とは異なり、燃焼が緩慢にならずに、燃焼期間が相対的に短くなる。そこで、この制御例では、図11(d)に示すように、燃料圧力が低めに設定される(図11(d)の一点鎖線は、図10(d)の燃料圧力を示す)。また、図10(f)と図11(f)とを比較して、図11に示す制御例では、点火タイミングを相対的に遅らせているが、これは外部EGRガスを導入しないことから、過早着火やノッキング等の異常燃焼に不利になる分、点火タイミングを遅らせているものである。

【0111】

従って、このエンジン1では、図4に示す(1)の領域、すなわち高負荷の低回転域では、高圧リタード噴射とすることで異常燃焼を回避しつつ熱効率を向上させる。一方、図4に示す(2)の領域、すなわち、低回転域であって、(1)の領域よりも低負荷の領域では、異常燃焼を回避しつつも、吸気行程噴射とすることで燃料圧力を低下させて、燃費を向上させる。

【0112】

さらに、このエンジンでは、高負荷の高回転域(図4に示す(3)の領域)でも、吸気行程噴射とすることで、異常燃焼を回避しつつ熱効率を向上させる。また、高負荷の高回転域では、二点点火を行うことによって、燃焼室19内の複数の火種のそれぞれから火炎が広がるため、火炎の広がりが早くて燃焼期間が短くなる。二点点火は、点火タイミングは圧縮上死点以降になっても、燃焼重心位置はできるだけ進角側に位置するようになり、熱効率及びトルクの向上、ひいては燃費の向上に有利になる。尚、点火プラグの数は、2個に限定されるものではない。また、高圧リタード噴射時に、多点点火を行ってもよい。

【0113】

また、このエンジン1においては、ピストンのリップ径を小さくし、その分、スキッシュエリアを大きくしている。このため、スキッシュが強まり、気筒18内の流動が強くなり、高回転域において、燃焼期間を短くすることが可能である。二点点火と、小さいリップ径との組み合わせは、目標レベル程度にまで燃焼期間を短くすることが可能である。このことは、ノッキングの回避に有利であり、熱効率及びトルクの向上に有利である。

【0114】

尚、吸気行程期間内における燃料噴射は、気筒18内に設けたインジェクタ67ではなく、別途、吸気ポート16に設けたポートインジェクタを通じて、吸気ポート16内に燃料を噴射してもよい。

【0115】

また、ここに開示する技術は、前述したような自然吸気エンジンに限らず、過給機付きエンジンに適用することも可能である。過給機付きエンジンでは、C Iモードの領域を高負荷側に拡大させることが可能になる。

【0116】

10

20

30

40

50

さらに、高圧リタード噴射は、必要に応じて分割噴射にしてもよく、同様に、吸気行程噴射もまた、必要に応じて分割噴射にしてもよい。その結果、少なくとも1回の噴射が吸気行程において行われると共に、圧縮行程においても、燃料噴射が行われる場合もあり得る。

【0117】

加えて、前記の構成では、エンジン1の運転状態が低速域内における低負荷域にあるときには、圧縮着火燃焼を行うCIモードとしているが、これに代えて、エンジン1の運転状態が低速域内における低負荷域にあるときには、成層化したリーン混合気に火花点火により燃焼を行う運転モードとしてもよい。

【符号の説明】

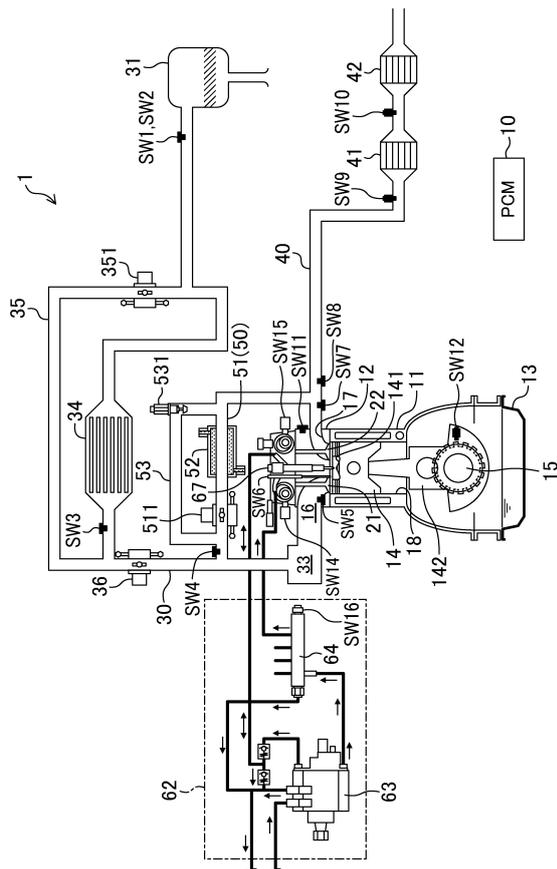
【0118】

- 1 エンジン（エンジン本体）
- 10 PCM（制御器）
- 18 気筒
- 21 吸気弁
- 25 第1点火プラグ
- 26 第2点火プラグ
- 62 燃料供給システム（燃圧可変機構）
- 63 燃料ポンプ
- 67 インジェクタ（燃料噴射弁）

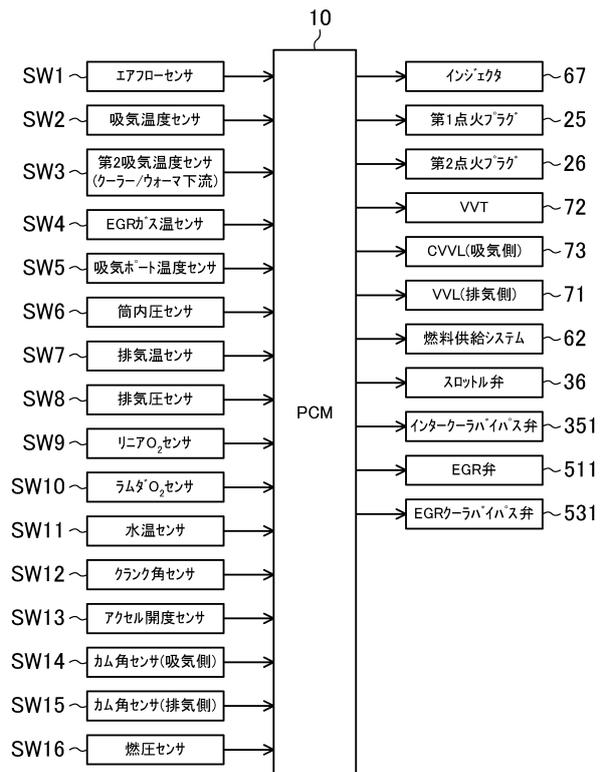
10

20

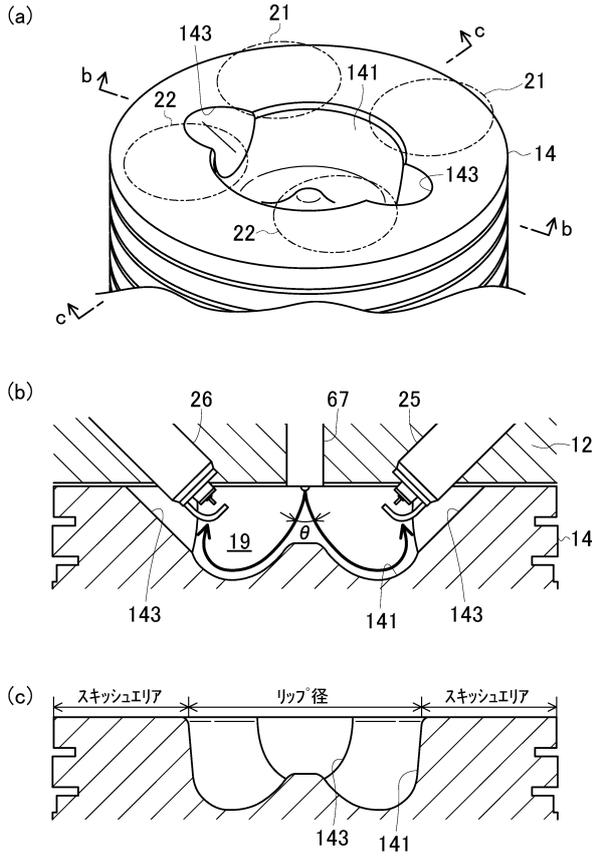
【図1】



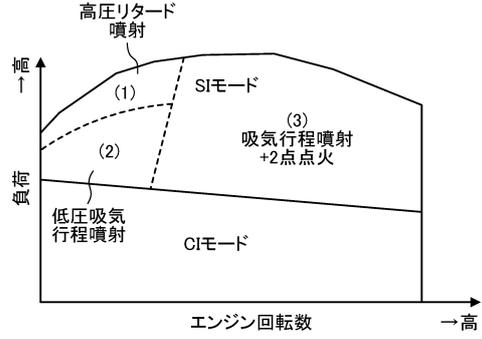
【図2】



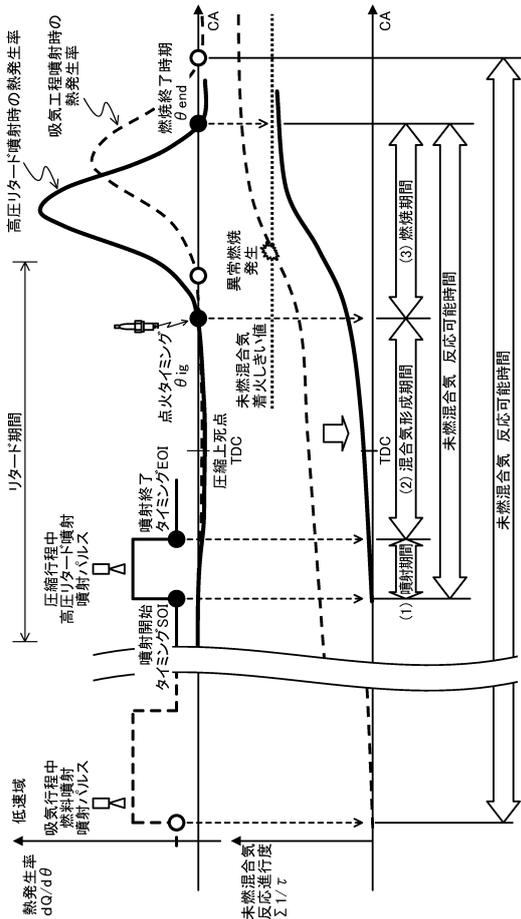
【図3】



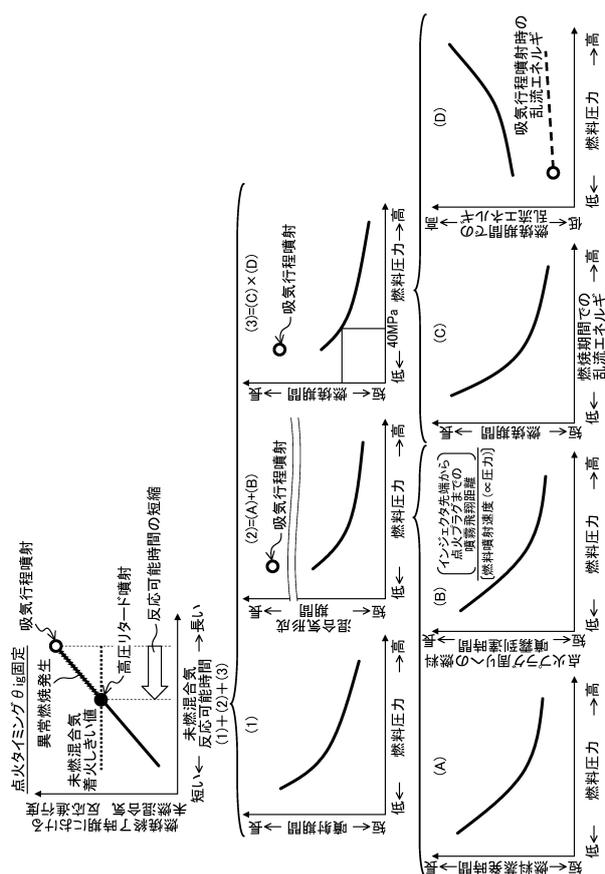
【図4】



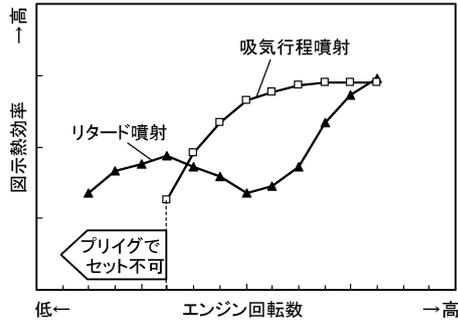
【図5】



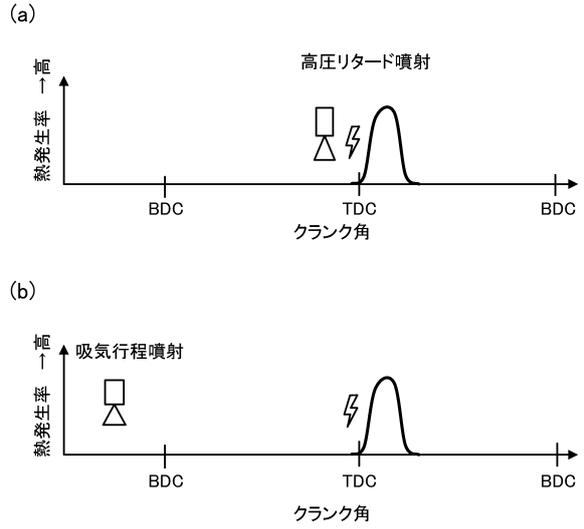
【図6】



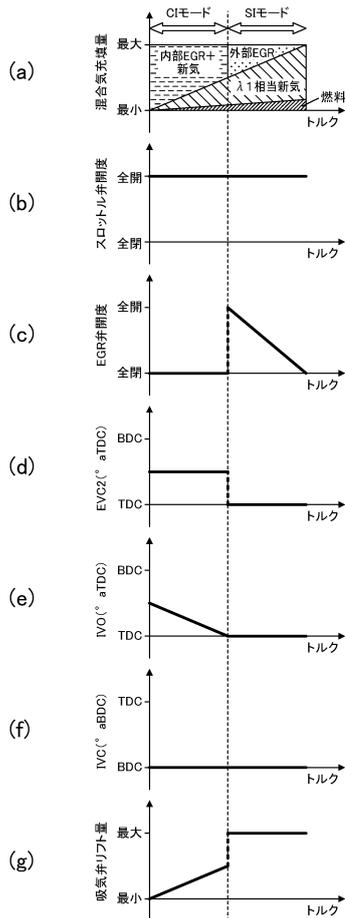
【図7】



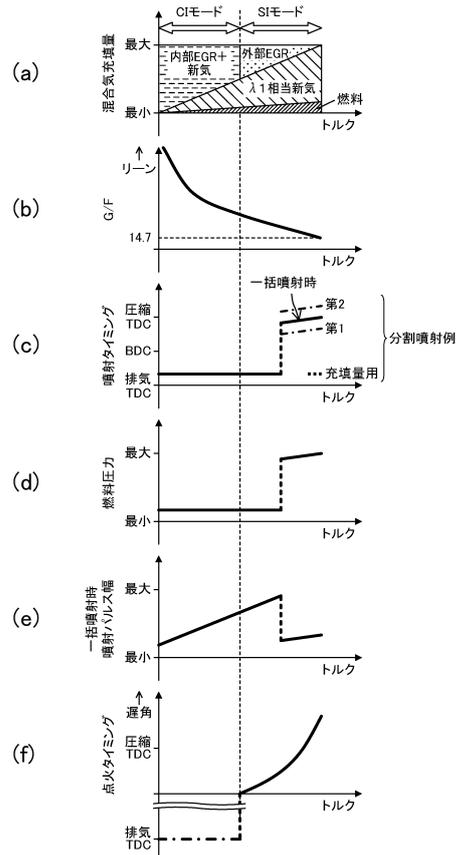
【図8】



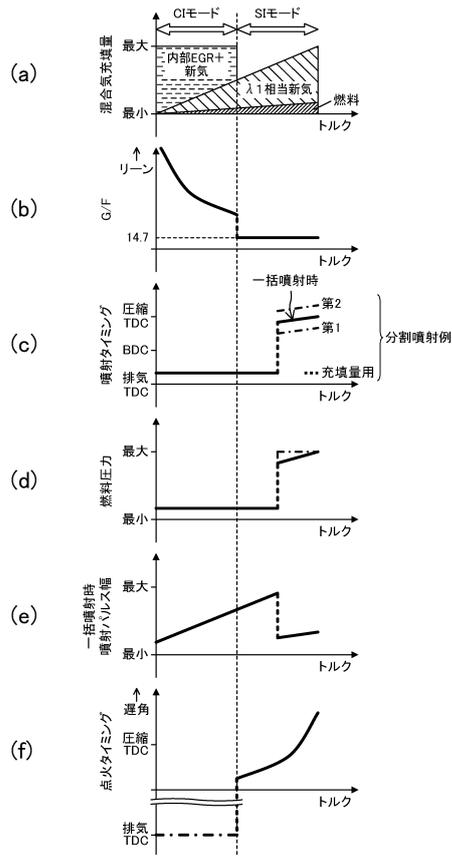
【図9】



【図10】



【図 11】



フロントページの続き

- (72)発明者 渡邊 一豊
広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内
- (72)発明者 栗田 寛之
広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内
- (72)発明者 養祖 隆
広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内

審査官 河端 賢

- (56)参考文献 特開2010-236429(JP,A)
特開2002-339848(JP,A)
特開2002-339780(JP,A)
特開2009-156064(JP,A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F02D 41/00 - 45/00