

(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11月22日(22.11.2018)



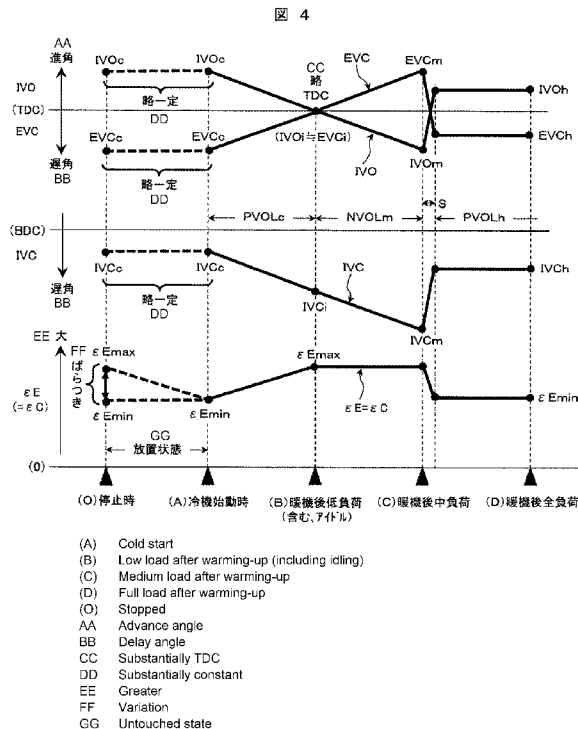
(10) 国際公開番号

WO 2018/211853 A1

- (51) 国際特許分類:
F02D 13/02 (2006.01) *F02D 43/00* (2006.01)
F02D 15/02 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2018/014656
- (22) 国際出願日: 2018年4月6日(06.04.2018)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2017-098584 2017年5月18日(18.05.2017) JP
- (71) 出願人: 日立オートモティブシステムズ株式会社(HITACHI AUTOMOTIVE SYSTEMS, LTD.) [JP/JP]; 〒3128503 茨城県ひたちなか市高場2520番地 Ibaraki (JP).
- (72) 発明者: 中村 信 (NAKAMURA, Makoto); 〒2438510 神奈川県厚木市恩名四丁目7番1号 日立オートモティブシステムズ株式会社内 Kanagawa (JP).
- (74) 代理人: 小林 博通, 外(KOBAYASHI, Hiromichi et al.); 〒1040044 東京都中央区明石町1番29号 掖済会ビル S H I G A 内外国特許事務所内 Tokyo (JP).
- (81) 指定国(表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO,

(54) Title: INTERNAL COMBUSTION ENGINE VARIABLE OPERATION SYSTEM AND CONTROL DEVICE THEREFOR

(54) 発明の名称: 内燃機関の可変動作システム及びその制御装置



(57) Abstract: The present invention comprises: a variable compression ratio mechanism 3 that controls a mechanical compression ratio; and an intake variable valve mechanism 1A that controls the phase during opening/closing of an intake valve. During a cold start, the variable compression ratio mechanism 3 sets a piston position to a position at which a mechanical expansion ratio reaches substantially a minimum, and the intake variable valve mechanism 1A sets the closing timing of the intake valve 4 to near bottom dead center (BDC) and sets the opening timing (IVO) of the intake valve 4 to a



DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JO, KE, KG, KH, 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))

position on an advance angle side beyond top dead center (TDC). Due to these configurations, the temperature of exhaust gas during a cold start of the internal combustion engine can be increased so as to promote the progress of warming-up of an exhaust gas purification catalyst.

(57) 要約: 機械圧縮比を制御する可変圧縮比機構 3、及び吸気バルブの開閉時期の位相を制御する吸気可変動弁機構 1 A を備え、冷機始動時において、可変圧縮比機構 3 によって、ピストン位置を機械膨張比が略最小となる位置に設定し、また、吸気可変動弁機構 1 A によって、吸気バルブ 4 の閉時期が下死点(B D C)付近に設定されると共に、吸気バルブ 4 の開時期(I V O)が上死点(T D C)を越えた進角側の位置に設定される。これらの構成によって、内燃機関の冷機始動時での排気ガスの温度を上昇させて排気ガス浄化用触媒の暖機の進行を促進することができる。

明 細 書

発明の名称： 内燃機関の可変動作システム及びその制御装置

技術分野

[0001] 本発明は内燃機関の可変動作システムに係り、特に４サイクル方式の内燃機関で機械圧縮比(膨張比も含む)を制御する可変圧縮比機構、及びバルブタイミングを制御する可変動弁機構を備えた内燃機関の可変動作システム及びその制御装置に関するものである。

背景技術

[0002] 最近の内燃機関においては、内燃機関の幾何学的な圧縮比及び膨張比、つまり機械圧縮比及び機械膨張比を可変制御する可変圧縮比機構と、実圧縮比を左右する、吸気バルブ、及び排気バルブのバルブタイミング(開閉時期)を可変制御する可変動弁機構との組み合わせによって、内燃機関の動作性能を改善することが提案されている。ここで、可変圧縮比機構は、例えば、特開 2002-276446 号公報(特許文献 1)等に記載されているものが知られている。

[0003] また、「CO₂-potential of a two-stage VCR system in combination with future gasoline powertrains」(非特許文献 1)においては、図 13～図 14 に機械圧縮比マップが示されており、これによれば低負荷になるほど機械圧縮比を高めている。これは、低負荷ほどノック発生の問題が低減するので、機械圧縮比を大きくすることができ、それに付随して機械膨張比(＝機械圧縮比)も大きくさせることができ、結果的に内燃機関の熱効率高めることができる。このため、始動時においても、機械圧縮比は最大機械圧縮比(＝最大機械膨張比)付近になっていると推測される。始動時に機械圧縮比を大きくすることは圧縮上死点の温度が高まり、始動時における燃焼を改善して良好な始動性に繋げることができる。

先行技術文献

特許文献

[0004] 特許文献1：特開2002-276446号公報

非特許文献

[0005] 非特許文献1：CO₂-potential of a two-stage VCR system in combination with future gasoline powertrains (33. Internationales Wiener Motorensymposium 2012)

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0006] ところで、内燃機関を冷機始動する冷機始動時において、非特許文献1では機械圧縮比を最大機械圧縮比に設定しているため、機械膨張比も最大となって内燃機関から排出される排気ガスの温度が低下する現象が発生する。このため、排気管の途中に設けられている排気ガス浄化用触媒の暖機が進みにくく、排気ガス浄化用触媒での排気有害成分の転化率が低くなってしまうことになる。その結果、排気ガス浄化用触媒を経た後のテールパイプから排出される排気ガス中の排気有害成分の排出量が増加するという課題がある。

[0007] 本発明の目的は、内燃機関の冷機始動時での排気ガスの温度を上昇させて排気ガス浄化用触媒の暖機の進行を促進することができる新規な内燃機関の可変動作システム及びその制御装置を提供することにある。

課題を解決するための手段

[0008] 本発明の特徴は、少なくとも、4サイクル方式の内燃機関で機械圧縮比及び機械膨張比を制御する可変圧縮比機構、及び吸気バルブの開閉時期の位相を制御する吸気側可変動弁機構を備え、冷機始動時において、可変圧縮比機構によって、ピストン位置を機械膨張比が略最小となる位置に設定し、また、吸気側可変動弁機構によって、暖機後低負荷時に比べて、吸気バルブの閉時期を下死点付近に設定すると共に、吸気バルブの開時期を上死点前の進角側となる位置に設定する、ところにある。

発明の効果

[0009] 本発明によれば、冷機始動時において機械膨張比が小さくなることによる

排気ガスの温度の上昇が図れ、早期に排気ガス浄化用触媒の暖機を行なって排気有害成分の転化効率を向上できるので、排気ガス中の排気有害成分の排出量を低減できる。

[0010] また、これに加え、吸気バルブの閉時期が下死点に近いことから有効圧縮比を大きくでき、燃焼改善効果を高めることができる。その結果、機関本体からの排気有害成分自体の発生量を低減でき、上述の排ガス浄化用触媒での排気有害成分の転化率の向上と併せ、更にテールパイプから排出される排気ガス中の排気有害成分を低減できるようになる。

図面の簡単な説明

[0011] [図1]本発明に係る内燃機関の可変動作システムの全体概略図である。

[図2A]本発明に使用される可変圧縮比機構の構成を示し、最小機械圧縮比（最小機械膨張比）に制御されている状態を示す構成図である。

[図2B]本発明に使用される可変圧縮比機構の構成を示し、最大機械圧縮比（最大機械膨張比）に制御されている状態を示す構成図である。

[図3A]本発明の第1の実施形態になる可変動作システムの吸気バルブと排気バルブの制御特性を説明する説明図である。

[図3B]図3Aに示す吸気バルブと排気バルブの制御特性をリフト特性線で描いたリフト特性線図である。

[図4]本発明の第1の実施形態になる内燃機関の可変動作システムの主要なパラメータの制御特性を説明する特性図である。

[図5A]本発明の第1の実施形態になる内燃機関の可変動作システムの機関停止移行時における制御を実行する制御フローチャートである。

[図5B]本発明の第1の実施形態になる内燃機関の可変動作システムの始動時からの制御を実行する制御フローチャートである。

[図6]本発明の第2の実施形態に使用される可変圧縮比機構によるピストン位置の制御値の一例を示す説明図である。

[図7]本発明の第2の実施形態になる内燃機関の可変動作システムの主要なパラメータの制御特性を説明する特性図である。

発明を実施するための形態

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

実施例 1

[0013] 本発明の第1の実施形態になる内燃機関の可変動作システムについて説明するが、図1は本発明が適用される内燃機関の可変動作システムの全体の構成を示している。

[0014] まず、内燃機関の可変動作システムの基本構成を図1に基づいて説明すると、シリンダブロックS B内に形成されたシリンダボア内を燃焼圧力などによって上下に摺動自在に設けられたピストンO1と、シリンダヘッドS Hの内部にそれぞれ形成された吸気ポートI P及び排気ポートE Pと、シリンダヘッドS Hに摺動自在に設けられて吸、排気ポートI P、E Pの開口端を開閉する一気筒当たりそれぞれ一对の吸気バルブ4及び排気バルブ5とを備えている。

[0015] ピストンO1は、クランクシャフトO2に後述するロアリンク42とアッパリンク43とからなるコンロッドO3を介して連結されていると共に、冠面とシリンダヘッドS Hの下面との間に燃焼室O4を形成している。また、シリンダヘッドS Hのほぼ中央には、点火栓O5が設けられている。

[0016] 吸気ポートI Pは、図示しないエアクリーナと接続されており、電制スロットルバルブ72を介して吸入空気が供給されている。電制スロットルバルブ72は、コントローラ22によって制御されており、基本的にはアクセルペダルの踏込量に対応してその開度が制御されるものである。また、排気ポートE Pは、排気ガス浄化触媒74を介してテールパイプから排気ガスを大気に放出している。

[0017] 更に、この内燃機関には、図1に示すように吸気バルブ4と排気バルブ5の開弁特性を制御する吸気側可変動弁機構、排気側可変動弁機構、及びピストン位置特性を制御する可変圧縮比機構とが備えられている。

[0018] 吸気側には、吸気バルブ4のバルブリフトの中心位相角を制御する「位相角可変機構」である吸気側可変動弁機構（以下、吸気側VTC機構と表記する）1Aが設けられ、また、排気側には、排気バルブ5のバルブリフトの中心位相角を制御する「位相角可変機構」である排気側可変動弁機構（以下、排気側VTC機構と表記する）1Bが設けられている。更に、筒内の機械圧縮比 ε_C 、及び機械膨張比 ε_E を制御する「ピストンストローク可変機構」である可変圧縮比機構（以下、VCR機構と表記する）3が設けられている。尚、このVCR機構3では、機械圧縮比 ε_C 、及び機械膨張比 ε_E は共に同じ値に設定する構成となっている。

[0019] 吸気側VTC機構1A、及び排気側VTC機構1Bは、位相制御用油圧アクチュエータ2A、2Bを備えており、油圧によって吸気バルブ4と排気バルブ5の開閉時期を制御する構成となっている。位相制御用油圧アクチュエータ2A、2Bへの油圧供給は、コントローラ22からの制御信号に基づき、図示しない油圧制御部によって制御されている。この位相制御用油圧アクチュエータ2A、2Bへの油圧制御によって、リフト特性の中心位相 θ が遅角側、或いは進角側に制御される。

[0020] つまり、リフト特性の全体の曲線自体は変わらずに、全体が進角側もしくは遅角側に移動される。また、この移動変化も連続的に得ることができる。吸気側VTC機構1A、及び排気側VTC機構1Bとしては、油圧式のものに限られず、電動モータや電磁式アクチュエータを利用したものなど、種々の構成が可能である。

[0021] 尚、吸気側VTC機構1Aにおいては、油圧ポンプからの油圧供給が有る場合、及び油圧供給が無い場合の両方において、デフォルト位置である「最進角位置」付近に付勢スプリング等により機械的に制御されるのである。従って、電気系に断線故障等があった場合にも、メカニカルフェールセーフの効果を備えているものである。したがって、後述するが、内燃機関が停止されている状態では、吸気バルブは「最進角位置」付近に設定されることになる。

[0022] 同様に、排気側VTC機構1Bにおいても、油圧ポンプからの油圧供給がある場合、及び油圧供給が無い場合の両方において、デフォルト位置である「最遅角位置」付近に付勢スプリング等により機械的に制御されるのである。従って、電気系に断線故障等があった場合にも、メカニカルフェールセーフの効果を備えているものである。したがって、後述するが、内燃機関が停止されている状態では、排気バルブは「最遅角位置」付近に設定されることになる。

[0023] これらの吸気側VTC機構1A、及び排気側VTC機構1Bは、本出願人が出願した、特開2011-220349号公報等に詳細に記載されているので、ここでは、これ以上の説明は省略する。

[0024] コントローラ(=制御手段)22は、現在の内燃機関の回転数 N_e (rpm)をクランク角から検出するクランク角センサからの出力信号や、エアフローメータからの吸入空気量(負荷)、その他、アクセル開度センサ、車速センサ、ギア位置センサ、機関本体の温度を検出する機関冷却水温センサ31、更には大気湿度センサから吸気管内の湿度などの各種情報信号から現在の機関状態を検出している。そして、コントローラ22は、吸気側VTC機構1Aに対して吸気VTC制御信号を出力し、排気側VTC機構1Bに対して排気VTC制御信号を出力する。

[0025] 次に、VCR機構3について図1、図2A、及び図2Bを用いて説明する。尚、図2Aは、最小機械圧縮比での圧縮上死点のピストン位置を示し、図2Bは、最大機械圧縮比での圧縮上死点のピストン位置を示している。また、排気上死点の位置についても、最小機械圧縮比、及び最大機械圧縮比の両方とも、排気上死点のピストン位置は図2A、図2Bに示す圧縮上死点のピストン位置と一致している。

[0026] このVCR機構3は、クランク角360°で1サイクルとなる機構なので、原理的に圧縮上死点のピストン位置と排気上死点のピストン位置とは一致するようになっている。また、同様の理由で、吸気下死点のピストン位置と膨張下死点のピストン位置も一致する。これは、吸気下死点のピストン位置が

ら圧縮上死点のピストン位置に至る間の圧縮ストロークと、圧縮上死点のピストン位置から膨張下死点のピストン位置に至る間の膨張ストロークも常に一致することを意味する。したがって、機械圧縮比 ε_C と機械膨張比 ε_E も原理的に一致 ($\varepsilon_C = \varepsilon_E$) するものである。

[0027] VCR機構3は、先に従来技術として述べた特許文献1に記載されたものと同様な構成である。その構造を簡単に説明すると、クランクシャフト02は、複数のジャーナル部40とクランクピン部41とを備えており、シリンダブロックSBの主軸受に、ジャーナル部40が回転自在に支持されている。クランクピン部41は、ジャーナル部40から所定量だけ偏心しており、ここに第2リンクとなるロアリンク42が回転自在に連結されている。ロアリンク42は、左右の2部材に分割可能に構成されているとともに、略中央の連結孔にクランクピン部41が嵌合している。

[0028] 第1リンクとなるアッパリンク43は、下端側が連結ピン44によりロアリンク42の一端に回転可能に連結され、上端側がピストンピン45によりピストン01に回転可能に連結されている。第3リンクとなるコントロールリンク46は、上端側が連結ピン47によりロアリンク42の他端に回転可能に連結され、下端側が制御シャフト48を介して機関本体の一部となるシリンダブロックSBの下部に回転可能に連結されている。

[0029] 制御シャフト48は、回転可能に機関本体に支持されていると共に、その回転中心から偏心している偏心カム部48aを有し、この偏心カム部48aにコントロールリンク46の下端部が回転可能に嵌合している。制御シャフト48は、コントローラ22からの制御信号に基づき、電動モータを用いた圧縮比制御アクチュエータ49によって回転位置が制御される。

[0030] このような複リンク式ピストンクランク機構を用いたVCR機構3においては、制御シャフト48が圧縮比制御アクチュエータ49によって回転されると、偏心カム部48aの中心位置、特に、機関本体に対する相対位置が変化する。これにより、コントロールリンク46の下端の揺動支持位置が変化する。そして、コントロールリンク46の揺動支持位置が変化すると、ピ

ストン 01 のストローク位置やストローク量 S_1 、 S_2 が変化し、図 2 A、図 2 B に示すように、ピストン上死点におけるピストン 01 の位置が高くなったり低くなったりする。これにより、機械圧縮比 (ϵ_C)、及び機械膨張比 (ϵ_E) を変えることが可能となる。

[0031] 補足すると、図 2 A に示す最小機械圧縮比 (ϵ_{Cmin}) の位置では、偏心カム部 48a が上方を向いており、これにより、コントロールリンク 46 を押し上げ、ロアリンク 42 を反時計方向に回動させ、もってアッパリンク 43 を引き下げることでピストン 01 の位置を引き下げるのである。一方、図 2 B に示す最大機械圧縮比 (ϵ_{Cmax}) の位置では、偏心カム部 48a が左側方を向いており、これにより、コントロールリンク 46 を相対的に引き下げ、ロアリンク 42 を時計方向に回動させ、もってアッパリンク 43 を押し上げることでピストン 01 の位置を押し上げるのである。

[0032] この機械圧縮比 (ϵ_C) は、ピストン 01 のストロークによる燃焼室の容積変化のみで決まる幾何学的な圧縮比であって、ピストン 01 の吸気行程下死点における筒内容積とピストン 01 の圧縮行程上死点における筒内容積の比である。図 2 A は最小機械圧縮比の状態を示し、図 2 B は最大機械圧縮比の状態をそれぞれ示しているが、これらの間で圧縮比を連続的に変化させることができる。

[0033] ここで、ピストン圧縮上死点における筒内容積を V_0 、行程容積を V としたとき、ピストン下死点における筒内容積は「 $V_0 + V$ 」となるので、機械圧縮比 (ϵ_C) は、「 $\epsilon_C = (V_0 + V) / V_0 = V / V_0 + 1$ 」と表せる。この考え方から、図 2 A に示す最小機械圧縮比 ϵ_{Cmin} (= 最小機械膨張比 ϵ_{Emin}) は、「 $\epsilon_{Cmin} = V_1 / V_{01} + 1$ 」(例えば、 $\epsilon_{Cmin} = 9$) となり、図 2 B に示す最大機械圧縮比 ϵ_{Cmax} (= 最大機械膨張比 ϵ_{Emax}) は、「 $\epsilon_{Cmax} = V_2 / V_{02} + 1$ 」(例えば、 $\epsilon_{Cmax} = 15$) となる。

[0034] ところで、上述した「発明が解決しようとする課題」にあるように、内燃機関を冷機始動する冷機始動時において、非特許文献 1 では機械圧縮比 (ϵ_C)

)を最大機械圧縮比(ε_{Cmax})に設定しているため、機械膨張比(ε_E)も最大機械膨張比(ε_{Emax})となって、内燃機関から排出される排気ガスの温度が低下する現象が発生する。このため、排気管の途中に設けられている排気ガス浄化用触媒の暖機が進みにくく、排気ガス浄化用触媒での排気有害成分の転化率が低くなってしまうことになる。その結果、排気ガス浄化用触媒を経た後のテールパイプから排出される排気ガス中の排気有害成分の排出量が増加するという課題がある。

[0035] このような課題を解決するため、本実施形態では、冷機始動時において、VCR機構3によって、ピストン位置を機械膨張比が略最小となる位置に設定し、また、吸気可変動弁機構1Aによって、暖機後低負荷に比べて、吸気バルブ4の開閉時期を下死点付近に設定すると共に、吸気バルブ4の開閉時期を上死点前で進角側となる位置に設定する、という構成を提案するものである。

[0036] 次に、このよう吸気側VTC機構1A、排気側VTC機構1B、及びVCR機構3を有する内燃機関における、冷機始動時での吸気側VTC機構1A、排気側VTC機構1B、及びVCR機構3の制御動作について説明する。

[0037] 図3Aは、本実施形態になる吸気側VTC機構1Aと排気側VTC機構1Bによる、吸気バルブ4と排気バルブ5の開閉時期の制御特性を示しており、更に、図3Bは、吸気バルブ4と排気バルブ5の制御特性のリフト特性線を示している。以下、図3A、図3Bを用いて、「冷機始動時」、暖機後アイドルを含む「暖機後低負荷時」、「暖機後中負荷時」、及び「暖機後高負荷時」での、吸気バルブ4と排気バルブ5の開閉時期について説明する。

[0038] [(A)冷機始動時] 冷機始動時においては、上述したように吸気側VTC機構1Aにおいては、吸気バルブ4はデフォルト位置である最進角位置付近に制御される。したがって、吸気バルブ4の開時期(IVO_c)、及び閉時期(IVC_c)は最進角位置付近に設定される。

[0039] 同様に、排気側VTC機構1Bにおいては、排気バルブ5はデフォルト位置である最遅角位置付近に制御される。したがって、排気バルブ5の開時期(EXO_c)、及び閉時期(EXC_c)は最遅角位置付近に設定される。

E V O c)、及び閉時期(E V C c)は最遅角位置付近に設定される。

[0040] この状態で、吸気バルブ4と排気バルブ5のバルブオーバーラップは、吸気バルブ4と排気バルブ5が共に開弁されている、ポジティブバルブオーバーラップの状態とされ、そのポジティブバルブオーバーラップの位相角度は、ポジティブバルブオーバーラップ(P V O L c)に設定されている。

[0041] [(B)暖機後低負荷時] 内燃機関が運転を継続して暖機された暖機後低負荷時においては、吸気側V T C機構1 Aの位相制御用油圧アクチュエータ2 Aによって、吸気バルブ4は遅角側に制御される。したがって、吸気バルブ4の開時期(I V O i)、及び閉時期(I V C i)は最進角位置に比べて所定角度だけ遅角位置に設定される。

[0042] 同様に、排気側V T C機構1 Bの位相制御用油圧アクチュエータ2 Bによって、排気バルブ5は進角側に制御される。したがって、排気バルブ5の開時期(E V O i)、及び閉時期(E V C i)は最遅角位置に比べて所定角度だけ進角位置に設定される。

[0043] この状態で、吸気バルブ4と排気バルブ5のバルブオーバーラップは「略0」に設定されている。ここで、バルブオーバーラップは完全に「0」とはならず、制御上で問題とならない程度のバルブオーバーラップ(ポジティブバルブオーバーラップ、或いは後述するネガティブバルブオーバーラップ)を含んでも良いものである。

[0044] [(C)暖機後中負荷] 暖機後中負荷時においては、吸気側V T C機構1 Aの位相制御用油圧アクチュエータ2 Aによって、吸気バルブ4は「(B)暖機後低負荷時」の場合より更に遅角側に制御される。したがって、吸気バルブ4の開時期(I V O m)、及び閉時期(I V C m)は「暖機後低負荷時」に比べて所定角度だけ更に遅角位置に設定される。

[0045] 同様に、排気側V T C機構1 Bの位相制御用油圧アクチュエータ2 Bによって、排気バルブ5は更に「(B)暖機後低負荷時」の場合より進角側に制御される。したがって、排気バルブ5の開時期(E V O m)、及び閉時期(E V C m)は「(B)暖機後低負荷時」に比べて所定角度だけ更に進角位置に設定され

る。

[0046] この状態で、吸気バルブ4と排気バルブ5のバルブオーバーラップは、吸気バルブ4と排気バルブ5が共に閉弁されている、ネガティブバルブオーバーラップの状態とされ、そのネガティブバルブオーバーラップの位相角度は、ネガティブバルブオーバーラップ(NVOL_m)に設定されている。

[0047] [(D)暖機後高負荷] 暖機後高負荷時においては、吸気側VTC機構1Aの位相制御用油圧アクチュエータ2Aによって、吸気バルブ4は「(C)暖機後中負荷時」の場合より上死点(TDC)を越えて進角側に制御される。したがって、吸気バルブの開時期(IVO_h)、及び閉時期(IVC_h)は「(C)暖機後中負荷時」に比べて所定角度だけ進角位置に戻されて設定される。

[0048] 同様に、排気側VTC機構1Bの位相制御用油圧アクチュエータ2Bによって、排気バルブ5は「(C)暖機後中負荷時」の場合より上死点(TDC)を越えて遅角側に制御される。したがって、排気バルブの開時期(EVO_h)、及び閉時期(EVC_h)は「(C)暖機後中負荷時」に比べて所定角度だけ遅角位置に戻されて設定される。

[0049] この状態で、吸気バルブと排気バルブのバルブオーバーラップは、吸気バルブ4と排気バルブ5が共に開弁されている、ポジティブバルブオーバーラップの状態とされ、そのポジティブバルブオーバーラップの位相角度は、ポジティブバルブオーバーラップ(PVOL_h)に設定されている。

[0050] この「(D)暖機後高負荷時」のポジティブオーバーラップ(PVOL_h)は、「(A)冷機始動時」のポジティブバルブオーバーラップ(PVOL_c)に比べて小さい位相角度に設定され、「PVOL_c>PVOL_h」の関係を有している。

[0051] このように、吸気バルブの開時期(IVO)は進角側を基準にすると、「IVO_c>IVO_h>IVO_i>IVO_m」の関係を有している。同様に、作動角が同じであるので、吸気バルブの閉時期(IVC)も、「IVC_c>IVC_h>IVC_i>IVC_m」の関係を有している。

[0052] 一方、排気バルブの開時期(EVO)は遅角側を基準にすると、「EVO_c

「 $EVO_h > EVO_i > EVO_m$ 」の関係を有している。同様に、作動角が同じであるので、排気バルブの閉時期($EV C$)も、「 $EV C_c > EV C_h > EV C_i > EV C_m$ 」の関係を有している。

[0053] 次に、上述した運転領域での変化に対応した吸気側VTC機構1A、排気側VTC機構1B、及びVCR機構3の制御動作を、内燃機関の停止時から全負荷に至るまで運転領域毎に説明する。図4は第1の実施形態になる可変動作システムの主要なパラメータである、吸気バルブ4の開時期(IVO)、排気バルブ5の閉時期($EV C$)、吸気バルブ4の閉時期($IV C$)、機械膨張比 εE (=機械圧縮比 εC)の制御特性を示したものである。

[0054] [(O)停止時]内燃機関が運転状態から機関停止条件になると、燃料カット、点火カット等の制御が行われて内燃機関の駆動燃焼トルクも失われ、内燃機関の回転数 N_e は低下していく。その際、内燃機関の停止時には、吸気側VTC機構1A、及び排気側VTC機構1Bは、機械的安定位置である上述のデフォルト位置に安定していくようになる。具体的には、図3A、図3Bに示した吸気バルブ4の開閉時期(IVO_c 、 $IV C_c$)及び排気バルブ5の開閉時期(EVO_c 、 $EV C_c$)に略一致する位置へと安定移行することになる。

[0055] このように、内燃機関が停止され後に放置されて(冷却水の温度は低下)次の始動を迎える前に、吸気側VTC機構1A、及び排気側VTC機構1Bは、冷機始動に適した、吸気バルブ4の開閉時期(IVO_c 、 $IV C_c$)付近、及び排気バルブ5の開閉時期(EVO_c 、 $EV C_c$)付近に移行させる。

[0056] 一方、VCR機構3は、図2A、図2Bに示すように、圧縮比制御アクチュエータ49はウォーム機構のような非可逆性の強い減速機構であり、また、復帰用の付勢スプリングも特に設けられておらず、内燃機関の回転低下に伴い、特定のデフォルト位置に安定移行することはないものである。そして、停止条件に至る直前の機械膨張比($\varepsilon E = \varepsilon C$)の位置付近で内燃機関の停止を迎え、停止条件に至る直前の機械膨張比 εE (=機械圧縮比 εC)の位置に応じて、内燃機関の停止時の機械膨張比 εE (=機械圧縮比 εC)が概ね決

まることになる。したがって、その機械膨張比 $\varepsilon E = (\text{機械圧縮比 } \varepsilon C)$ は、図4の εE で示す、「 $\varepsilon E_{\max}$ 」～「 $\varepsilon E_{\min}$ 」の間でばらつくことになる。

[0057] ここで、内燃機関の停止時には、上述のように吸気バルブ4の開閉時期($I V O$ 、 $I V C$)及び排気バルブ5の開閉時期($E V O$ 、 $E V C$)は、吸気バルブ4の開閉時期($I V O_c$ 、 $I V C_c$)及び排気バルブ5の開閉時期($E V O_c$ 、 $E V C_c$)と略一致するデフォルト位置になっている。このため、始動時の制御変換量が僅かで済むので変換応答時間を極めて短縮できる上に、変換に要する所要エネルギー(油圧エネルギー)も抑制できる。

[0058] 特に、本実施形態のように、デフォルト位置で機械的な固定機能を備える締結ピンで固定している場合には、機関停止時の吸気バルブ4及び排気バルブ5の開閉時期と、冷機始動の吸気バルブ4及び排気バルブ5の要求開閉時期($I V O_c$ 、 $I V C_c$ 、 $E V O_c$ 、 $E V C_c$)とを一致させることができるので、始動の最初から適切なバルブ開閉時期に設定でき、また、必要とする駆動エネルギーも少なくできるので、油圧アクチュエータであっても問題ない始動制御が可能となる。

[0059] 一方、VCR機構3は、内燃機関の停止時の位置が前述のようにばらついているので、冷機始動に適した最小の機械膨張比($\varepsilon E_{\min} = \varepsilon C_{\min}$)に素早く変換するには、大きな出力を持った電動アクチュエータが必要になる。その結果、変換に必要なエネルギー(電力)は過大なものとなってしまう、また、変換応答性も悪化しがちである。

[0060] しかしながら、本実施形態においては、吸気側VTC機構1A、及び排気側VTC機構1Bの冷機始動時の状態では、殆ど駆動エネルギーを消費しなくて済むので、VCR機構3に限って大型の電動アクチュエータを用いることで、変換応答機能を満足させることが可能となっている。

[0061] [(A)冷機始動時] そして、機関始動条件(キーオン)になりクランキングが開始されて、そのクランキング回転数が所定回転数に達すると、VCR機構3も目標の最小の機械膨張比($\varepsilon E_{\min} = \varepsilon C_{\min}$)に変換されたと

して、始動燃焼制御を開始する。具体的には、燃料噴射制御、点火制御などが開始されて始動燃焼を開始するものである。

[0062] なお、ここで(A)冷機始動時として図4などで示される「 εE_{min} 」とは、クランキングを終了して始動燃焼する時点の機械膨張比を示している。すなわち、クランキング開始初期のばらついた「 εE_{max} 」～「 εE_{min} 」ではなく、クランキングを終了して始動燃焼する時点の機械膨張比のことである。

[0063] そして、この εE_{min} の場合は、良好な冷機始動性、特に良好な排気ガス中の排気有害成分の低減性能を得ることができる。すなわち、VCR機構3によって機械膨張比(εE)が最小となるピストン位置に制御され、更に、吸気側VTC機構1Aによって吸気バルブ4の閉時期(IVC_c)が、下死点(BDC)を越えているものの下死点(BDC)側の最進角位置に制御されると共に、吸気バルブ4の開時期(IVO_c)が、上死点(TDC)を越えた最進角の位置に制御されている。

[0064] これによれば、VCR機構3によって略最小の機械膨張比(εE_{min})に制御されているので、膨張仕事が多くその分だけ排気ガスの温度が相対的に高くなる。これにより排気管に設けられた排気ガス浄化用触媒74を早期に暖機でき、排気ガス浄化用触媒74の転化効率を向上することができる。

[0065] また、吸気側VTC機構1Aによって吸気バルブ4の閉時期(IVC_c)が、下死点(BDC)を越えた付近の近い位置に制御されるので、有効圧縮比が向上して燃焼改善効果を高めることができる。その結果、内燃機関の排気ガス中の排気有害成分自体を低減でき、上述の排ガス浄化用触媒での排気有害成分の転化率の向上と併せ、更にテールパイプから排出される排気ガス中の排気有害成分を低減することができる。

[0066] 更に、吸気バルブ4の開時期(IVO_c)から、上死点(TDC)に至るまでの間、排気行程末期の未燃HCや未燃PM(粒子状物質)を多く含む燃焼ガスが、ピストンに押し上げられることにより吸気系に戻されて、吸気系を攪拌することにより燃焼改善効果をさらに高めることが可能となる。これに加

えて、未燃HCや未燃PMを含む燃焼ガスは次の吸気行程で再度筒内に導入されるので、未燃HCや未燃PMが再燃焼されることで、内燃機関の排気ガス中の排気有害成分を更に低減することができる。

[0067] 尚、一般的なVCR機構では機械膨張比(ϵE)を小さく設定すると、付随的に機械圧縮比(ϵC)も小さく設定されるので、燃焼の悪化を伴う恐れがある。そこで、本実施形態では、吸気側VTC機構1Aによって吸気バルブ4の閉時期(IVC)を、下死点(BDC)を越えているものの下死点(BDC)付近の最進角位置に設定して有効圧縮比を向上し、更に、吸気バルブ4の開時期(IVO)を、上死点(TDC)を越えた最進角側の位置に設定して、吸気系攪拌による燃焼改善効果で上述燃焼悪化分を相殺するという格別の補完効果を持たせている。

[0068] 更に、排気バルブ5の閉時期(EVC)を、可変できる範囲における最進角位相より所定角だけ遅角させ、上死点(TDC)を越えた遅角側の閉時期(EVCc)に制御されている。尚、本実施形態では最遅角位置に設定されている。

[0069] これによれば、上死点(TDC)から閉時期(EVCc)に至る間、排気ポート側の高温燃焼ガスをピストン下降作動によって筒内に吸い戻すことができ、これによる筒内加熱効果により燃焼を改善でき、内燃機関からの排気有害成分の発生を更に低減することができる。また、排気ポート側の吸い戻された高温燃焼ガスに含まれる高濃度HCを次の燃焼行程で再燃焼でき、その面からも更に内燃機関からの排気有害成分の発生を更に低減することができる。

[0070] 次に、異なるメカニズムによるVCR機構3の別の効果であるが、冷機始動時には上述のように略最小の機械膨張比 $\epsilon E_{min}(=\epsilon C_{min})$ に制御されるが、図2Aに示すように、ピストンの圧縮上死点位置が最も低い位置となっている。これによって、冷機始動時に筒内燃料噴射弁から噴射された燃料噴霧がピストン冠面に付着しにくく、これによって排気行程末期の未燃HCや未燃PMの発生を抑制でき、内燃機関からの排気有害成分の発生を更に低減することができる。特に、筒内に直接噴射される筒内直噴式内燃機関

では、圧縮行程噴射を行った場合に、この効果が大きくなるものである。

[0071] このように、本実施例では、多岐にわたった諸効果により、冷機始動時の排気有害物質充分低減できるのである。

[0072] [(B)暖機後低負荷時] 次に、内燃機関の暖機が進み冷却水の温度が所定温度に達すると、冷機始動時における排気有害成分が問題となる領域は脱したとして、燃費を重視したモードに切り替わる。そして、暖機後に負荷が上昇していくと、この負荷に対応して吸気側VTC機構1A、排気側VTC機構1B、及びVCR機構3によって、吸気バルブ4の開閉時期(IVO、IVC)、排気バルブ5の開閉時期(EVO、EVC)、及び機械膨張比 $\varepsilon E (= \varepsilon C)$ が図4(B)に示すように制御される。

[0073] すなわち、アイドルを含む暖機後の低負荷では燃費の良い最大機械膨張比 $\varepsilon E_{max} (= \varepsilon C_{max})$ で運転を行なうことになる。この最大機械膨張比 $\varepsilon E_{max} (= \varepsilon C_{max})$ は可変できる範囲で最も大きな機械膨張比(εE)である。

[0074] ここで、燃費が良くなる理由は、機械膨張比(εE)が大きくなると、同じ燃料噴射量でも膨張仕事が増加するので、熱効率が上がるためである。このように、同じ燃料噴射量だと機関トルクが増大することになるので、機関トルクを維持するために吸気側VTC機構1Aを遅角制御することにより、吸気バルブ4の閉時期(IVC)を下死点(BDC)から遅角側に移動して、閉時期(IVCc)から閉時期(IVCi)に変更している。したがって、この吸気バルブ閉時期制御により新気の充填効率を下げることで、その分だけ燃焼噴射量を低減して燃費を向上することが可能となる。

[0075] ここで、このように吸気バルブ4の閉時期(IVC)を下死点(BDC)から遅角側に移動して閉時期(IVCc)から閉時期(IVCi)に変更することにより、いわゆるアトキンソンサイクル効果(ポンプ損失低減効果)も加わり、一層の燃費向上を図ることができる。

[0076] 尚、本実施形態では、併せて排気側VTC機構1Bによって、排気バルブ5の開閉時期(EVOi、EVCi)を進角側に制御している。上述のVCR

機構 3 によって機械膨張比(εE)を大きくしているので、膨張行程末期の下死点(BDC)より少し手前で筒内に僅かな筒内負圧が発生してくる傾向がある。筒内に負圧が発生すると、この負圧はピストンの下降動作を阻害するように働き、別なポンプ損失(膨張行程末期のポンプ損失)となる。

[0077] そこで、排気側VTC機構 1 Bによって排気バルブ 5 の開時期(EVO)を開時期(EVOi)まで早めることで、筒内負圧が発生する前に排気バルブ 5 を開いて膨張行程末期のポンプ損失を抑制して燃費を向上するようにしている。

[0078] ところで、吸気側VTC機構 1 A、排気側VTC機構 1 Bによって、排気バルブ 5 の閉時期(EVCi)と、吸気バルブ 4 の開時期(IVOi)とのバルブオーバーラップは「略 0」に制御されている。これにより、不活性ガスであるところの内部 EGR ガス量を抑制でき、暖機後のアイドルで発生しがちな低負荷域の燃焼の不安定化も十分に抑制することができる。

[0079] また、ここで燃費の良いリーンバーン燃焼を行う場合を想定してみると、リーン混合気の充填量を内部 EGR が低下した分だけ増量することが可能となり、リーンバーン燃焼での限界トルクを高負荷側にシフトできるので、リーンバーン燃焼領域を拡大できてその面から燃費を低減することができる。

[0080] [(C)暖機後中負荷] 暖機後低負荷から更に負荷が上昇していくと、この負荷上昇に対応して吸気側VTC機構 1 A、排気側VTC機構 1 B、及びVCR機構 3 によって、吸気バルブ 4 の開閉時期(IVO、IVC)、排気バルブ 5 の開閉時期(EVO、EVC)、及び機械膨張比 $\varepsilon E (= \varepsilon C)$ が図 4 (C)に示すように制御される。

[0081] 尚、中負荷に達すると、VCR機構 3 によるピストン位置の変換は抑制されて、大きな機械膨張比 $\varepsilon E_{max} (= \varepsilon C_{max})$ を維持しながら、吸気側VTC機構 1 Aによって吸気バルブ 4 の開閉時期(IVO、IVC)を遅角し、また排気側VTC機構 1 Bによって排気バルブ 5 の開閉時期(IVO、IVC)を進角させる制御を行なうものである。

[0082] これによって、図 3 A、図 3 B、図 4 に示すように、排気バルブ 5 の閉時

期(EVC_m)と吸気バルブ5の開時期(IVO_m)との間に大きなネガティブバルブオーバーラップ($NVOL_m$)区間が生じるようになる。ネガティブバルブオーバーラップ($NVOL_m$)が生じると、高温燃焼ガスが筒内に封じ込まれることになる。

[0083] このネガティブバルブオーバーラップ($NVOL_m$)は、吸気系に戻した燃焼ガスを再吸入するポジティブバルブオーバーラップ($PVOL$)による筒内残留燃焼ガスとは異なり、吸気攪拌効果はないものの筒内残留燃焼ガスの絶対温度が高いという特徴を有している。このため、筒内残留燃焼ガスの容積膨張があり、その分だけ新気の吸入比率(充填効率)が減少する傾向にあるため、所定の機関トルクを得るためにスロットル開度をより大きく開くことから中負荷域でのポンプ損失が十分に低減できるようになる。

[0084] 更に、吸気バルブ4の閉時期(IVC)が閉時期(IVC_i)から閉時期(IVC_m)に更に遅角されるので、いわゆるアトキンソンサイクル効果(ポンプ損失低減効果)も一層増加し、一層の燃費向上を図ることができる。

[0085] また、吸気バルブ4の閉時期(IVC_m)が遅閉じとなるため、有効圧縮比が低減されることによって耐ノック性を向上することができる。これによって、低負荷から中負荷へと負荷が増加したにも拘らず、大きな機械圧縮比 $\epsilon_{Cmax}(=\epsilon_{Emax})$ を維持できるので高い熱効率を得ることができ、結果的に中負荷域において良好な燃費を得ることができる。

[0086] [(D)暖機後高負荷] 暖機後中負荷から更に負荷が上昇していくと、この負荷上昇に対応して吸気側VTC機構1A、排気側VTC機構1B、及びVCR機構3によって、吸気バルブ4の開閉時期(IVO 、 IVC)、排気バルブ5の開閉時期(EVO 、 EVC)、及び機械膨張比 $\epsilon_E(=\epsilon_C)$ が図4(C)～(D)に示すように制御される。

[0087] 暖機後中負荷から暖機後高負荷へと移行すると、機械圧縮比 $\epsilon_C(=\epsilon_E)$ は減少方向に制御される。これは、高負荷側に負荷が上昇すると耐ノック性が急激に悪化するので、機械圧縮比 $\epsilon_C(=\epsilon_E)$ を負荷の上昇に対応させて急減させるようにしている。例えば、中負荷の状態から更に機関トルク(負荷

) S が増加すると、機械圧縮比 $\varepsilon_C (= \varepsilon_E)$ は、最大機械圧縮比 $\varepsilon_{C \max} (= \varepsilon_{E \max})$ から略最小の機械圧縮比 $\varepsilon_{C \min} (= \varepsilon_{E \min})$ まで急激に減少するように制御される。

[0088] ここで、耐ノック性を上げる手法として、従来のように点火時期を遅角する手法もあるが、これは燃焼による熱発生時期が遅れて熱効率の顕著な低下を伴うし、排気ガスの温度が過度に上昇して、排気ガス浄化用触媒 74 の熱劣化を生じて排気有害成分の転化効率が低下する、すなわち排気ガス浄化用触媒 74 の耐久性が悪化するという不具合を生じる。したがって、負荷の上昇と共に略最小の機械圧縮比 $\varepsilon_{C \min} (= \varepsilon_{E \min})$ に迄小さくすることで、点火時期の遅角をおさえノックの発生を抑制しながら、所望の機関トルクを発生させることができる。

[0089] また、本実施形態では、負荷の増加に伴って吸気側 VTC 機構 1A によって吸気バルブ 4 を進角側に制御して吸気バルブ 4 の閉時期 (IVCh) を下死点 (BDC) にやや近づけている。これは、要求される負荷の増加に伴って充填効率を高める必要があり、そのために吸気バルブ 4 の閉時期 (IVCh) を下死点 (BDC) にやや近づける (やや進角する) ようにしている。そして、更なる負荷の増加に対しては、スロットル開度を大きくし、全負荷 (アクセル開度が全開) ではスロットル開度を全開としている。

[0090] また、中負荷からの負荷の増加に伴って、吸気側 VTC 機構 1A によって吸気バルブ 4 の開時期 (IVO h) をやや進角し、一方、排気側 VTC 機構 1B によって排気バルブ 5 の閉時期 (EVC h) をやや遅角する。その結果、上述したネガティブバルブオーバーラップ (NVOL m) から、ポジティブバルブオーバーラップ (PVOL h) に急変する。

[0091] ネガティブバルブオーバーラップ (NVOL) に設定すると、筒内に高温燃焼ガスが封じ込まれるため、混合気の温度が高くなって高負荷においてはノックが発生しやすくなる。このため、ポジティブバルブオーバーラップ (PVOL) に変更して、燃焼ガスを吸気系 (比較的冷たい) に戻してから筒内に再度吸入することで、混合気の温度をネガティブバルブオーバーラップ (N

VOL)に比べて低くでき、機械圧縮比(ε_{Cmin})を小さくしたことで相俟ってノックの発生を抑制することができる。

[0092] 一方、更に負荷を増加していくとノックの発生の危険性が高まるが、ポジティブバルブオーバーラップ(PVOL)の場合は、負荷の増加(吸気管負圧減少)に伴って燃焼ガスが筒内から吸気ポート側に吸い戻されにくくなるので、結果として次の行程に吸気ポート側から筒内に吸入される既燃焼ガス量が減少していき、その分だけ耐ノック性が向上される。その結果、更なる負荷の増加に対応して機械圧縮比(ε_{Cmin})をさらに小さくしなくても、言い換えれば略一定の機械圧縮比(ε_{Cmin})であっても、耐ノック性の要求を満たせるようになる。

[0093] 次に、上述した図4に示す制御特性を実行するための制御フローを図5A、図5Bに基づき簡単に説明する。この制御フローは、例えば10ms毎の起動タイミングでコントローラ22に内蔵されているマイクロコンピュータで実行されるものである。

[0094] 図5Aには、内燃機関を停止する停止移行時に、吸気側VTC機構1A、排気側VTC機構1B、及びVCR機構3の停止位置を設定する制御フローを示している。

[0095] 《ステップS10》まず、ステップS10においては、内燃機関を停止する機関停止情報や、内燃機関の運転条件情報を読み込む。内燃機関を停止する機関停止情報としては、代表的にはキーオフ信号があり、また、内燃機関の運転条件情報を示す信号としては数多くあるが、本実施形態では、内燃機関の回転数情報、吸気量情報、水温情報、要求負荷情報(アクセル開度)等があり、更に吸気側VTC機構1Aや排気側VTC機構1Bの実位置情報等がある。このステップS10で各種情報を読み込むとステップS11に移行する。

[0096] 《ステップS11》ステップS11においては、機関停止移行条件かどうかを判断する。この判断は、例えば、キーオフ信号を監視しておけばよく、キーオフ信号が入力されないとエンドに抜けて次の起動タイミングを待つこ

となる。一方、キーオフ信号が入力されると、機関停止移行条件と判断してステップS 1 2に移行する。

[0097] 《ステップS 1 2》ステップS 1 2においては、内燃機関を停止するために燃料カット信号を燃料噴射弁に送り、また点火カット信号を点火装置に送る。これによって内燃機関の回転数 N_e が低下していき、内燃機関が停止されるようになる。

[0098] 《ステップS 1 3》ステップS 1 3においては、吸気側VTC機構1 A、排気側VTC機構1 Bにデフォルト位置に移行するように、変換制御信号を吸気側VTC機構1 Aの位相制御用油圧アクチュエータ2 A、排気側VTC機構1 Bの位相制御用油圧アクチュエータ2 Bに出力する。つまり、次の始動に対応するために、図4の「(O)機関停止時」の開閉時期特性になるように制御するものである。実際には、変換制御信号を遮断すれば機械的にデフォルト位置に戻る構成となっている。

[0099] したがって、吸気バルブ4の開時期(IVO)は開時期(IVO_c)付近に設定され、また、吸気バルブ4の閉時期(IVC)は閉時期(IVC_c)付近に設定され、排気バルブ5の閉時期($EV C$)は閉時期($EV C_c$)付近に設定されるものである。

[0100] また、VCR機構3による機械膨張比(εE)は、停止される時の内燃機関の状態に依存し、内燃機関の停止条件に至る直前の機械膨張比(εE)の位置に応じて、内燃機関の停止時の機械膨張比(εE)が概ね決まることになる。これは、VCR機構3が機械的に安定するデフォルト位置を持たないためである。したがって、「 εE_{max} 」～「 εE_{min} 」の間の停止移行開始する時点の位置にばらついて設定されることになる。これも、実際には、VCR機構3変換制御信号を遮断すれば良い。吸気側VTC機構1 A、排気側VTC機構1 B、及びVCR機構3による設定が終了するとエンドに抜けて次の内燃機関の始動を待つことになる。

[0101] 次に、この状態から内燃機関の運転を再開する場合の制御フローを図5 Bに基づき説明する。この制御フローもコントローラ22に内蔵されているマ

イクロコンピュータで実行されるものである。

[0102] 《ステップS20》まず、ステップS20においては、内燃機関を始動する機関始動情報や、内燃機関の運転条件情報を読み込む。内燃機関を始動する機関始動情報としては、代表的にはキーオン信号、或いはスタータ起動信号があり、また、内燃機関の運転条件情報を示す信号としては数多くあるが、本実施形態では、内燃機関の回転数情報、吸気量情報、水温情報、要求負荷情報(アクセル開度)等があり、更に排気側VTC機構1Bや吸気側VTC機構1Aの実位置情報等がある。このステップS20で各種情報を読み込むとステップS21に移行する。

[0103] 《ステップS21》ステップS21においては、機関始動条件かどうかを判断する。この判断は、例えば、キーオン信号、或いはスタータ起動信号を監視しておけばよく、スタータ起動信号が入力されないとリターンに抜けて次の起動タイミングを待つことになる。一方、スタータ起動信号が入力されると、機関始動条件と判断してステップS22に移行する。

[0104] 《ステップS22》ステップS22においては、吸気側VTC機構1A、及び排気側VTC機構1Bにデフォルト位置に移行するように、変換制御信号が吸気側VTC機構1Aの位相制御用油圧アクチュエータ2A、及び排気側VTC機構1Bの位相制御用油圧アクチュエータ2Bに出力される。また、VCR機構3の圧縮比制御アクチュエータ49にも変換制御信号が出力される。つまり、始動に対応するために、図4の「(A)冷機始動時」に示すバルブ開閉時期特性、及びピストン位置特性になるように制御するものである。

[0105] したがって、吸気バルブ4の開時期(IVO)は開時期(IVOc)に設定され、また、吸気バルブ4の閉時期(IVC)は閉時期(IVCc)に設定され、排気バルブ5の閉時期(EVC)は閉時期(EVCc)に設定される。更に、機械膨張比(εE)は機械圧縮比(εE_{min})に設定される。そして、変換制御信号を吸気側VTC機構1Aの位相制御用油圧アクチュエータ2A、及び排気側VTC機構1Bの位相制御用油圧アクチュエータ2Bに出力し、また

、VCR機構3の圧縮比制御アクチュエータ49に変換制御信号を出力すると、ステップS23、ステップS24に移行する。

[0106] 《ステップS23、ステップS24》ステップS23においては、スタータモータによってクランキングを開始し、その後にステップ24にて回転数 N_e が所定クランキング回転数に達したかどうかを判定している。回転数 N_e が所定クランキング回転に達すると、各機構とも目標位置に変換されたとして、ステップS25に移行する。

[0107] 《ステップS25》ステップS25においては、スタータモータの回転に合わせて内燃機関を始動するため燃料噴射弁や点火装置へ駆動信号を供給する。そして、燃料噴射弁や点火装置へ駆動信号を供給により機関が始動するとステップS26に移行する。

[0108] 《ステップS26》ステップS26においては、内燃機関の機関温度(冷却水温度)を検出して所定温度 T_o を超えたかどうかを判断する。所定温度 T_o を超えていなければ冷機状態と判断して、再度ステップS25に戻って実行し、所定温度 T_o を超えるまでこのループを継続する。

[0109] 尚、ステップS25～ステップS26を実行している間(所定温度 T_o に達するまでの間)は、吸気バルブ4の開閉時期(IVO、IVC)、排気バルブ5の閉時期(EVO、EVC)、及び機械膨張比(εE)は、図4(A)に示す通りの動作が行われるようになっている。すなわち、この間、冷機始動運転時にテールパイプから排出される排気エミッション(排気有害成分)が大幅に抑制されるのである。そして、内燃機関の暖機が進行して所定温度 T_o を超えると、冷機状態から暖機が完了したと判断してステップS27に移行する。

[0110] 《ステップS27》ステップS27においては、暖機が完了した時点での変換制御信号が、吸気側VTC機構1Aの位相制御用油圧アクチュエータ2A、及び排気側VTC機構1Bの位相制御用油圧アクチュエータ2Bに出力される。また、VCR機構3の圧縮比制御アクチュエータ49にも変換制御信号が出力される。図4(B)に示す例は、「(B)暖機後低負荷時」の例と

して、暖機後のアイドル状態を示している。

[0111] したがって、吸気バルブ 4 の開時期(I V O)は開時期(I V O i)に設定され、また、吸気バルブ 4 の閉時期(I V C)は閉時期(I V C i)に設定され、排気バルブ 5 の閉時期(E V C)は閉時期(E V C i)に設定される。更に、機械膨張比(εE)は機械膨張比(εE_{max})に設定される。

[0112] そして、変換制御信号を吸気側 V T C 機構 1 A の位相制御用油圧アクチュエータ 2 A、及び排気側 V T C 機構 1 B の位相制御用油圧アクチュエータ 2 B に出力し、また、V C R 機構 3 の圧縮比制御アクチュエータ 4 9 に変換制御信号を出力すると、ステップ S 2 8 に移行する。

[0113] 《ステップ S 2 8》ステップ S 2 8 においては、内燃機関の負荷が暖機後低負荷の領域を超えたかどうかの判断を行なっている。内燃機関の負荷が暖機後低負荷の領域を超えていない場合は、リターンに抜けて次の起動タイミングを待つようになっている。尚、この場合は、「実行フラグ」等を利用してステップ S 2 0 ～ステップ 2 6 の制御ステップを実行することなく、ステップ S 2 7 の制御ステップを実行するようにプログラムが作られている。つまり、ステップ S 2 7 の処理の後に「実行フラグ」を立て、次の起動タイミングでこの「実行フラグ」が立っていると、ステップ S 2 7 に移行するようになっている。

[0114] 一方、ステップ S 2 8 において、内燃機関の負荷が暖機後低負荷の領域を超えていると判断された場合は、ステップ S 2 9 に移行する。

[0115] 《ステップ S 2 9》ステップ S 2 9 においては、負荷に対応した変換制御信号が、吸気側 V T C 機構 1 A の位相制御用油圧アクチュエータ 2 A、及び排気側 V T C 機構 1 B の位相制御用油圧アクチュエータ 2 B に出力される。また、V C R 機構 3 の圧縮比制御アクチュエータ 4 9 にも変換制御信号が出力される。

[0116] 「(C)暖機後中荷時」の場合は、吸気バルブ 4 の開時期(I V O)は開時期(I V O m)に設定され、また、吸気バルブ 4 の閉時期(I V C)は閉時期(I V C m)に設定され、排気バルブ 5 の閉時期(E V C)は閉時期(E V C m)に設

定される。更に、機械膨張比(ϵE)は機械圧縮比(ϵE_{max})に設定される。

[0117] また、「(D)暖機後高荷時」の場合は、吸気バルブ4の開時期(IVO)は開時期(IVO_h)に設定され、また、吸気バルブ4の閉時期(IVC)は閉時期(IVC_h)に設定され、排気バルブ5の閉時期(EVC)は閉時期(EVC_h)に設定される。更に、機械膨張比(ϵE)は機械圧縮比(ϵE_{min})に設定される。

[0118] そして、変換制御信号を吸気側VTC機構1Aの位相制御用油圧アクチュエータ2A、及び排気側VTC機構1Bの位相制御用油圧アクチュエータ2Bに出力し、また、VCR機構3の圧縮比制御アクチュエータ49に変換制御信号を出力すると、エンドに抜けて次の起動タイミングを待つことになる。

[0119] 以上説明した通り、本実施形態によれば、冷間始動時にVCR機構によって、小さな機械膨張比に設定することで、排気ガスの温度を上昇して排気ガス浄化用触媒を早期に暖機して、排気ガス浄化用触媒の転化効率を向上することができる。

[0120] また、吸気側VTC機構によって、吸気バルブの閉時期(IVC)を下死点(BDC)付近に制御することで、有効圧縮比を大きくして燃焼改善効果を高めることができる。その結果、排気ガス中の排気有害成分自体の発生量を低減でき、上述の排ガス浄化用触媒での排気有害成分の転化効率の向上と併せ、更にテールパイプから排出される排気ガス中の排気有害成分を低減できるようになる。

[0121] 更に、吸気バルブの開時期(IVO)から、上死点(TDC)に至るまでの間、排気行程末期の未燃HCや未燃PM(粒子状物質)を多く含む燃焼ガスが、ピストンに押し上げられることにより吸気系に戻されて、吸気系を攪拌することにより燃焼改善効果を更に高めることが可能となる。これに加えて、未燃HCや未燃PMを含む燃焼ガスは次の吸気行程で再度筒内に導入されるので、未燃HCや未燃PMが再燃焼されることで、内燃機関の排気ガス中の

排気有害成分を更に低減することができる。

実施例 2

[0122] 次に本発明の第2の実施形態について説明する。第1の実施形態では、VCR機構による得られる機械圧縮比(εC)と機械膨張比(εE)は夫々等しいものであったが、本実施形態では機械圧縮比(εC)と機械膨張比(εE)を異なる値に制御できるVCR機構を用いている。

[0123] 以下、このVCR機構を説明の都合から「異種VCR機構」と表記する。尚、この異種VCR機構は、本出願人が出願した特開2016-17489号公報等に記載されているので、ここでは詳細な説明を省略する。また、本実施形態では、吸気側VTC機構、及び排気側VTC機構は、第1の実施形態と同様のものが用いられ、同様の動作が行われるものである。したがって、これらの説明も必要がない場合は省略する。

[0124] 本実施形態になる異種VCR機構3による、機械膨張比(εE)と機械圧縮比(εC)との可変範囲を図6に示し、異種VCR機構3の機械膨張比(εE)と機械圧縮比(εC)の変化特性を図7に示している。

[0125] 図6において、制御位置(A)では、最小の機械膨張比(εE_{min})の「9.0」に対して、機械圧縮比は最大機械圧縮比(εC_{max})の「10.5」に設定され、制御位置(B)では、最大の機械膨張比(εE_{max})の「10.0」に対して、機械圧縮比は最小機械圧縮比(εC_{min})の「10.0」と同じ値に設定されている。このように、機械膨張比(εE)と機械圧縮比(εC)は異なっていって設定することができ、しかも、最小の機械膨張比(εE_{min})～最大の機械膨張比(εE_{max})、及び最小の機械圧縮比(εC_{min})～最大の機械圧縮比(εC_{max})の可変範囲で連続的に変更できる構成となっている。尚、この値は例示的なものであり、内燃機関の容量等によって適切な値が選択できる。

[0126] したがって、図6からわかるように、第1の実施形態では、機械膨張比(εE)及び機械圧縮比(εC)は、「 $\varepsilon E_{min} = \varepsilon C_{min}$ 」、「 $\varepsilon E_{max} = \varepsilon C_{max}$ 」の関係であったが、本実施形態では、機械膨張比(εE)及び機

械圧縮比(εC)は、「 $\varepsilon E_{min} < \varepsilon C_{min}$ 」、「 $\varepsilon E_{max} < \varepsilon C_{max}$ 」の関係となっている。また、「 $\varepsilon E_{max} = \varepsilon C_{min}$ 」の関係となっている。

[0127] そして、本実施形態では冷機始動時（制御位置（A））には、実施例1と同様に、機械膨張比(εE)は最小の機械膨張比(εE_{min})に設定されるが、機械圧縮比(εC)は最大の機械圧縮比(εC_{max})に設定されるようになっている。これにより、冷機始動時の始動性や排気有害成分の低減効果は、第1の実施形態に比べて向上することができる。

[0128] すなわち、吸気側VTC機構1Aによって吸気バルブ4の閉時期(IVC_c)は、下死点(BDC)付近に制御されて有効圧縮比が大きくなっているが、これに加えて、異種VCR機構3によって機械圧縮比(εC)そのものが高く設定されているので、総合的な有効圧縮比を更に大きく設定できる。これによって、冷機始動時における燃焼改善効果を高めることができ、その結果、始動燃焼の安定性や、冷機始動時の排気有害成分の浄化性を更に高めることができる。

[0129] もちろん、第1の実施形態と同様に機械膨張比(εE)が最小の機械膨張比(εE_{min})となっているので、排気ガスの温度が上昇して排気ガス浄化用触媒の暖機を促進できることは第1の実施形態と同様である。

[0130] 次に、吸気側VTC機構1A、排気側VTC機構1B、及び異種VCR機構3の制御動作を、内燃機関の停止時から全負荷に至るまで運転領域毎に説明する。図7は第2の実施形態になる可変動作システムの主要なパラメータである、吸気バルブ4の開時期(IVO)、排気バルブ5の閉時期($EV C$)、吸気バルブ4の閉時期($IV C$)、機械膨張比(εE)、機械圧縮比(εC)の制御特性を示したものである。尚、機械膨張比(εE)、機械圧縮比(εC)以外のパラメータは、第1の実施形態と同様である。

[0131] まず、「(O) 停止時」においては、吸気側VTC機構1A、排気側VTC機構1Bは機械的安定位置である上述のデフォルト位置に安定している。具体的には、吸気バルブの開閉時期(IVO_c 、 $IV C_c$)と、排気バルブの開

閉時期(EVO_c 、 $EV C_c$)に略一致する位置へと移行しており、これは第1の実施形態と同様である。

[0132] ここで、異種VCR機構3の方も、第1の実施形態とは異なり、デフォルト位置（前記制御位置（A））に移行して行く。本実施形態の場合は、冷機始動時に有利なように、機械膨張比(ϵE)を最小の機械膨張比(ϵE_{min})に設定するだけでなく、機械圧縮比(ϵC)を最大の機械圧縮比(ϵC_{max})に設定している。

[0133] 次に、「(A)冷機始動時」においては、吸気側VTC機構1Aによって吸気バルブ4の開閉時期(IVO_c 、 $IV C_c$)と、排気側VTC機構1Bによって排気バルブ5の開閉時期(EVO_c 、 $EV C_c$)とに制御される。これは第1の実施形態と同様である。

[0134] 一方、異種VCR機構3の方は、前記制御位置（A）が継続され、最小の機械膨張比(ϵE_{min})と最大の機械圧縮比(ϵC_{max})に制御されている。ここで、機械圧縮比(ϵC)が最大の機械圧縮比(ϵC_{max})に設定されているので、有効圧縮比を更に大きく設定できる。これによって、冷機始動時における燃焼改善効果を高めることができ、その結果、始動燃焼の安定性や、冷機始動時の排気有害成分の浄化性を更に高めることができる。

[0135] 尚、本実施形態の異種VCR機構3について、固定機能を備える締結ピンによってデフォルト位置に固定する構成を採用すると、機関停止時の機械膨張比(ϵE)と機械圧縮比(ϵC)を冷機始動時の要求位置と一致させることができるので、始動時の最初から適切な機械膨張比(ϵE)と機械圧縮比(ϵC)を得ることができる。これによって、副次的であるが、異種VCR機構3の変換に必要とする油圧エネルギーも少なくでき、異種VCR機構3に関しても油圧アクチュエータであっても良好な始動制御が可能になる。ちなみに、第1の実施形態のVCR機構3に関しても、同様に復帰用に付勢スプリングを設け、同様に固定機能を備える締結ピンによってデフォルト位置に固定する構成とすれば、同様の効果を得ることができる。

[0136] 次に、暖機が完了したアイドルを含む「(B)暖機後低負荷時」においては

、図6の制御位置（B）に示すように、機械膨張比(εE)が、最小の機械膨張比(εE_{min})から最大の機械膨張比(εE_{max})に移行し、機械圧縮比(εC)が、最大の機械圧縮比(εC_{max})から最小の機械圧縮比(εC_{min})に移行する。ここで、「(B)暖機後低負荷時」（本実施形態ではアイドル時）においては、最大の機械膨張比(εE_{max})と最小の機械圧縮比(εC_{min})の値は等しく、例えば、「 $\varepsilon E_{max} = \varepsilon C_{min} = 10.0$ 」に設定されている。

[0137] 更に、「(B)暖機後低負荷時」から負荷が上昇しても、「(C)暖機後中負荷時」、「(D)暖機後高負荷時」に示すように、最大の機械膨張比(εE_{max})、最小の機械圧縮比(εC_{min})が維持されて変化しないようになっている。つまり、暖機後は負荷の大きさによらず、平均的な（一般的な）機械圧縮比(εC)及び機械膨張比(εE)に維持される。これによって、負荷（トルク）の急変があった場合でも、これに追従して異種VCR機構3を高応答で変換させる必要がなく、大きな駆動エネルギーを必要とする異種VCR機構3を変換させなくて済むので、変換遅れに起因する過渡性能の不安定化を回避することができる。

[0138] 尚、暖機後の低負荷から高負荷にかけての吸気側VTC機構1Aによる吸気バルブの開閉時期(IVO、IVC)、及び排気側VTC機構1Bによる排気バルブの開閉時期(EVO、EIVC)の変換特性は、第1の実施形態と同様である。したがって、アイドルを含む「(B)暖機後低負荷」では、バルブオーバーラップ量が「略0」に設定され、「(C)暖機後中負荷」では、ネガティブバルブオーバーラップ(NVOL_m)に設定され、「(D)暖機後高負荷」では、ポジティブバルブオーバーラップ(PVOL_h)に設定される。これらの制御による効果は、第1の実施形態と同様であるので説明は省略する。

[0139] 以上の説明からわかる通り、本発明におけるVCR機構は、機械圧縮比と機械膨張比が常に同じ値で制御される形式でも良いし、機械圧縮比と機械膨張比が異なった値に制御できる形式でも良いものである。また、吸気側VTC機構、及び排気側VTC機構は、油圧式の位相可変型でも良いし、電動式

の可変位相型であっても良いものである。更には、リフトを制御できる機構を併設したものを使用しても良いものである。

[0140] 以上述べた通り、本発明は、少なくとも4サイクル方式の内燃機関で機械圧縮比及び機械膨張比を制御する可変圧縮比機構、及び吸気バルブの開閉時期の位相を制御する吸気側可変動弁機構を備え、冷機始動時において、可変圧縮比機構によって、ピストン位置を機械膨張比が略最小となる位置に設定し、また、吸気側可変動弁機構によって、暖機後低負荷時に比べて、吸気バルブの閉時期を下死点付近に設定すると共に、吸気バルブの開時期を上死点前となる位置に設定する、構成を採用したものである。

[0141] これによれば、冷機始動時において機械膨張比が小さくなることによる排気ガスの温度の上昇が図れ、早期に排気ガス浄化用触媒の暖機を行なって排気有害成分転化性能を向上できるので、排気ガス中の排気有害成分の排出量を低減できる。

[0142] また、これに伴って吸気バルブの閉時期が下死点に近いことから有効圧縮比の向上が図れ、燃焼改善効果を高めることができる。その結果、排気ガス中の排気有害成分自体の発生量を低減でき、上述の排ガス浄化用触媒での排気有害成分の転化率の向上と併せ、更にテールパイプから排出される排気ガス中の排気有害成分を低減できるようになる。

[0143] 尚、本発明は上記した実施形態に限定されるものではなく、様々な変形例が含まれる。例えば、上記した実施形態は本発明を分かりやすく説明するために詳細に説明したものであり、必ずしも説明した全ての構成を備えるものに限定されるものではない。また、ある実施形態の構成の一部を他の実施形態の構成に置き換えることが可能であり、また、ある実施形態の構成に他の実施形態の構成を加えることも可能である。また、各実施形態の構成の一部について、他の構成の追加・削除・置換をすることが可能である。

請求の範囲

[請求項1] 少なくとも、4サイクル方式の内燃機関のピストンの位置を変更して機械圧縮比及び機械膨張比を制御する可変圧縮比機構、及び吸気バルブの開閉時期の位相を制御する吸気側可変動弁機構、及び前記可変圧縮比機構と前記吸気側可変動弁機構を制御する制御手段を備え、冷機始動時においては、

前記可変圧縮比機構によって、前記ピストンの位置を機械膨張比が略最小となる位置に設定し、

また、前記吸気側可変動弁機構によって、暖機後低負荷時に比べて、前記吸気バルブの閉時期(IVC)を下死点(BDC)付近に設定すると共に、前記吸気バルブの開時期(IVO)を上死点(TDC)前の進角側となる位置(以下、吸気バルブ始動位置と表記する)に設定することを特徴とする内燃機関の可変動作システム。

[請求項2] 請求項1に記載の内燃機関の可変動作システムにおいて、

前記排気バルブの開閉時期の位相を制御する排気側可変動弁機構を有し、また前記排気側可変動弁機構は前記制御手段によって制御されると共に、冷機始動時においては、

前記排気側可変動弁機構によって、前記排気バルブの閉時期(EVC)を予め定めた最進角位置より所定角だけ遅角させ、上死点(TDC)を越えて遅角した位置(以下、排気バルブ始動位置と表記する)に制御することを特徴とする内燃機関の可変動作システム。

[請求項3] 請求項2に記載の内燃機関の可変動作システムにおいて、

前記可変圧縮比機構の機械膨張比が略最小となる位置は、前記ピストンの圧縮上死点の位置が、前記可変圧縮比機構の可変範囲における最高位置よりも低い位置であることを特徴とする内燃機関の可変動作システム。

[請求項4] 請求項3に記載の内燃機関の可変動作システムにおいて、

前記可変圧縮比機構は、冷機始動時における機械圧縮比と機械膨張

比を同じ値に設定するか、或いは冷機始動時における機械圧縮比を機械膨張比より大きな値に設定することを特徴とする内燃機関の可変動作システム。

- [請求項5] 請求項2に記載の内燃機関の可変動作システムにおいて、
- 前記内燃機関を停止する場合に前記制御手段は、前記可変圧縮比機構、前記吸気側可変動弁機構、及び排気動弁機構への変換制御信号を遮断し、
- 前記変換制御信号が遮断されると前記可変圧縮比機構は、停止される時の機械膨張比を維持するように前記ピストンの位置を設定し、
- 前記変換制御信号が遮断されると前記吸気側可変動弁機構は、前記吸気バルブの開閉時期を前記吸気バルブ始動位置の付近に設定し、
- 前記変換制御信号が遮断されると前記排気側可変動弁機構は、前記排気バルブの開閉時期を前記排気バルブ始動位置の付近に設定することを特徴とする内燃機関の可変動作システム。

- [請求項6] 請求項5に記載の内燃機関の可変動作システムにおいて、
- 前記可変圧縮比機構、前記吸気側可変動弁機構、及び前記排気側可変動弁機構は夫々の位置を機械的な固定機能によって固定されることを特徴とする内燃機関の可変動作システム。

- [請求項7] 請求項1に記載の内燃機関の可変動作システムにおいて、
- 冷機始動後に前記内燃機関の温度が所定温度まで上昇した場合は、
- 前記可変圧縮比機構は、機械膨張比が略最小となる位置から機械膨張比が更に大きくなる位置に前記ピストンの位置を変更し、
- 前記吸気側可変動弁機構は、前記吸気バルブの閉時期（I V C）を、冷機始動時に比べて下死点（B D C）から離れる遅角側に移動させることを特徴とする内燃機関の可変動作システム。

- [請求項8] 4サイクル方式の内燃機関のピストンの位置を変更して機械圧縮比及び機械膨張比を制御する可変圧縮比機構と、吸気バルブの開閉時期の位相を制御する吸気側可変動弁機構と、前記可変圧縮比機構と前記

吸気側可変動弁機構を制御するための制御手段と、を備えた内燃機関の可変動作システムの制御装置であって、冷機始動時においては、

前記制御手段は、

前記ピストンの位置を機械膨張比の可変範囲の最大値より小さい値となる位置に設定するように前記可変圧縮比機構を制御し、

また、暖機後低負荷状態に比べて、前記吸気バルブの閉時期(IVC)を下死点(BDC)付近に設定すると共に、前記吸気バルブの開時期(IVO)を上死点(TDC)前の進角側となる位置に設定するように前記吸気側可変動弁機構を制御することを特徴とする内燃機関の可変動作システムの制御装置。

[請求項9] 請求項8に記載の内燃機関の可変動作システムの制御装置において、

冷機始動後に前記内燃機関の温度が所定温度まで上昇した後の暖機後低負荷状態においては、

前記制御手段は、

冷機始動時の機械膨張比となる位置から機械膨張比が更に大きくなる位置に前記ピストンの位置を変更するように前記可変圧縮比機構を制御し、

また、前記吸気バルブの閉時期(IVC)を、冷機始動時に比べて下死点(BDC)から離れる遅角側に移動させるように前記吸気側可変動弁機構を制御することを特徴とする内燃機関の可変動作システムの制御装置。

[請求項10] 請求項9に記載の内燃機関の可変動作システムの制御装置において、

前記内燃機関の温度が所定温度まで上昇した後の暖機後全負荷状態においては、

前記制御手段は、

前記暖機後低負荷状態の機械膨張比となる位置から機械膨張比が小

さくなる位置に前記ピストンの位置を変更するように前記可変圧縮比機構を制御し、

また、前記吸気バルブの閉時期（I V C）を、前記暖機後低負荷状態に比べて下死点（B D C）に近づく進角側に移動させるように前記吸気側可変動弁機構を制御することを特徴とする内燃機関の可変動作システムの制御装置。

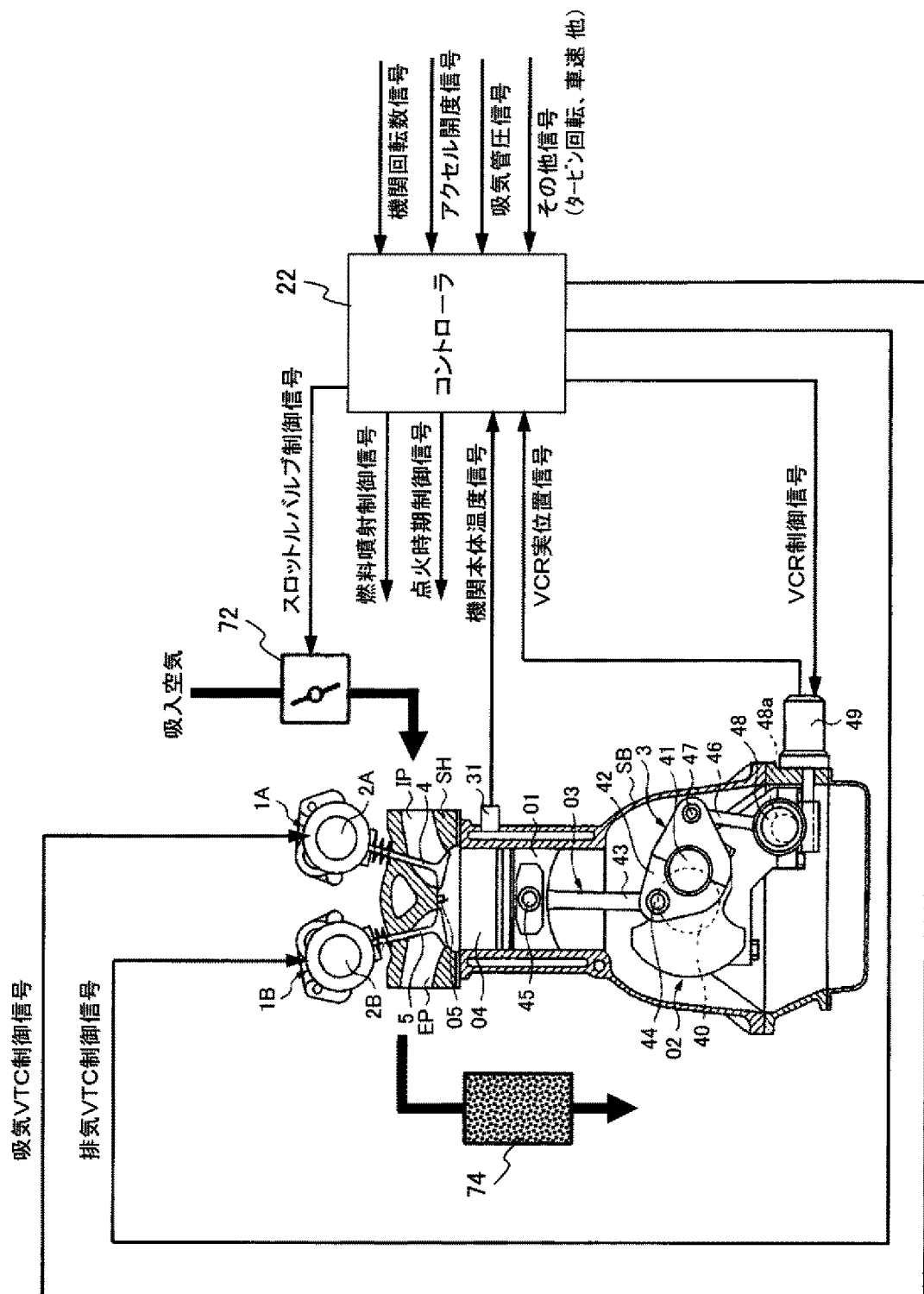
[請求項11] 請求項8に記載の内燃機関の可変動作システムの制御装置において、

前記暖機後低負荷状態は、暖機後のアイドル状態であることを特徴とする内燃機関の可変動作システムの制御装置。

[請求項12] 請求項10に記載の内燃機関の可変動作システムの制御装置において、

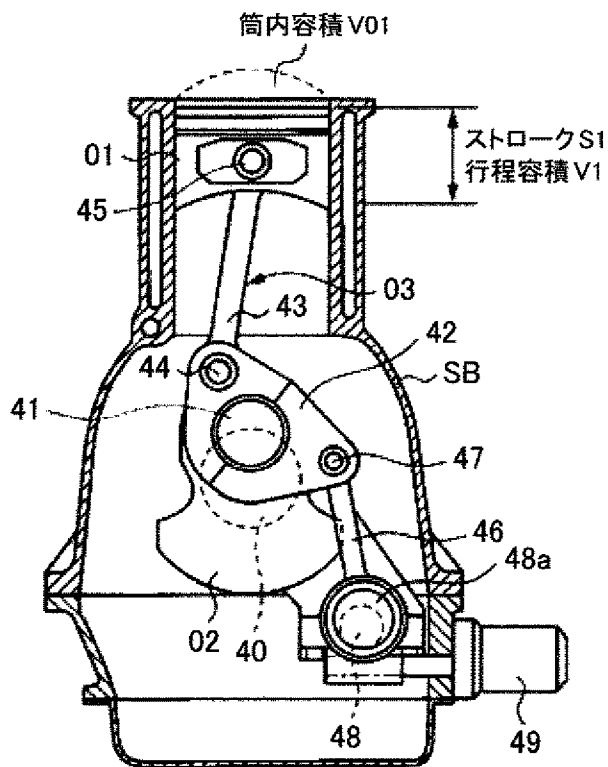
前記暖機後全負荷状態は、アクセル開度が全開状態であることを特徴とする内燃機関の可変動作システムの制御装置。

[図1]



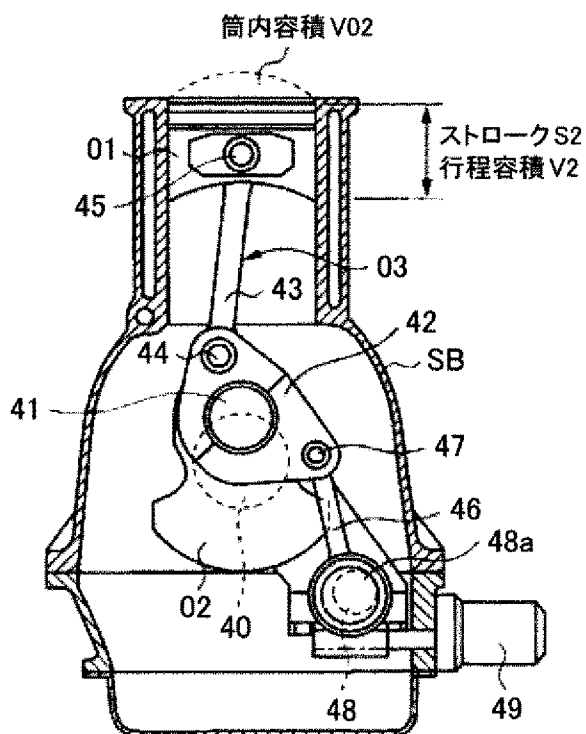
[図2A]

図 2A



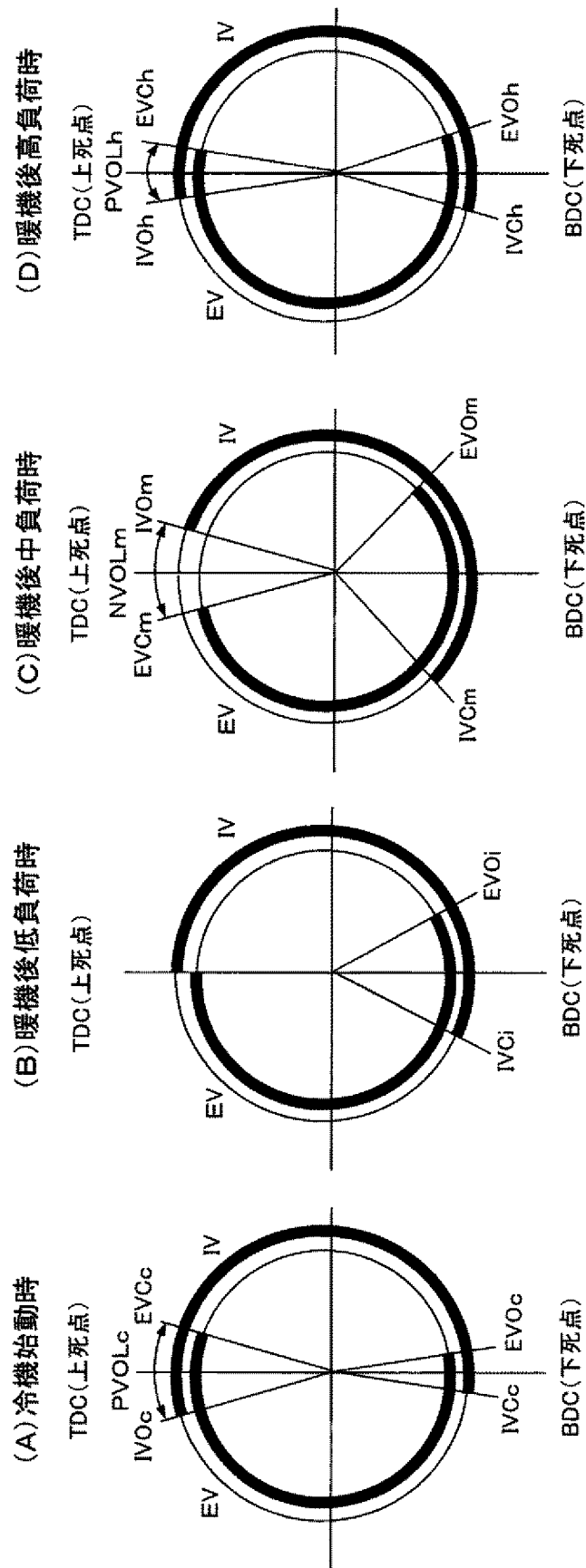
[図2B]

図 2B

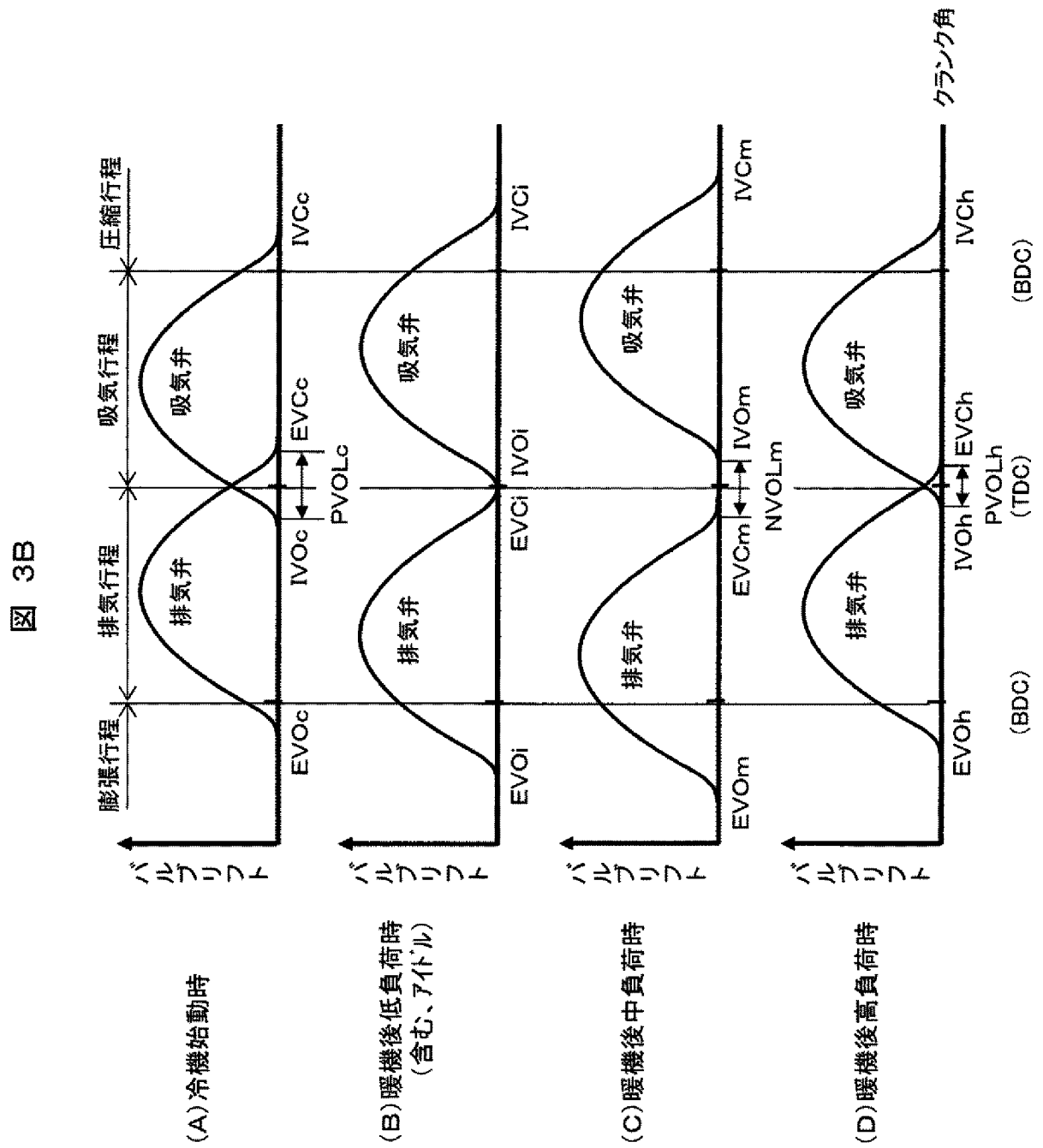


[図3A]

図 3A

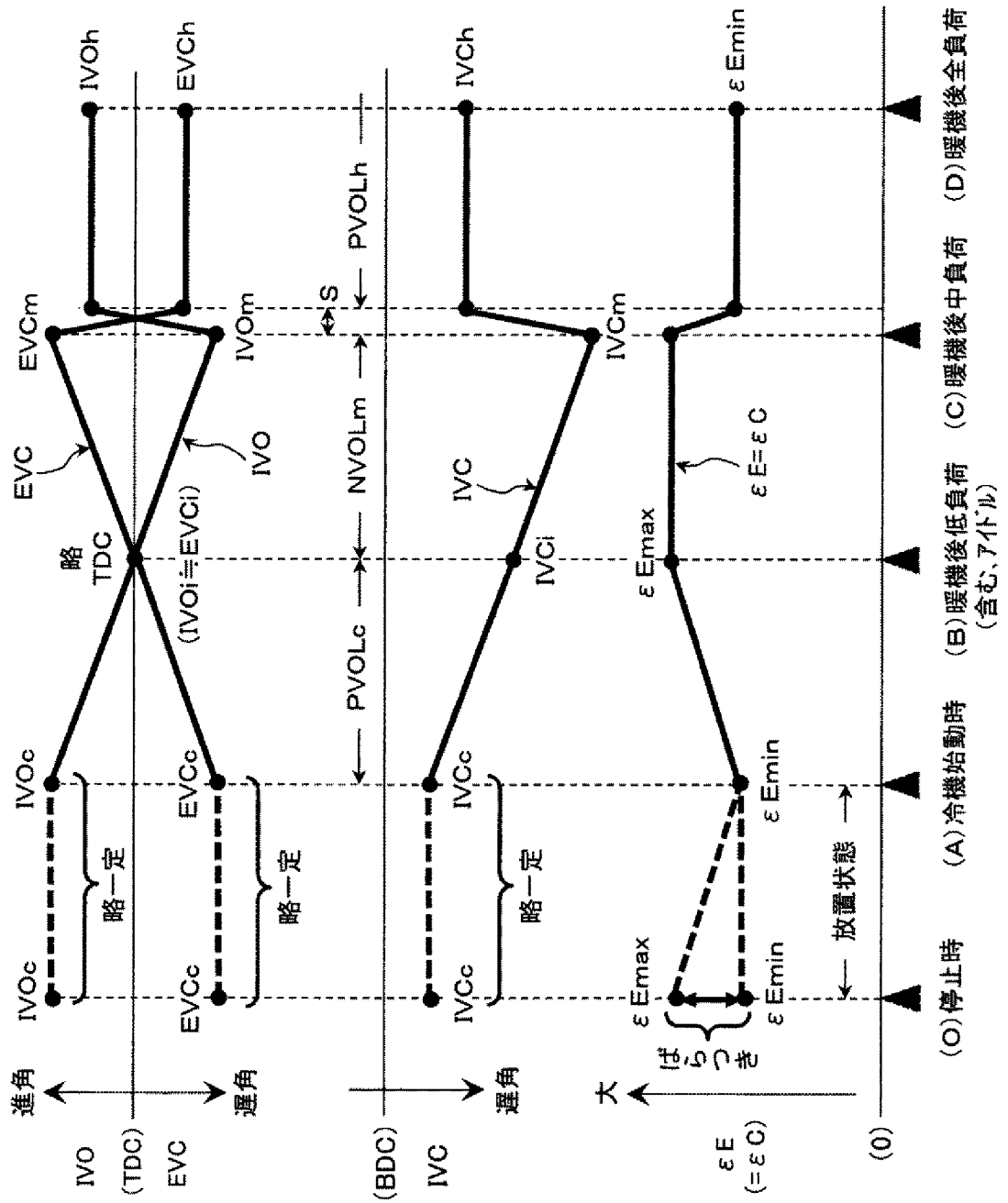


[図3B]



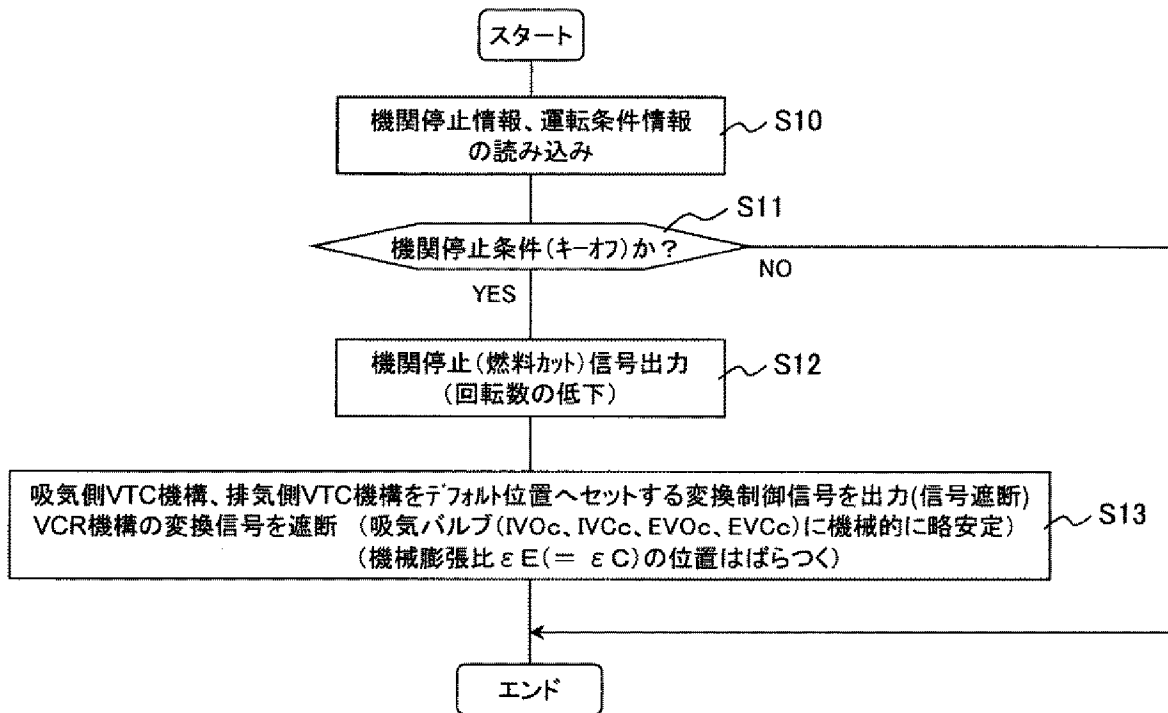
[図4]

図 4



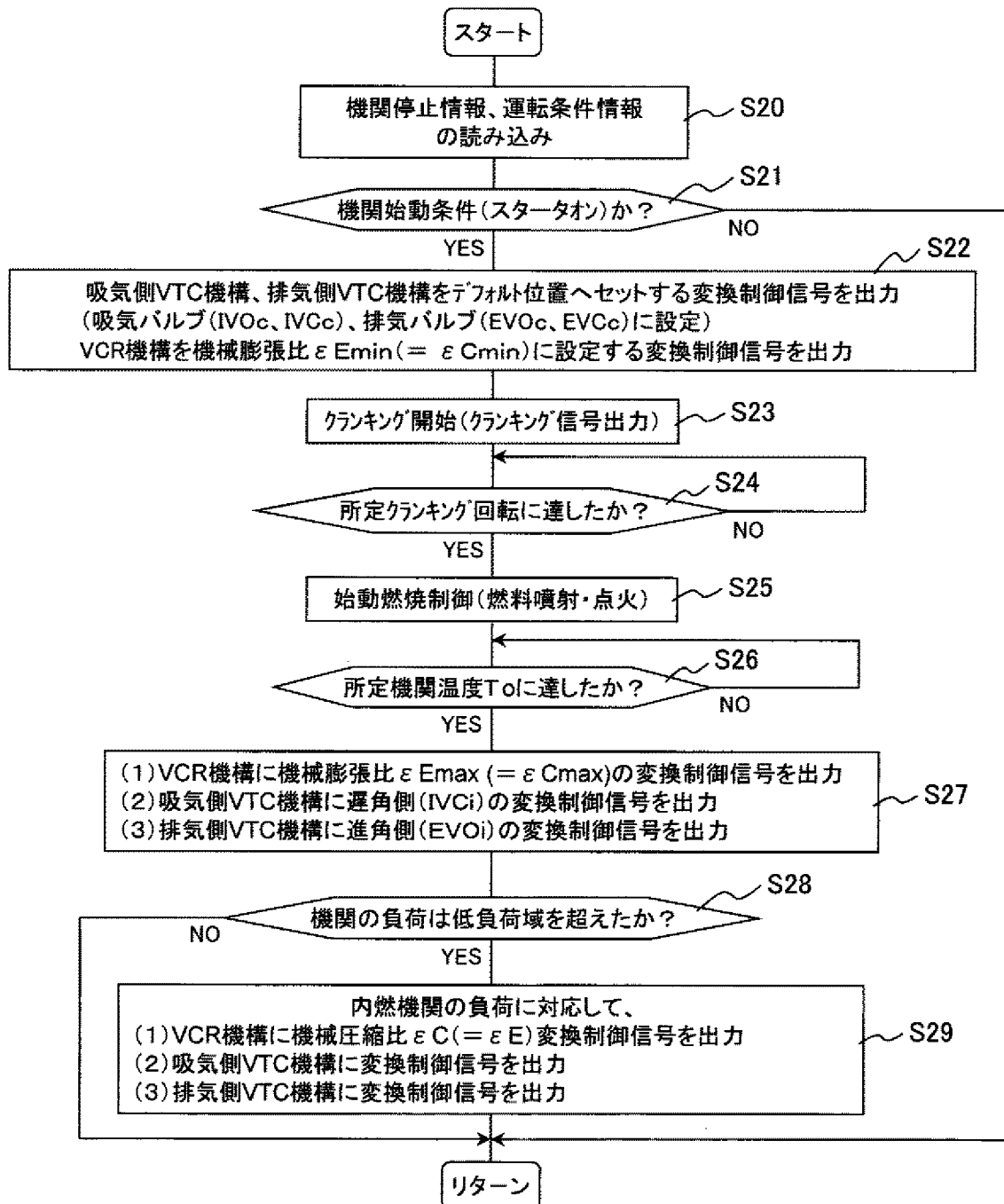
[図5A]

図 5A



[図5B]

図 5B



[図6]

図 6

	機械膨張比 (ε_E)	機械圧縮比 (ε_C)
制御位置 (A)	$\varepsilon_{Emin}=9.0$	$\varepsilon_{Cmax}=10.5$
制御位置 (B)	$\varepsilon_{Emax}=10.0$	$\varepsilon_{Cmin}=10.0$

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2018/014656

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl. F02D13/02 (2006.01)i, F02D15/02 (2006.01)i, F02D43/00 (2006.01)i

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

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl. F02D13/02, F02D15/02, F02D43/00

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

Published examined utility model applications of Japan 1922-1996

Published unexamined utility model applications of Japan 1971-2018

Registered utility model specifications of Japan 1996-2018

Published registered utility model applications of Japan 1994-2018

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

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 2011-220349 A (HITACHI AUTOMOTIVE SYSTEMS, LTD.) 04 November 2011, paragraphs [0010]-[0084], fig. 1-17 (Family: none)	1-12
Y	JP 2008-106609 A (HITACHI, LTD.) 08 May 2008, claims 1-3, paragraphs [0004], [0015]-[0016], [0048]-[0167], fig. 1-30 & US 2008/0097685 A1, claims 1-18, paragraphs [0003], [0006], [0038]-[0160], fig. 1-30 & DE 102007050631 A1	1-12
Y	JP 2010-168939 A (TOYOTA MOTOR CORP.) 05 August 2010, abstract, claim 3, paragraphs [0020]-[0067], fig. 1, 3 (Family: none)	1-12
Y	JP 2016-17489 A (HITACHI AUTOMOTIVE SYSTEMS, LTD.) 01 February 2016, paragraphs [0017], [0019]-[0161], fig. 1-11 (Family: none)	4, 7, 9-10, 12

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

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
26 June 2018 (26.06.2018)

Date of mailing of the international search report
10 July 2018 (10.07.2018)

Name and mailing address of the ISA/
Japan Patent Office
3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,
Tokyo 100-8915, Japan

Authorized officer

Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F02D13/02(2006.01)i, F02D15/02(2006.01)i, F02D43/00(2006.01)i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F02D13/02, F02D15/02, F02D43/00

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2018年
日本国実用新案登録公報	1996-2018年
日本国登録実用新案公報	1994-2018年

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

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
Y	JP 2011-220349 A（日立オートモティブシステムズ株式会社） 2011.11.04, 段落 0010-0084, 図 1-17（ファミリーなし）	1-12
Y	JP 2008-106609 A（株式会社日立製作所）2008.05.08, 請求項 1-3, 段落 0004, 0015-0016, 0048-0167, 図 1-30 & US 2008/0097685 A1, 請 求項 1-18, 段落 0003, 0006, 0038-0160, 図 1-30 & DE 102007050631 A1	1-12
Y	JP 2010-168939 A（トヨタ自動車株式会社）2010.08.05, 要約, 請求 項 3, 段落 0020-0067, 図 1, 3（ファミリーなし）	1-12

C欄の続きにも文献が列挙されている。

パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー	の日の後に公表された文献
「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	「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
「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	「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
「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）	「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
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献	「&」同一パテントファミリー文献
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願	

国際調査を完了した日

26.06.2018

国際調査報告の発送日

10.07.2018

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（I S A / J P）

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官（権限のある職員）

戸田 耕太郎

3Z

9329

電話番号 03-3581-1101 内線 3395

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
Y	JP 2016-17489 A (日立オートモティブシステムズ株式会社) 2016.02.01, 段落 0017, 0019-0161, 図 1-11 (ファミリーなし)	4, 7, 9-10, 12