

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4858729号
(P4858729)

(45) 発行日 平成24年1月18日(2012.1.18)

(24) 登録日 平成23年11月11日(2011.11.11)

(51) Int.Cl. F I
FO2D 13/02 (2006.01) FO2D 13/02 H
FO1L 13/00 (2006.01) FO1L 13/00 3O1Y

請求項の数 4 (全 9 頁)

(21) 出願番号	特願2009-243396 (P2009-243396)	(73) 特許権者	000006286
(22) 出願日	平成21年10月22日(2009.10.22)		三菱自動車工業株式会社
(65) 公開番号	特開2010-138898 (P2010-138898A)		東京都港区芝五丁目33番8号
(43) 公開日	平成22年6月24日(2010.6.24)	(74) 代理人	100090022
審査請求日	平成21年10月23日(2009.10.23)		弁理士 長門 侃二
(31) 優先権主張番号	特願2008-289809 (P2008-289809)	(72) 発明者	戸田 仁司
(32) 優先日	平成20年11月12日(2008.11.12)		東京都港区芝五丁目33番8号 三菱自動車工業株式会社内
(33) 優先権主張国	日本国(JP)	(72) 発明者	高垣 雅之
前置審査			東京都港区芝五丁目33番8号 三菱自動車工業株式会社内
		(72) 発明者	吉川 智
			東京都港区芝五丁目33番8号 三菱自動車工業株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 可変動弁装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

エンジンの吸気バルブの開閉時期を可変する可変動弁装置において、
 前記エンジンのクランクシャフトと吸気カムシャフトの位相を変更して前記吸気バルブの開閉時期を可変する可変バルブタイミング機構と、

前記吸気バルブの少なくとも閉弁時期を遅角させながら前記吸気バルブのリフト量を増加する可変バルブリフト機構と、

前記可変バルブタイミング機構とともに前記可変バルブリフト機構を制御して、前記エンジンの負荷が第1の所定値未満である場合には前記吸気バルブの閉弁時期が下死点を含む所定範囲より進角する一方、前記エンジンの負荷が前記第1の所定値以上である場合には前記吸気バルブの閉弁時期が前記所定範囲より遅角するように、前記吸気バルブの開閉時期を制御する制御手段とを備え、

前記制御手段は、エンジンの負荷が前記第1の所定値未満である場合に、前記可変バルブタイミング機構により前記吸気バルブの開閉時期を最進角するとともに前記可変バルブリフト機構を負荷に応じて制御し、エンジンの負荷が前記第1の所定値以上である場合に、前記可変バルブタイミング機構により前記吸気バルブの開閉時期を最遅角するとともに前記可変バルブリフト機構を最大リフト量となるように制御することを特徴とする可変動弁装置。

【請求項2】

前記制御手段は、前記エンジンのアクセル開度が全開状態である場合には、前記吸気バ

ルブの閉弁時期を最遅角より進角させるとともに、前記吸気バルブのリフト量を最大量より低下させるように前記可変バルブタイミング機構及び前記可変バルブリフト機構を制御することを特徴とする請求項1に記載の可変動弁装置。

【請求項3】

前記制御手段は、前記エンジンのアクセル開度が全閉状態である場合には、前記吸気バルブのリフト量が最小値より大きくなるように前記可変バルブリフト機構を制御することを特徴とする請求項1または2に記載の可変動弁装置。

【請求項4】

前記制御手段は、前記エンジンの回転速度が第2の所定値以上である場合には、エンジンの負荷に拘わらず、前記吸気バルブの閉弁時期を最遅角より進角させるとともに、前記吸気バルブのリフト量を最大量より低下させるように前記可変バルブタイミング機構及び前記可変バルブリフト機構を制御することを特徴とする請求項1～3のいずれかに記載の可変動弁装置。

10

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、エンジンの吸気バルブの開閉時期を変更可能な可変動弁装置に関するものである。

【背景技術】

【0002】

従来より、エンジンの可変動弁装置として、吸排気バルブのリフト量を変化させる可変バルブリフト機構、吸排気バルブの開閉時期（位相）を変化させる可変バルブタイミング機構が知られている。そして、近年では、燃費や出力性能を更に向上させるために、これらの可変バルブリフト機構及び可変バルブタイミング機構の両方を備えたエンジンが増加している。

20

【0003】

このように可変バルブリフト機構及び可変バルブタイミング機構を備えたエンジンでは、一般的に低負荷時に吸気バルブの閉弁時期を早めることで、吸気マニホールド内の負圧を抑えポンピングロスと燃費を向上させている。一方、高負荷時には吸気バルブのリフト量を大きくし吸気量を増加させて出力を向上させている（特許文献1）。

30

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献1】特開2006-97647号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

しかしながら、上記特許文献1に記載の技術では、高負荷時に吸気バルブのリフト量を大きくするに伴い吸気バルブの閉弁時期が遅角する。そして、閉弁時期が遅角して下死点付近になると実圧縮比が大きくなりすぎ、ノッキングを起こしてしまう虞がある。このようにノッキングが発生すると、燃費が低下するといった問題点がある。

40

本発明の目的は、可変動弁装置を備えたエンジンにおいて、低負荷時には吸気バルブの閉弁時期を早めて燃費を向上させるとともに、高負荷時においても燃費の向上を図ることができる可変動弁装置を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0006】

上記目的を達成するため、請求項1の発明は、エンジンの吸気バルブの開閉時期を可変する可変動弁装置において、前記エンジンのクランクシャフトと吸気カムシャフトの位相を変更して前記吸気バルブの開閉時期を可変する可変バルブタイミング機構と、前記吸気バルブの少なくとも閉弁時期が遅角させながら前記吸気バルブのリフト量を増加する可変

50

バルブリフト機構と、前記可変バルブタイミング機構とともに前記可変バルブリフト機構を制御して、前記エンジンの負荷が第1の所定値未満である場合には前記吸気バルブの閉弁時期が下死点を含む所定範囲より進角する一方、前記エンジンの負荷が前記第1の所定値以上である場合には前記吸気バルブの閉弁時期が前記所定範囲より遅角するように、前記吸気バルブの開閉時期を制御する制御手段とを備え、前記制御手段は、エンジンの負荷が前記第1の所定値未満である場合に、前記可変バルブタイミング機構により前記吸気バルブの開閉時期を最進角するとともに前記可変バルブリフト機構を負荷に応じて制御し、エンジンの負荷が前記第1の所定値以上である場合に、前記可変バルブタイミング機構により前記吸気バルブの開閉時期を最遅角するとともに前記可変バルブリフト機構を最大リフト量となるように制御することを特徴とする。

10

【0009】

また、請求項2の発明は、請求項1において、前記制御手段は、前記エンジンのアクセル開度が全開状態である場合には、前記吸気バルブの閉弁時期を最遅角より進角させるとともに、前記吸気バルブのリフト量を最大量より低下させるように前記可変バルブタイミング機構及び前記可変バルブリフト機構を制御することを特徴とする。

また、請求項3の発明は、請求項1または2において、前記制御手段は、前記エンジンのアクセル開度が全閉状態である場合には、前記吸気バルブのリフト量が最小値より大きくなるように前記可変バルブリフト機構を制御することを特徴とする。

【0010】

また、請求項4の発明は、請求項1～3のいずれかにおいて、前記制御手段は、前記エンジンの回転速度が第2の所定値以上である場合には、エンジンの負荷に拘わらず、前記吸気バルブの閉弁時期を最遅角より進角させるとともに、前記吸気バルブのリフト量を最大量より低下させるように前記可変バルブタイミング機構及び前記可変バルブリフト機構を制御することを特徴とする。

20

【発明の効果】

【0011】

本発明の請求項1の可変動弁装置によれば、エンジンの負荷が第1の所定値未満である場合には吸気バルブの閉弁時期が進角制御されるので、吸気マニホールド内の負圧が抑制され、ポンピングロスが低減して燃費を向上させることができる。一方、エンジンの負荷が第1の所定値以上である場合には吸気バルブの閉弁時期が下死点を含む所定範囲より遅角するので、ノッキングの発生が抑制されるとともに、ミラーサイクル効果により燃費を向上させることができる。したがって、低負荷から高負荷において燃費の向上を図ることができる。

30

【0012】

この際、吸気バルブの閉弁時期を可変バルブタイミング機構と可変バルブリフト機構との2つの機構により行うため、吸気バルブの閉弁時期の下死点を含む所定範囲より進角および遅角の切り替えをスムーズに行うことができる。

特に、エンジンの負荷が第1の所定値未満である場合には可変バルブタイミング機構によって吸気バルブの開閉時期が最進角するとともに可変バルブリフト機構の制御によって吸気バルブのリフト量の低下に伴い吸気バルブの閉弁時期が更に進角するので、吸気流速が上昇して燃焼が安定化するとともにポンピングロスの更なる低減により燃費を更に向上させることができる。

40

【0013】

さらに、エンジンの負荷が第1の所定値以上である場合には、吸気バルブの閉弁時期が最遅角するとともにリフト量が最大量となるので、ミラーサイクル効果を最大限発揮させて燃費の更なる向上を図ることができる。

本発明の請求項2の可変動弁装置によれば、アクセル開度が全開状態である場合には、吸気バルブの閉弁時期を最遅角より進角させるとともに、吸気バルブのリフト量を最大量より低下させることで、エンジンの出力性能を最大限発揮させることができる。

【0014】

50

本発明の請求項 3 の可変動弁装置によれば、アクセル開度が全閉状態である場合には、吸気バルブのリフト量を最小量より大きくするので、吸気マニホールド内の圧力を低下させることができる。したがって、アイドル時やブレーキ操作時にブレーキマスタバックの負圧を確保することができる。

本発明の請求項 4 の可変動弁装置によれば、エンジン回転速度が所定値以上である場合には、負荷に拘わらずリフト量及び位相が規定されるので、不要な可変バルブタイミング機構の切り換えが抑制される。したがって、高回転域でのアクチュエータの作動が抑制され、耐久性を向上させることができる。

【図面の簡単な説明】

【0015】

10

【図 1】本実施形態の可変動弁装置を備えたエンジンの概略構造図である。

【図 2】カム軸位相可変機構の構造図である。

【図 3】可変バルブリフト機構の構造図である。

【図 4】第 1 の実施形態におけるカム軸位相可変機構及び可変バルブタイミング機構の設定に用いられるマップである。

【図 5】負荷に応じたカム軸位相可変機構及び可変バルブリフト機構の設定状態とエンジン状態とを示すグラフである。

【図 6】第 2 の実施形態におけるカム軸位相可変機構及び可変バルブリフト機構の設定に用いられるマップである。

【発明を実施するための形態】

20

【0016】

以下、図面に基づき本発明の実施形態について説明する。

図 1 は本実施形態の可変動弁装置を備えたエンジン 1 の概略構成図である。

本実施形態のエンジン 1 は、DOHC 式の動弁機構を有しており、走行用駆動源として車両に搭載されている。エンジン 1 の吸気カムシャフト 2 及び排気カムシャフト 3 の前端には、夫々タイミングプーリ 4、5 が接続され、これらのタイミングプーリ 4、5 はタイミングベルト 6 を介してクランクシャフト 7 に連結されている。クランクシャフト 7 の回転に伴ってタイミングプーリ 4、5 と共に吸気シャフト 2 及び排気カムシャフト 3 が回転駆動され、この吸気カムシャフト 2 に備えられた吸気カム 2 a により吸気バルブ 8 が、排気カムシャフト 3 に備えられた排気カム 3 a より排気バルブ 9 が開閉駆動される。

30

【0017】

吸気バルブ 8 を駆動する動弁機構に本実施形態の可変動弁装置が採用されている。可変動弁装置は、後述するカム軸位相可変機構（可変バルブタイミング機構）11 及び可変バルブリフト機構 12 を備えている。

図 2 は、カム軸位相可変機構 11 の内部構造図である。以下、図 1 と合わせて、カム軸位相可変機構 11 について説明する。

【0018】

カム軸位相可変機構 11 は、吸気カムシャフト 2 と吸気側のタイミングプーリ 4 との間に設けられており、例えば特開 2000 - 27609 号公報や特許第 3846605 号公報に記載されているようなベーン式カム軸位相可変機構が採用される。

40

図 2 に示すように、カム軸位相可変機構 11 は、タイミングプーリ 4 に設けたハウジング 13 内にベーンロータ 14 を回動可能に設け、そのベーンロータ 14 に吸気カムシャフト 2 を連結して構成されている。

【0019】

カム軸位相可変機構 11 には、吸気カムシャフト 2 内に形成された油路を介してオイルコントロールバルブ（以下、OCV という）15 が接続され、エンジン 1 のオイルポンプ 16 から供給される作動油を、OCV 15 の切換に応じてベーンロータ 14 とハウジング 13 との間に形成された油室 17 に供給してベーンロータ 14 を回動させることで、タイミングプーリ 4 に対する吸気カムシャフト 2 の位相角、即ち、吸気バルブ 8 の開閉時期を連続的に調整可能となっている。

50

【0020】

また、カム軸位相可変機構11は、ロックピン18と、スプリング19（付勢手段）を備えている。ロックピン18は、ベーンロータ14に設けられた嵌合孔20に挿入してベーンロータ14の回動を規制する機能を有しており、ベーンロータ14の最進角位置を設定する。スプリング19は、ハウジング13とベーンロータ14との間に設けられ、ベーンロータ14を進角方向に付勢する。

【0021】

図3は、可変バルブリフト機構12の該略構造図である。以下、図1と合わせて、可変バルブリフト機構12の構造について説明する。

可変バルブリフト機構12の構造は、例えば特開2005-299536号公報に記載されており、詳細な構造については省略するが、図3に示すように、吸気カムシャフト2と吸気バルブ8を駆動するロッカアーム30との他にセンタロッカアーム31及びスイングカム32が設けられている。そして、吸気カムシャフト2の回転駆動によりロッカアーム30を上下動する際に、電動モータ33によりロッカシャフト34を回動し、センタロッカアーム31の支点位置を移動させることで、吸気バルブ8の最大リフト量を変化させることができるとともに、最大リフト量と最小リフト量まで、開弁時期を略一定に保ちながらリフト量の減少に伴って閉弁時期を進角させる。即ち、可変バルブリフト機構12は、吸気カムシャフト2及びロッカアーム30に、センタロッカアーム31、スイングカム32を組み合わせた単一の機構であって、吸気バルブ8のリフト量と開弁期間とを一義的に連続可変する機能を有する。

【0022】

ECU40は、図示しない入出力装置、ROM、RAM等の記憶装置、中央処理装置（CPU）、タイマカウンタ等を備えており、エンジン1の総合的な制御を行う。

ECU40の入力側には、エンジン1のクランク角を検出するクランク角センサ41、図示しないスロットルバルブの開度を検出するスロットルセンサ42、ドライバーによるアクセルの踏み込み量を検出するアクセルポジションセンサ46等の各種センサが接続されている。又、ECU40の出力側には、上記OCV15、電動モータ33の他に、燃料噴射弁43、点火プラグ44等が接続されている。ECU40は、各センサからの検出情報に基づいて点火時期及び燃料噴射量等を決定し、点火プラグ44や燃料噴射弁43を駆動制御するとともに、OCV15及び電動モータ33を駆動制御、即ちカム軸位相可変機構11及び可変バルブリフト機構12を制御する。

【0023】

図4は、本発明の第1の実施形態におけるカム軸位相可変機構11及び可変バルブリフト機構12の設定に用いられるマップである。

ECU40は、図4に示すように、エンジン回転速度N及び負荷Lに応じて可変バルブリフト機構12及びカム軸位相可変機構11を切換制御する。なお、エンジン回転速度Nはクランク角センサ41により検出したクランク角の推移より計測されるとともに、負荷Lはアクセルポジションセンサ46により検出したアクセルの踏み込み量から演算すればよい。

【0024】

ECU40は、負荷Lが第1の所定値L1未満である場合には、カム軸位相可変機構11を制御して吸気バルブ8を最進角に設定するとともに、可変バルブリフト機構12を制御して負荷Lに対応した最小のリフト量にする（図中領域1）。

負荷Lが第1の所定値L1以上である場合には、カム軸位相可変機構11を最遅角に制御するとともに、可変バルブリフト機構12によりリフト量を最大値に設定する（図中領域2）。

【0025】

負荷Lが最大領域、具体的にはアクセル全開時には、エンジン1の出力が極力最大となるように、カム軸位相可変機構11及び可変バルブリフト機構12を制御する。本実施形態のエンジン1では、閉弁時期は最遅角より若干進角し、リフト量は最大値より若干少な

10

20

30

40

50

くすることで出力が最大となる（図中領域 3）。

負荷 L が極小領域、具体的にはアイドル状態または減速時のようにアクセル全閉時には、カム軸位相可変機構 1 1 は最進角制御したまま、可変バルブリフト機構 1 2 は最小リフト量より大きく制御する（図中領域 4）。

【 0 0 2 6 】

図 5 は、負荷に応じた可変バルブリフト機構 1 2 及びカム軸位相可変機構 1 1 の設定状態とエンジン状態とを示すグラフである。（ A ）は吸気バルブ 8 の閉弁時期、（ B ）はカム軸位相可変機構 1 1 によって可変する吸気バルブ 8 の位相、（ C ）は可変バルブリフト機構 1 2 によって可変する吸気バルブ 8 のリフト量、（ D ）は吸気マニホールド内の圧力、（ E ）は燃費を示し、夫々エンジン 1 の負荷に応じた値を示している。図中 は吸気バルブ 8 の閉弁時期が最も早い場合での値を示す一方、 は吸気バルブ 8 の閉弁時期が最も遅い場合での値を示す。

10

【 0 0 2 7 】

図 5 に示すように、負荷 L が第 1 の所定値 L1 未満である領域 1 では、吸気バルブ 8 の閉弁時期が早められるので、吸気マニホールドの負圧を低減（圧力を上昇）させることができる。したがって、ポンピングロスが低減し、燃費を向上させることができる。

負荷 L が第 1 の所定値 L1 以上である領域 2 では、カム軸位相可変機構 1 1 を最遅角制御するとともに、可変バルブリフト機構 1 2 によりリフト量を最大値に設定することで、吸気バルブ 8 の閉弁時期を最も遅らせる。これにより、吸気バルブ 8 の閉弁時期を下死点を含む所定範囲 T1 より遅らせることで、ノッキングの発生を抑えるとともにミラーサイクル効果により燃費を向上させることができる。

20

【 0 0 2 8 】

アクセル全開時である領域 3 では、吸気バルブ 8 の閉弁時期を最遅角より進角させるとともに、リフト量を最大値より少なくして、エンジン 1 の出力性能を最大限発揮させる。

アクセル全閉時である領域 4 では、バルブリフト量を最小値より若干大きく設定することで、吸気マニホールド内の圧力を低下させて、ブレーキマスタバック用の負圧を十分に確保することができる。

【 0 0 2 9 】

以上のように、本実施形態では、カム軸位相可変機構 1 1 及び可変バルブリフト機構 1 2 の両方を備えたエンジンにおいて、低負荷域では吸気マニホールド内の負圧を低減してポンピングロスを低減させる一方、高負荷域では吸気バルブ 8 の閉弁時期を下死点付近より遅角してノッキングの発生を抑えるとともにミラーサイクル効果により燃費を向上させることができる。したがって、低負荷域から高負荷域までの全域において、燃費性能を向上させることができる。

30

【 0 0 3 0 】

また、カム軸位相可変機構 1 1 と可変バルブリフト機構 1 2 との双方により吸気バルブ 8 の閉弁時期を変更できるため、下死点を含む所定範囲 T1 を挟んで進角と遅角の切り替えがスムーズに行え、切り替え制御の過渡中に吸気バルブ 8 の閉弁時期が下死点を含む所定範囲 T1 に滞在する時間を抑制することができる。更にカム軸位相可変機構 1 1 を油圧式、可変バルブリフト機構 1 2 を電動式とそれぞれ異なる駆動方式としているため、例えば同じ駆動方式として油圧不足や電力不足により作動不良等が発生することを抑制できる。

40

【 0 0 3 1 】

更に、可変バルブリフト機構 1 2 を電動式とすることで、冷態始動時のように油温が低下している場合や、低回転時のように油圧が十分に上昇していない場合でもリフト量を正確に制御可能である。したがって、低温、低回転時においても燃費の改善を図ることができる。

また、バルブのリフト量は空気量に大きく関係するため、可変バルブリフト機構 1 2 には非常に高い可変応答性が必要であり、電動化が適している。

【 0 0 3 2 】

50

また、アクセル全閉時のような負荷が極小領域である場合は、吸気マニホールド内の負圧の低減を緩和してブレーキマスタバック用の負圧を確保する。これにより、ブレーキマスタバックの負圧を確保するため負圧ポンプを必要とすることがなく、部品コストの上昇を抑えることができる。

アクセル全開時のような負荷が最大領域である場合は、吸気バルブ 8 の閉弁時期を最遅角及びリフト量を最大値にするのではなく、最遅角より若干進角させるとともにリフト量を最大量より若干少なくすることで、エンジン 1 の出力が最も得られるように制御される。したがって、必要に応じてエンジンの性能を最大限発揮させることができるので、車両の加速性能を向上させることができる。

【 0 0 3 3 】

10

なお、高負荷域において、吸気バルブ 8 が最遅角制御されたときでも、吸気バルブ 8 と排気弁 9 の両方が開弁する状態であるオーバーラップが設けられるように設定するとよい。このようにすれば、吸気行程初期においてポンピングロスが低減されるので燃費を更に向上させることができる。

次に、図 6 を用いて本実施形態の第 2 の実施形態について説明する。

【 0 0 3 4 】

図 6 は、本発明の第 2 の実施形態におけるカム軸位相可変機構 1 1 及び可変バルブリフト機構 1 2 の設定に用いられるマップである。

第 2 の実施形態は、カム軸位相可変機構 1 1 及び可変バルブリフト機構 1 2 の切換制御を第 1 の実施形態のように負荷に応じてだけでなく、エンジン回転速度 N に応じても切り換える。

20

【 0 0 3 5 】

詳しくは、エンジン回転速度 N が第 2 の所定値 N1 未満である場合には、第 1 実施形態と同様に負荷に応じて領域 1 ~ 4 の制御を選択する。本実施形態では、エンジン回転速度 N が第 2 の所定値 N1 以上である場合には、負荷に拘わらず、領域 3 と同様にエンジンの出力性能が最大限発揮されるように、カム軸位相可変機構 1 1 及び可変バルブリフト機構 1 2 を制御する。

【 0 0 3 6 】

以上により、第 2 の実施形態では、実用燃費への影響が小さい高回転時においては、負荷に応じてカム軸位相可変機構 1 1 及び可変バルブリフト機構 1 2 の無駄な切換制御を行わないので、カム軸位相可変機構 1 1 及び可変バルブリフト機構 1 2 の耐久性を向上させることができる。

30

なお、本実施形態では、カム軸位相可変機構 1 1 及び可変バルブリフト機構 1 2 との両方を備えたエンジンに対して本願発明を適用しているが、これに限定するものではなく、吸気バルブ 8 の閉弁時期を可変する機能を備えたエンジンに適用可能である。この場合、負荷 L が第 1 の所定値 L1 以上である場合に吸気バルブ 8 の閉弁時期を下死点を含む所定範囲 T1 より遅角することで、少なくとも高負荷域での燃費の向上を図ることができる。

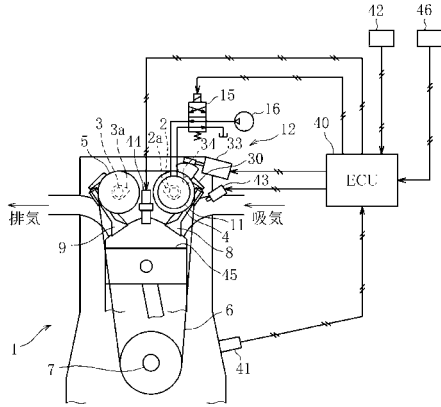
【符号の説明】

【 0 0 3 7 】

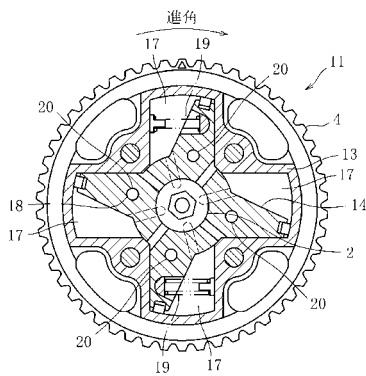
- 1 エンジン
- 8 吸気バルブ
- 1 1 カム軸位相可変機構
- 1 2 可変バルブリフト機構
- 4 0 E C U

40

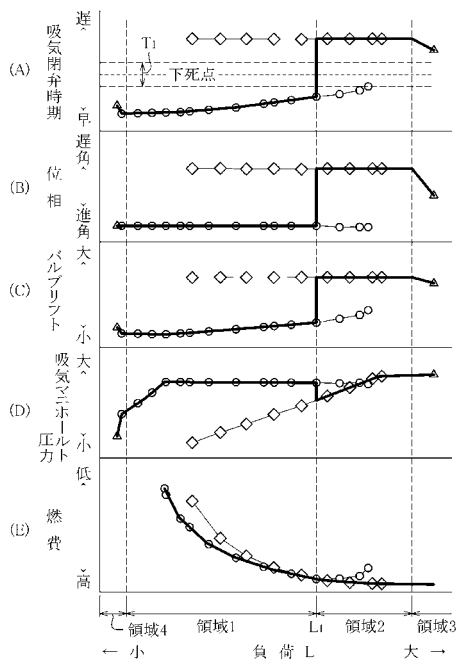
【図1】



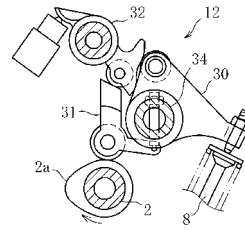
【図2】



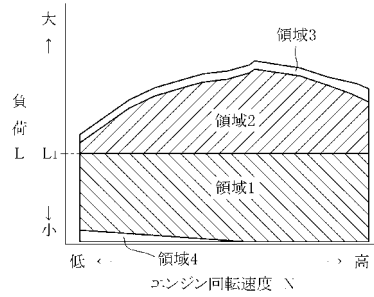
【図5】



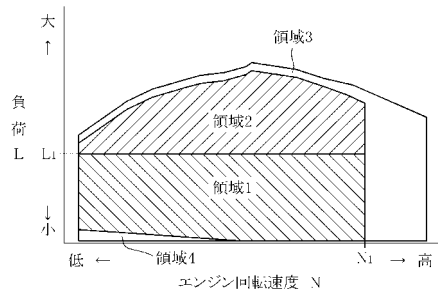
【図3】



【図4】



【図6】



フロントページの続き

- (72)発明者 村田 真一
東京都港区芝五丁目3番8号 三菱自動車工業株式会社内
- (72)発明者 村上 信明
東京都港区芝五丁目3番8号 三菱自動車工業株式会社内

審査官 米澤 篤

- (56)参考文献 特開2008-151059(JP,A)
特開2003-328791(JP,A)
特開2002-276395(JP,A)
特開2003-106176(JP,A)
特開2003-307139(JP,A)
特開2002-256930(JP,A)
特開2002-256905(JP,A)
特開2002-089304(JP,A)
特開平07-247815(JP,A)
特開2006-348774(JP,A)
特開2006-125346(JP,A)
特開2006-097647(JP,A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
- | | |
|------|-------|
| F02D | 13/02 |
| F01L | 13/00 |