

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4420105号
(P4420105)

(45) 発行日 平成22年2月24日(2010.2.24)

(24) 登録日 平成21年12月11日(2009.12.11)

(51) Int.Cl.

F 1

F02D 41/04	(2006.01)	F 02 D 41/04	3 1 O D
F02D 43/00	(2006.01)	F 02 D 43/00	3 0 1 K
F02D 13/02	(2006.01)	F 02 D 43/00	3 0 1 Z
F02D 15/04	(2006.01)	F 02 D 13/02	H
		F 02 D 41/04	3 2 O

請求項の数 2 (全 12 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号

特願2007-288976 (P2007-288976)

(22) 出願日

平成19年11月6日 (2007.11.6)

(65) 公開番号

特開2009-114966 (P2009-114966A)

(43) 公開日

平成21年5月28日 (2009.5.28)

審査請求日

平成20年10月17日 (2008.10.17)

前置審査

(73) 特許権者 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(74) 代理人 100099759

弁理士 青木 篤

(74) 代理人 100092624

弁理士 鶴田 準一

(74) 代理人 100102819

弁理士 島田 哲郎

(74) 代理人 100123582

弁理士 三橋 真二

(74) 代理人 100141081

弁理士 三橋 康良

(74) 代理人 100147555

弁理士 伊藤 公一

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】火花点火式内燃機関

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

機械圧縮比を変更可能な可変圧縮比機構と、吸気弁の閉弁時期を制御可能な可変バルブタイミング機構と、吸入空気量を制御するために機関吸気通路内に配置されたスロットル弁とを具備しており、吸気弁の閉弁時期は機関高負荷から機関低負荷まで機関負荷が低くなるにつれて吸気下死点から離れる方向に移動せしめられ、機械圧縮比は機関低負荷運転側では最大機械圧縮比に維持されると共に機関高負荷運転側では実圧縮比が一定となるよう機関負荷が低くなるにつれて増大せしめられ、機械圧縮比が最大機械圧縮比に維持されている負荷領域内に予め定められた負荷が設定されており、機関負荷が低下して機械圧縮比が最大機械圧縮比に達したときの機関負荷と上記予め定められた負荷との間ではスロットル弁が全開状態に保持されており、上記予め定められた負荷よりも負荷の低い領域では機関負荷が低くなるにつれてスロットル弁の開度が小さくされると共に吸気弁の閉弁時期が吸気下死点から離れる方向に移動せしめられ、機械圧縮比が最大機械圧縮比に維持されている負荷領域内では機関負荷が低下するにつれて実圧縮比が低下せしめられる火花点火式内燃機関。

【請求項 2】

上記最大機械圧縮比のときの膨張比が20以上である請求項1に記載の火花点火式内燃機関。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は火花点火式内燃機関に関する。

【背景技術】**【0002】**

機械圧縮比を変更可能な可変圧縮比機構と吸気弁の閉弁時期を制御可能な可変バルブタイミング機構とを具備し、機関中負荷運転時および機関高負荷運転時には過給機による過給作用を行い、かつ機関高負荷運転から中負荷運転に移る際には実圧縮比を一定に保持した状態で機関負荷が低くなるにつれて機械圧縮比を増大すると共に吸気弁の閉弁時期を遅くするようにした火花点火式内燃機関が公知である（例えば特許文献1を参照）。

【特許文献1】特開2004-218522号公報

10

【発明の開示】**【発明が解決しようとする課題】****【0003】**

しかしながらこの特許文献1はスロットル弁の制御について何ら言及していない。

【課題を解決するための手段】**【0004】**

本発明によれば、機械圧縮比を変更可能な可変圧縮比機構と、吸気弁の閉弁時期を制御可能な可変バルブタイミング機構と、吸入空気量を制御するために機関吸気通路内に配置されたスロットル弁とを具備しており、吸気弁の閉弁時期は機関高負荷から機関低負荷まで機関負荷が低くなるにつれて吸気下死点から離れる方向に移動せしめられ、機械圧縮比は機関低負荷運転側では最大機械圧縮比に維持されると共に機関高負荷運転側では実圧縮比が一定となるよう機関負荷が低くなるにつれて増大せしめられ、機械圧縮比が最大機械圧縮比に維持されている負荷領域内に予め定められた負荷が設定されており、機関負荷が低下して機械圧縮比が最大機械圧縮比に達したときの機関負荷と上述の予め定められた負荷との間ではスロットル弁が全開状態に保持されており、上述の予め定められた負荷よりも負荷の低い領域では機関負荷が低くなるにつれてスロットル弁の開度が小さくされると共に吸気弁の閉弁時期が吸気下死点から離れる方向に移動せしめられ、機械圧縮比が最大機械圧縮比に維持されている負荷領域内では機関負荷が低下するにつれて実圧縮比が低下せしめられる。

20

【発明の効果】

30

【0005】

熱効率を向上せしめつつ良好な燃焼を確保する。

【発明を実施するための最良の形態】**【0006】**

図1に火花点火式内燃機関の側面断面図を示す。

図1を参照すると、1はクランクケース、2はシリンダブロック、3はシリンダヘッド、4はピストン、5は燃焼室、6は燃焼室5の頂面中央部に配置された点火栓、7は吸気弁、8は吸気ポート、9は排気弁、10は排気ポートを夫々示す。吸気ポート8は吸気枝管11を介してサージタンク12に連結され、各吸気枝管11には夫々対応する吸気ポート8内に向けて燃料を噴射するための燃料噴射弁13が配置される。なお、燃料噴射弁13は各吸気枝管11に取付ける代りに各燃焼室5内に配置してもよい。

40

【0007】

サージタンク12は吸気ダクト14を介してエアクリーナ15に連結され、吸気ダクト14内にはアクチュエータ16によって駆動されるスロットル弁17と例えば熱線を用いた吸入空気量検出器18とが配置される。一方、排気ポート10は排気マニホールド19を介して例えば三元触媒を内蔵した触媒コンバータ20に連結され、排気マニホールド19内には空燃比センサ21が配置される。

【0008】

一方、図1に示される実施例ではクランクケース1とシリンダブロック2との連結部にクランクケース1とシリンダブロック2のシリンダ軸線方向の相対位置を変化させること

50

によりピストン 4 が圧縮上死点に位置するときの燃焼室 5 の容積を変更可能な可変圧縮比機構 A が設けられており、更に実際の圧縮作用の開始時期を変更可能な実圧縮作用開始時期変更機構 B が設けられている。なお、図 1 に示される実施例ではこの実圧縮作用開始時期変更機構 B は吸気弁 7 の閉弁時期を制御可能な可変バルブタイミング機構からなる。

【0009】

電子制御ユニット 30 はデジタルコンピュータからなり、双方向性バス 31 によって互いに接続された ROM (リードオンリメモリ) 32、RAM (ランダムアクセスメモリ) 33、CPU (マイクロプロセッサ) 34、入力ポート 35 および出力ポート 36 を具備する。吸入空気量検出器 18 の出力信号および空燃比センサ 21 の出力信号は夫々対応する A/D 変換器 37 を介して入力ポート 35 に入力される。また、アクセルペダル 40 にはアクセルペダル 40 の踏込み量 L に比例した出力電圧を発生する負荷センサ 41 が接続され、負荷センサ 41 の出力電圧は対応する A/D 変換器 37 を介して入力ポート 35 に入力される。更に入力ポート 35 にはクランクシャフトが例えば 30° 回転する毎に出力パルスを発生するクランク角センサ 42 が接続される。一方、出力ポート 36 は対応する駆動回路 38 を介して点火栓 6、燃料噴射弁 13、スロットル弁駆動用アクチュエータ 16、可変圧縮比機構 A および可変バルブタイミング機構 B に接続される。

10

【0010】

図 2 は図 1 に示す可変圧縮比機構 A の分解斜視図を示しており、図 3 は図解的に表した内燃機関の側面断面図を示している。図 2 を参照すると、シリンダーブロック 2 の両側壁の下方には互いに間隔を隔てた複数個の突出部 50 が形成されており、各突出部 50 内には夫々断面円形のカム挿入孔 51 が形成されている。一方、クランクケース 1 の上壁面上には互いに間隔を隔てて夫々対応する突出部 50 の間に嵌合せしめられる複数個の突出部 52 が形成されており、これらの各突出部 52 内にも夫々断面円形のカム挿入孔 53 が形成されている。

20

【0011】

図 2 に示されるように一対のカムシャフト 54, 55 が設けられており、各カムシャフト 54, 55 上には一つおきに各カム挿入孔 51 内に回転可能に挿入される円形カム 56 が固定されている。これらの円形カム 56 は各カムシャフト 54, 55 の回転軸線と共に軸をなす。一方、各円形カム 56 間には図 3 においてハッチングで示すように各カムシャフト 54, 55 の回転軸線に対して偏心配置された偏心軸 57 が延びており、この偏心軸 57 上に別の円形カム 58 が偏心して回転可能に取付けられている。図 2 に示されるようにこれら円形カム 58 は各円形カム 56 間に配置されており、これら円形カム 58 は対応する各カム挿入孔 53 内に回転可能に挿入されている。

30

【0012】

図 3 (A) に示すような状態から各カムシャフト 54, 55 上に固定された円形カム 56 を図 3 (A) において実線の矢印で示される如く互いに反対方向に回転させると偏心軸 57 が下方中央に向けて移動するために円形カム 58 がカム挿入孔 53 内において図 3 (A) の破線の矢印に示すように円形カム 56 とは反対方向に回転し、図 3 (B) に示されるように偏心軸 57 が下方中央まで移動すると円形カム 58 の中心が偏心軸 57 の下方へ移動する。

40

【0013】

図 3 (A) と図 3 (B) とを比較するとわかるようにクランクケース 1 とシリンダーブロック 2 の相対位置は円形カム 56 の中心と円形カム 58 の中心との距離によって定まり、円形カム 56 の中心と円形カム 58 の中心との距離が大きくなるほどシリンダーブロック 2 はクランクケース 1 から離れる。シリンダーブロック 2 がクランクケース 1 から離れるとピストン 4 が圧縮上死点に位置するときの燃焼室 5 の容積は増大し、従って各カムシャフト 54, 55 を回転させることによってピストン 4 が圧縮上死点に位置するときの燃焼室 5 の容積を変更することができる。

【0014】

図 2 に示されるように各カムシャフト 54, 55 を夫々反対方向に回転させるために駆

50

動モータ 5 9 の回転軸には夫々螺旋方向が逆向きの一対のウォームギア 6 1 , 6 2 が取付けられており、これらウォームギア 6 1 , 6 2 と噛合する歯車 6 3 , 6 4 が夫々各カムシャフト 5 4 , 5 5 の端部に固定されている。この実施例では駆動モータ 5 9 を駆動することによってピストン 4 が圧縮上死点に位置するときの燃焼室 5 の容積を広い範囲に亘って変更することができる。なお、図 1 から図 3 に示される可変圧縮比機構 A は一例を示すものであっていかなる形式の可変圧縮比機構でも用いることができる。

【 0 0 1 5 】

一方、図 4 は図 1 において吸気弁 7 を駆動するためのカムシャフト 7 0 の端部に取付けられた可変バルブタイミング機構 B を示している。図 4 を参照すると、この可変バルブタイミング機構 B は機関のクランク軸によりタイミングベルトを介して矢印方向に回転せしめられるタイミングブーリ 7 1 と、タイミングブーリ 7 1 と一緒に回転する円筒状ハウジング 7 2 と、吸気弁駆動用カムシャフト 7 0 と一緒に回転しあつ円筒状ハウジング 7 2 に対して相対回転可能な回転軸 7 3 と、円筒状ハウジング 7 2 の内周面から回転軸 7 3 の外周面まで延びる複数個の仕切壁 7 4 と、各仕切壁 7 4 の間で回転軸 7 3 の外周面から円筒状ハウジング 7 2 の内周面まで延びるベーン 7 5 とを具備しており、各ベーン 7 5 の両側には夫々進角用油圧室 7 6 と遅角用油圧室 7 7 とが形成されている。

【 0 0 1 6 】

各油圧室 7 6 , 7 7 への作動油の供給制御は作動油供給制御弁 7 8 によって行われる。この作動油供給制御弁 7 8 は各油圧室 7 6 , 7 7 に夫々連結された油圧ポート 7 9 , 8 0 と、油圧ポンプ 8 1 から吐出された作動油の供給ポート 8 2 と、一対のドレインポート 8 3 , 8 4 と、各ポート 7 9 , 8 0 , 8 2 , 8 3 , 8 4 間の連通遮断制御を行うスプール弁 8 5 とを具備している。

【 0 0 1 7 】

吸気弁駆動用カムシャフト 7 0 のカムの位相を進角すべきときは図 4 においてスプール弁 8 5 が右方に移動せしめられ、供給ポート 8 2 から供給された作動油が油圧ポート 7 9 を介して進角用油圧室 7 6 に供給されると共に遅角用油圧室 7 7 内の作動油がドレインポート 8 4 から排出される。このとき回転軸 7 3 は円筒状ハウジング 7 2 に対して矢印方向に相対回転せしめられる。

【 0 0 1 8 】

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

【 0 0 1 9 】

回転軸 7 3 が円筒状ハウジング 7 2 に対して相対回転せしめられているときにスプール弁 8 5 が図 4 に示される中立位置に戻されると回転軸 7 3 の相対回転動作は停止せしめられ、回転軸 7 3 はそのときの相対回転位置に保持される。従って可変バルブタイミング機構 B によって吸気弁駆動用カムシャフト 7 0 のカムの位相を所望の量だけ進角させることができ、遅角させることになる。

【 0 0 2 0 】

図 5 において実線は可変バルブタイミング機構 B によって吸気弁駆動用カムシャフト 7 0 のカムの位相が最も進角されているときを示しており、破線は吸気弁駆動用カムシャフト 7 0 のカムの位相が最も遅角されているときを示している。従って吸気弁 7 の開弁期間は図 5 において実線で示す範囲と破線で示す範囲との間で任意に設定することができ、従って吸気弁 7 の閉弁時期も図 5 において矢印 C で示す範囲内の任意のクランク角に設定することができる。

【 0 0 2 1 】

図 1 および図 4 に示される可変バルブタイミング機構 B は一例を示すものであって、例えば吸気弁の開弁時期を一定に維持したまま吸気弁の閉弁時期のみを変えることのできる

10

20

30

40

50

可変バルブタイミング機構等、種々の形式の可変バルブタイミング機構を用いることができる。

【0022】

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

【0023】

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

【0024】

図6(B)は実圧縮比について説明している。この実圧縮比は実際に圧縮作用が開始されたときからピストンが上死点に達するまでの実際のピストン行程容積と燃焼室容積から定まる値であってこの実圧縮比は(燃焼室容積+実際の行程容積)/燃焼室容積で表される。即ち、図6(B)に示されるように圧縮行程においてピストンが上昇を開始しても吸気弁が開弁している間は圧縮作用は行われず、吸気弁が閉弁したときから実際の圧縮作用が開始される。従って実圧縮比は実際の行程容積を用いて上記の如く表される。図6(B)に示される例では実圧縮比は(50ml+450ml)/50ml=10となる。

【0025】

図6(C)は膨張比について説明している。膨張比は膨張行程時のピストンの行程容積と燃焼室容積から定まる値であってこの膨張比は(燃焼室容積+行程容積)/燃焼室容積で表される。図6(C)に示される例ではこの膨張比は(50ml+500ml)/50ml=11となる。

【0026】

次に図7および図8を参照しつつ本発明において最も基本となっている特徴について説明する。なお、図7は理論熱効率と膨張比との関係を示しており、図8は本発明において負荷に応じ使い分けられている通常のサイクルと超高膨張比サイクルとの比較を示している。

【0027】

図8(A)は吸気弁が下死点近傍で閉弁し、ほぼ吸気下死点付近からピストンによる圧縮作用が開始される場合の通常のサイクルを示している。この図8(A)に示す例でも図6の(A),(B),(C)に示す例と同様に燃焼室容積が50mlとされ、ピストンの行程容積が500mlとされている。図8(A)からわかるように通常のサイクルでは機械圧縮比は(50ml+500ml)/50ml=11であり、実圧縮比もほぼ11であり、膨張比も(50ml+500ml)/50ml=11となる。即ち、通常の内燃機関では機械圧縮比と実圧縮比と膨張比とがほぼ等しくなる。

【0028】

図7における実線は実圧縮比と膨張比とがほぼ等しい場合の、即ち通常のサイクルにおける理論熱効率の変化を示している。この場合には膨張比が大きくなるほど、即ち実圧縮比が高くなるほど理論熱効率が高くなることがわかる。従って通常のサイクルにおいて理論熱効率を高めるには実圧縮比を高くすればよいことになる。しかしながら機関高負荷運転時におけるノックングの発生の制約により実圧縮比は最大でも12程度までしか高くすることができず、斯くて通常のサイクルにおいては理論熱効率を十分に高くすることはできない。

【0029】

一方、このような状況下で本発明者は機械圧縮比と実圧縮比とを厳密に区分して理論熱効率を高めることについて検討し、その結果理論熱効率は膨張比が支配し、理論熱効率に

10

20

30

40

50

対して実圧縮比はほとんど影響を与えないことを見い出したのである。即ち、実圧縮比を高くすると爆発力は高まるが圧縮するために大きなエネルギーが必要となり、斯くして実圧縮比を高めても理論熱効率はほとんど高くならない。

【0030】

これに対し、膨張比を大きくすると膨張行程時にピストンに対し押下げ力が作用する期間が長くなり、斯くしてピストンがクランクシャフトに回転力を与えている期間が長くなる。従って膨張比は大きくすれば大きくするほど理論熱効率が高くなる。図7の破線は実圧縮比を10に固定した状態で膨張比を高くしていった場合の理論熱効率を示している。このように実圧縮比を低い値に維持した状態で膨張比を高くしたときの理論熱効率の上昇量と、図7の実線で示す如く実圧縮比も膨張比と共に増大せしめられる場合の理論熱効率の上昇量とは大きな差がないことがわかる。10

【0031】

このように実圧縮比が低い値に維持されるとノッキングが発生することがなく、従って実圧縮比を低い値に維持した状態で膨張比を高くするとノッキングの発生を阻止しつつ理論熱効率を大巾に高めることができる。図8(B)は可変圧縮比機構Aおよび可変バルブタイミング機構Bを用いて、実圧縮比を低い値に維持しつつ膨張比を高めるようにした場合の一例を示している。

【0032】

図8(B)を参照すると、この例では可変圧縮比機構Aにより燃焼室容積が50mlから20mlまで減少せしめられる。一方、可変バルブタイミング機構Bによって実際のピストン行程容積が500mlから200mlになるまで吸気弁の閉弁時期が遅らされる。その結果、この例では実圧縮比は $(20\text{ml} + 200\text{ml}) / 20\text{ml} = 11$ となり、膨張比は $(20\text{ml} + 500\text{ml}) / 20\text{ml} = 26$ となる。図8(A)に示される通常のサイクルでは前述したように実圧縮比がほぼ11で膨張比が11であり、この場合に比べると図8(B)に示される場合には膨張比のみが26まで高められていることがわかる。これが超高膨張比サイクルと称される所以である。20

【0033】

一般的に言って内燃機関では機関負荷が低いほど熱効率が悪くなり、従って機関運転時における熱効率を向上させるためには、即ち燃費を向上させるには機関負荷が低いときの熱効率を向上させることが必要となる。一方、図8(B)に示される超高膨張比サイクルでは圧縮行程時の実際のピストン行程容積が小さくされたために燃焼室5内に吸入しうる吸入空気量は少なくなり、従ってこの超高膨張比サイクルは機関負荷が比較的低いときにしか採用できないことになる。従って本発明では機関負荷が比較的低いときには図8(B)に示す超高膨張比サイクルとし、機関高負荷運転時には図8(A)に示す通常のサイクルとするようにしている。30

【0034】

次に図9を参照しつつ運転制御全般について説明する。

図9には或る機関回転数における機関負荷に応じた機械圧縮比、膨張比、吸気弁7の閉弁時期、実圧縮比、吸入空気量、スロットル弁17の開度およびポンピング損失の各変化が示されている。なお、本発明による実施例では触媒コンバータ20内の三元触媒によって排気ガス中の未燃HC、COおよびNO_xを同時に低減しうるように通常燃焼室5内における平均空燃比は空燃比センサ21の出力信号に基いて理論空燃比にフィードバック制御されている。40

【0035】

さて、前述したように機関高負荷運転時には図8(A)に示される通常のサイクルが実行される。従って図9に示されるようにこのときには機械圧縮比は低くされたために膨張比は低く、図9において実線で示されるように吸気弁7の閉弁時期は図5において実線で示される如く早められている。また、このときには吸入空気量は多く、このときスロットル弁17の開度は全開又はほぼ全開に保持されているのでポンピング損失は零となっている。50

【0036】

一方、図9において実線で示されるように機関負荷が低くなるとそれに伴って吸入空気量を減少すべく吸気弁7の閉弁時期が遅くされる。またこのときには実圧縮比がほぼ一定に保持されるように図9に示される如く機関負荷が低くなるにつれて機械圧縮比が増大され、従って機関負荷が低くなるにつれて膨張比も増大される。なお、このときにもスロットル弁17は全開又はほぼ全開状態に保持されており、従って燃焼室5内に供給される吸入空気量はスロットル弁17によらずに吸気弁7の閉弁時期を変えることによって制御されている。このときにもポンピング損失は零となる。

【0037】

このように機関高負荷運転状態から機関負荷が低くなるときには実圧縮比がほぼ一定のもとで吸入空気量が減少するにつれて機械圧縮比が増大せしめられる。即ち、吸入空気量の減少に比例してピストン4が圧縮上死点に達したときの燃焼室5の容積が減少せしめられる。従ってピストン4が圧縮上死点に達したときの燃焼室5の容積は吸入空気量に比例して変化していることになる。なお、このとき燃焼室5内の空燃比は理論空燃比となっているのでピストン4が圧縮上死点に達したときの燃焼室5の容積は燃料量に比例して変化していることになる。

10

【0038】

機関負荷が更に低くなると機械圧縮比は更に増大せしめられ、機関負荷がやや低負荷寄りの中負荷 L_1 まで低下すると機械圧縮比は燃焼室5の構造上限界となる限界機械圧縮比に達する。機械圧縮比が限界機械圧縮比に達すると、機械圧縮比が限界機械圧縮比に達したときの機関負荷 L_1 よりも負荷の低い領域では機械圧縮比が限界機械圧縮比に保持される。従って低負荷側の機関中負荷運転時および機関低負荷運転時には即ち、機関低負荷運転側では機械圧縮比は最大となり、膨張比も最大となる。別の言い方をすると機関低負荷運転側で最大の膨張比が得られるように機械圧縮比が最大にされる。

20

【0039】

一方、図9に示される実施例では機関負荷にかかわらずに図9において実線で示されるように吸気弁7の閉弁時期は機関負荷が低くなるにつれて遅らされる。また、図9に示される実施例では機械圧縮比が最大機械圧縮比に維持されている負荷領域内に予め定められた負荷 L_2 が設定されており、スロットル弁17の開度は機関負荷が予め定められた負荷 L_2 よりも低いときには機関負荷が低くなるにつれて小さくなる。一方、機関負荷が予め定められた負荷 L_2 よりも高いときにはスロットル弁17は全開状態に保持される。

30

【0040】

一方、図9に示されるように機関負荷が L_1 より高いとき、即ち機関高負荷運転側では実圧縮比は同一の機関回転数に対してはほぼ同一の実圧縮比に維持される。これに対し、機関負荷が L_1 よりも低いとき、即ち機械圧縮比が限界機械圧縮比に保持されているときには実圧縮比は吸気弁7の閉弁時期によって決まり、図9に示されるように機関負荷が低くなるにつれて吸気弁の閉弁時期が遅らされると実圧縮比は機関負荷が低くなるほど低下する。

【0041】

ところで燃焼室5内への吸入空気量は吸気弁7の閉弁時期を制御することによっても制御でき、スロットル弁17の開度を制御することによっても制御することができる。ところが機械圧縮比が最大機械圧縮比に維持されているときに吸気弁7の閉弁時期のみを制御することによって燃焼室5内への吸入空気量を制御しようとすると機関負荷が低くなるにつれて実圧縮比が低下することになる。しかしながらこのように実圧縮比が低下すると圧縮端における燃焼室5内の温度が低下し、その結果燃料の着火および燃焼が悪化することになる。

40

【0042】

一方、スロットル弁17を閉弁するとスロットル弁17による吸入空気流の絞り作用によって燃焼室5内に乱れが発生し、斯くして燃料の着火および燃焼を向上することができる。従ってスロットル弁17により燃焼室5内への吸入空気量を制御すると燃料の着火お

50

より燃焼を向上することができるうことになる。しかしながらスロットル弁 17 により燃焼室 5 内への吸入空気量を制御するとポンピング損失が発生することになる。

【0043】

従って吸気弁 7 の閉弁時期を制御することによって生ずる燃料の着火および燃焼の悪化をスロットル弁 17 の閉弁作用によりカバーするようすれば、即ち燃焼室内への吸入空気量の制御を吸気弁 7 の閉弁時期の制御とスロットル弁 17 の制御とで分担すればポンピング損失の少ない良好な着火および燃焼が得られることになる。この場合、このような制御を行う必要があるのは実圧縮比が或る程度以下まで低下したときである。

【0044】

そこで本発明では、機関負荷が予め定められた負荷 L_2 よりも高いときには吸気弁 7 の閉弁時期を制御することによって燃焼室 5 内への吸入空気量を制御し、機関負荷が予め定められた負荷 L_2 よりも低いときには吸気弁 7 の閉弁時期およびスロットル弁 17 の開度の双方を制御することにより燃焼室 5 内への吸入空気量を制御するようにしている。10

【0045】

ところで前述したように図 8 (B) に示す超高膨張比サイクルでは膨張比が 26 とされる。この膨張比は高いほど好ましいが 20 以上であればかなり高い理論熱効率を得ることができる。従って本発明では膨張比が 20 以上となるように可変圧縮比機構 A が形成されている。

【0046】

一方、図 9 において破線で示すように機関負荷が低くなるにつれて吸気弁 7 の閉弁時期を早めることによってもスロットル弁 17 によらずに吸入空気量を制御することができる。従って、図 9 において実線で示される場合と破線で示される場合とをいずれも包含しうるように表現すると、本発明による実施例では吸気弁 7 の閉弁時期は、機関負荷が低くなるにつれて吸気下死点 BDC から離れる方向に移動せしめられることになる。20

【0047】

図 10 に運転制御ルーチンを示す。図 10 を参照するとまず初めにステップ 100 において目標実圧縮比が算出される。次いでステップ 101 では図 11 (A) に示すマップから吸気弁 7 の閉弁時期 IC が算出される。即ち、要求吸入空気量を燃焼室 5 内に供給するのに必要な吸気弁 7 の閉弁時期 IC が機関負荷 L および機関回転数 N の関数として図 11 (A) に示すようなマップの形で予め ROM 32 内に記憶されており、このマップから吸気弁 7 の閉弁時期 IC が算出される。30

【0048】

次いでステップ 102 では機械圧縮比 CR が算出される。次いでステップ 103 ではスロットル弁 17 の開度が算出される。このスロットル弁 17 の開度 は機関負荷 L および機関回転数 N の関数として図 11 (B) に示すようなマップの形で予め ROM 32 内に記憶されている。次いでステップ 104 では機械圧縮比が機械圧縮比 CR となるように可変圧縮比機構 A が制御され、吸気弁 7 の閉弁時期が閉弁時期 IC となるように可変バルブタイミング機構 B が制御され、スロットル弁 17 の開度が開度 となるようにスロットル弁 17 が制御される。

【図面の簡単な説明】

【0049】

【図 1】火花点火式内燃機関の全体図である。

【図 2】可変圧縮比機構の分解斜視図である。

【図 3】図解的に表した内燃機関の側面断面図である。

【図 4】可変バルブタイミング機構を示す図である。

【図 5】吸気弁および排気弁のリフト量を示す図である。

【図 6】機械圧縮比、実圧縮比および膨張比を説明するための図である。

【図 7】理論熱効率と膨張比との関係を示す図である。

【図 8】通常のサイクルおよび超高膨張比サイクルを説明するための図である。

【図 9】機関負荷に応じた機械圧縮比等の変化を示す図である。

50

20

30

40

50

【図10】運転制御を行うためのフローチャートである。

【図11】吸気弁の閉弁時期等のマップを示す図である。

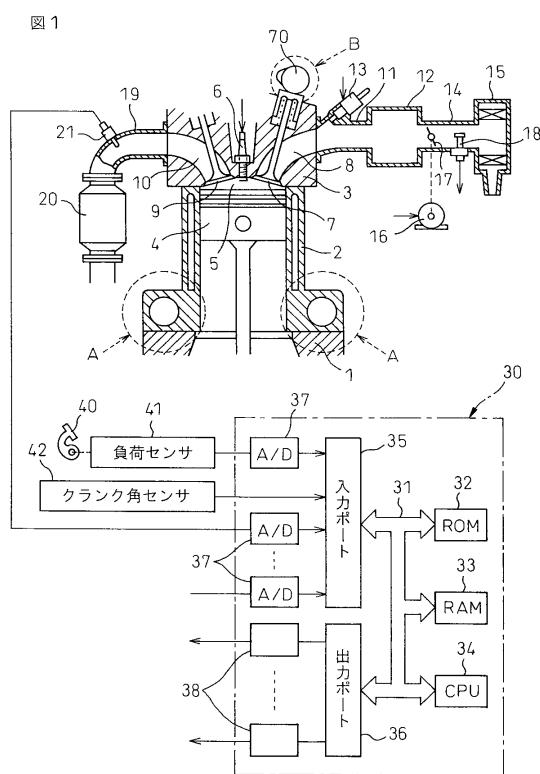
【符号の説明】

【0050】

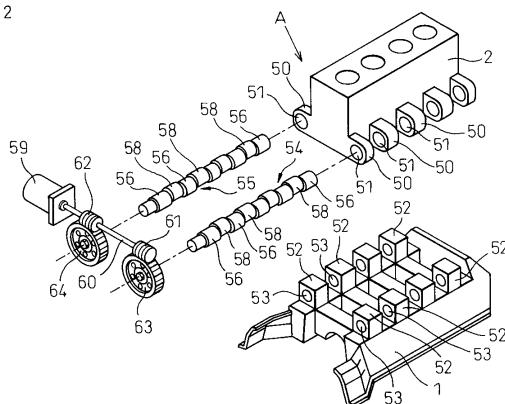
- 1 クランクケース
- 2 シリンダブロック
- 3 シリンダヘッド
- 4 ピストン
- 5 燃焼室
- 7 吸気弁
- 70 吸気弁駆動用カムシャフト
- A 可変圧縮比機構
- B 可変バルブタイミング機構

10

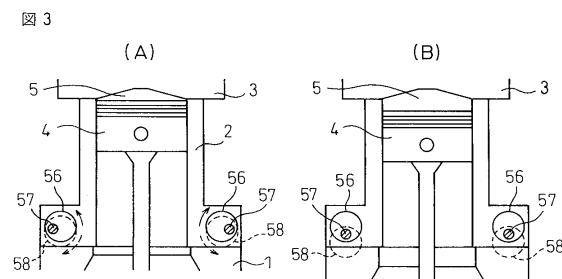
【図1】



【図2】

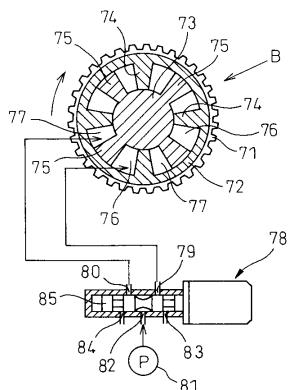


【図3】



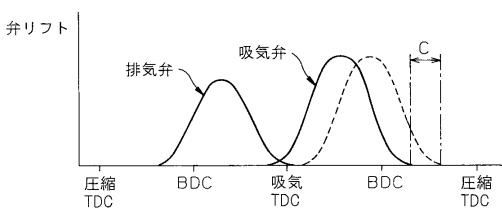
【図4】

図4



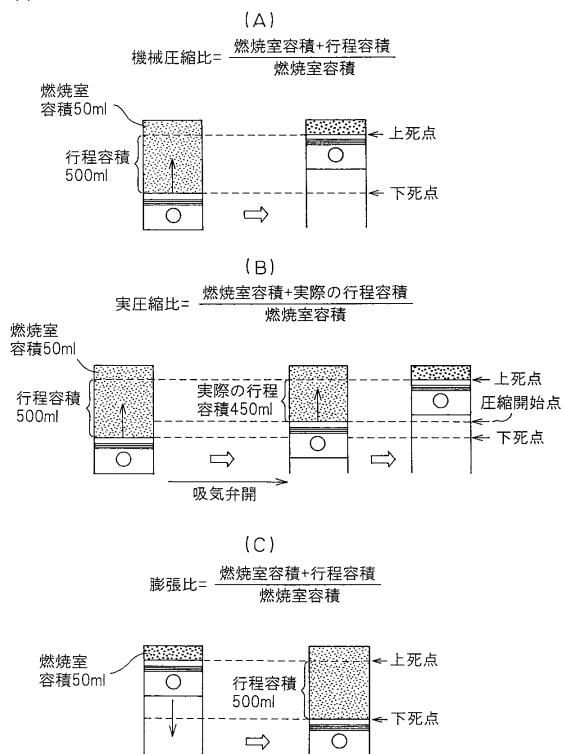
【図5】

図5



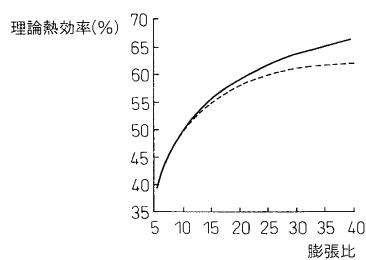
【図6】

図6



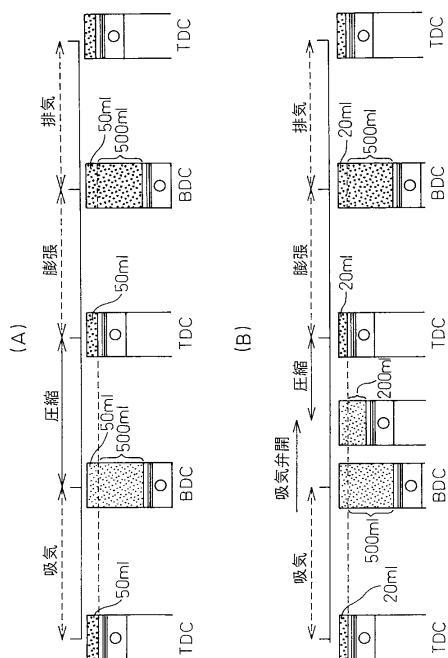
【図7】

図7



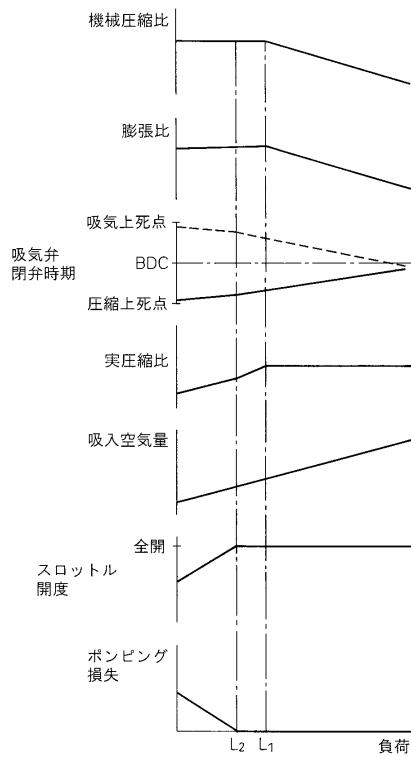
【図8】

図8



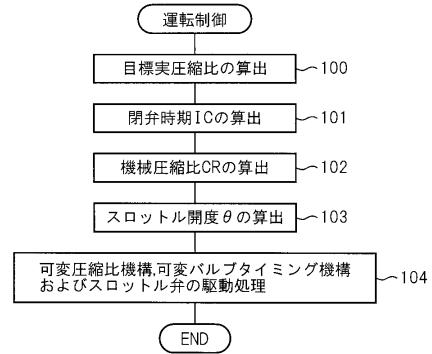
【図9】

図9



【図10】

図10



【図11】

図11

(A)

L	IC_{11}	IC_{12}	-----	IC_{1m}
	IC_{21}			
	IC_{n1}	-----	-----	IC_{nm}
				N

(B)

L	θ_{11}	θ_{12}	-----	θ_{1m}
	θ_{21}			
	θ_{n1}	-----	-----	θ_{nm}
				N

フロントページの続き

(51)Int.Cl.

F I

F 0 2 D 15/04

D

(72)発明者 秋久 大輔

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

審査官 小原 一郎

(56)参考文献 特開2004-218522(JP,A)

特開2001-159329(JP,A)

特表2000-513788(JP,A)

特開平05-231197(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F 0 2 D 13 / 0 0 - 2 8 / 0 0

F 0 2 D 2 9 / 0 0 - 2 9 / 0 6

F 0 2 D 4 1 / 0 0 - 4 1 / 4 0

F 0 2 D 4 3 / 0 0 - 4 5 / 0 0