

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4300239号  
(P4300239)

(45) 発行日 平成21年7月22日(2009.7.22)

(24) 登録日 平成21年4月24日(2009.4.24)

(51) Int.Cl. F I  
**F O 2 D 13/02 (2006.01)** F O 2 D 13/02 D  
 F O 2 D 13/02 H

請求項の数 4 (全 27 頁)

<p>(21) 出願番号 特願2007-8191 (P2007-8191)                  (22) 出願日 平成19年1月17日 (2007.1.17)                  (65) 公開番号 特開2008-175109 (P2008-175109A)                  (43) 公開日 平成20年7月31日 (2008.7.31)                  審査請求日 平成19年11月22日 (2007.11.22)</p>	<p>(73) 特許権者 000005326                  本田技研工業株式会社                  東京都港区南青山二丁目1番1号                  (74) 代理人 100095566                  弁理士 高橋 友雄                  (72) 発明者 田上 裕                  埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会                  社本田技術研究所内                  (72) 発明者 安井 裕司                  埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会                  社本田技術研究所内                  審査官 後藤 信朗</p>
--	--

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 内燃機関の制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

第1可変動弁機構と当該第1可変動弁機構よりも応答速度が低い第2可変動弁機構とにより吸気弁の動作特性を変更することによって吸入空気量を変更可能に構成された内燃機関を制御するための内燃機関の制御装置であって、

前記吸気弁に対する前記第2可変動弁機構の作動量を検出する作動量検出手段と、

当該検出された第2可変動弁機構の作動量に常に応じて、前記第1可変動弁機構を制御するための第1制御入力を算出する第1制御入力算出手段と、

前記内燃機関の負荷を表す負荷パラメータを検出する負荷パラメータ検出手段と、

前記内燃機関に要求される加速度合を表す要求加速度合パラメータを算出する要求加速度合パラメータ算出手段と、

前記第2可変動弁機構を制御するための第2制御入力を、前記検出された負荷パラメータに応じ、前記吸気弁に対する前記第1可変動弁機構の作動量および前記第1制御入力とは常に独立して、前記内燃機関の出力を優先して算出するための出力優先型算出手段と、

前記第2制御入力を、前記負荷パラメータに応じ、前記吸気弁に対する前記第1可変動弁機構の作動量および前記第1制御入力とは常に独立して、前記内燃機関の燃費を優先して算出するための燃費優先型算出手段と、

前記算出された要求加速度合パラメータに応じ、前記第2制御入力を算出する算出手段として、前記出力優先型算出手段および燃費優先型算出手段の一方を選択する選択手段と、

、

10

20

を備えることを特徴とする内燃機関の制御装置。

【請求項 2】

第 1 可変動弁機構と当該第 1 可変動弁機構よりも応答速度が低い第 2 可変動弁機構とにより吸気弁の動作特性を変更することによって吸入空気量を変更可能に構成された内燃機関を制御するための内燃機関の制御装置であって、

前記吸気弁に対する前記第 2 可変動弁機構の作動量を検出する作動量検出手段と、

当該検出された第 2 可変動弁機構の作動量に常に応じて、前記第 1 可変動弁機構を制御するための第 1 制御入力を算出する第 1 制御入力算出手段と、

前記内燃機関の負荷を表す負荷パラメータを検出する負荷パラメータ検出手段と、

前記内燃機関に要求される加速度合を表す要求加速度合パラメータを算出する要求加速度合パラメータ算出手段と、

前記第 2 可変動弁機構を制御するための第 2 制御入力を、前記検出された負荷パラメータに応じ、前記吸気弁に対する前記第 1 可変動弁機構の作動量および前記第 1 制御入力とは常に独立して、前記内燃機関の出力を優先して算出するための出力優先型算出手段と、

前記第 2 制御入力を、前記負荷パラメータに応じ、前記吸気弁に対する前記第 1 可変動弁機構の作動量および前記第 1 制御入力とは常に独立して、前記内燃機関の燃費を優先して算出するための燃費優先型算出手段と、

前記出力優先型算出手段によって算出された算出値と前記燃費優先型算出手段によって算出された算出値とを、前記算出された要求加速度合パラメータに応じた重みで加重平均することにより、前記第 2 制御入力を算出する第 2 制御入力算出手段と、

を備えることを特徴とする内燃機関の制御装置。

【請求項 3】

前記内燃機関は、車両に動力源として搭載されており、

前記車両の駆動輪に要求される駆動輪要求トルクを算出する駆動輪要求トルク算出手段と、

前記車両の走行抵抗を算出する走行抵抗算出手段と、をさらに備え、

前記要求加速度合パラメータ算出手段は、前記要求加速度合パラメータを、前記算出された駆動輪要求トルクおよび走行抵抗に応じて算出することを特徴とする、請求項 1 または 2 に記載の内燃機関の制御装置。

【請求項 4】

前記駆動輪のトルクを検出する駆動輪トルク検出手段と、

前記車両の速度を検出する車速検出手段と、

前記車両の加速度を検出する加速度検出手段と、をさらに備え、

前記走行抵抗算出手段は、

前記車両および当該車両が走行する路面が、それぞれの所定の基準状態にあるときに得られる走行抵抗を、前記検出された車速に応じ、基準走行抵抗として算出する基準走行抵抗算出手段と、

前記車両が前記所定の基準状態にあるときに得られる加速抵抗を、前記検出された車両の加速度に応じ、基準加速抵抗として算出する基準加速抵抗算出手段と、

前記検出された駆動輪のトルクと、前記算出された基準走行抵抗および基準加速抵抗とに応じて、補正値を算出する補正値算出手段と、を有し、

当該算出された補正値で前記基準走行抵抗を補正することによって、前記走行抵抗を算出することを特徴とする、請求項 3 に記載の内燃機関の制御装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、第 1 可変動弁機構とこれよりも応答速度が低い第 2 可変動弁機構とにより吸気弁の動作特性を変更することによって吸入空気量を変更可能に構成された内燃機関の制御装置に関する。

【背景技術】

10

20

30

40

50

## 【 0 0 0 2 】

従来、この種の内燃機関の制御装置として、例えば特許文献 1 に開示されたものが知られている。この内燃機関には、吸気弁のバルブリフトを変更する第 1 可変動弁機構と、吸気弁の作動角の中心角（以下、単に「中心角」という）を変更する第 2 可変動弁機構が設けられている。第 1 および第 2 の可変動弁機構は、電動機および油圧ポンプをそれぞれ動力源としており、第 2 可変動弁機構の応答速度、すなわちその制御入力に対する作動量の応答速度は、第 1 可変動弁機構よりも低い。上記の従来 of 制御装置では、これらの第 1 および第 2 の可変動弁機構を介してバルブリフトおよび中心角をそれぞれ次のように制御することにより、吸入空気量が制御される。

## 【 0 0 0 3 】

具体的には、センサなどを用いて求めた内燃機関の負荷に応じ、目標中心角マップを検索することによって、上記の中心角の目標値である目標中心角を算出するとともに、実際の中心角を実中心角度相当値として推定する。この目標中心角マップでは、目標中心角は、内燃機関の良好な燃費が得られるような値に設定されている。また、内燃機関の負荷および推定した実中心角度相当値に応じ、上記のバルブリフトの目標値である目標バルブリフトを算出する。そして、算出した目標バルブリフトに基づく制御入力を第 1 可変動弁機構に、目標中心角に基づく制御入力を第 2 可変動弁機構に、それぞれ入力することによって、バルブリフトおよび中心角が、目標バルブリフトおよび目標中心角にそれぞれ制御される。以上により、第 2 可変動弁機構の制御入力に対する作動量の応答遅れを補償し、吸入空気量を精度良く制御するようにしている。

## 【 0 0 0 4 】

上述したように、従来 of 制御装置では、目標中心角マップにおいて良好な燃費が得られるような値に設定された目標中心角を、中心角の目標値として用いているにすぎない。このため、従来 of 制御装置では、加速要求により内燃機関の負荷が急増するような場合には、第 2 可変動弁機構の応答遅れを十分には補償できず、十分な吸入空気量が得られないことによって、負荷に対して高い応答性で内燃機関の出力を増大させることができない。また、そのような不具合を解消するために、目標中心角マップにおいて、目標中心角を燃費ではなく、出力を優先に設定することが考えられるが、その場合には、内燃機関の良好な燃費が得られなくなってしまう。

## 【 0 0 0 5 】

本発明は、以上のような課題を解決するためになされたものであり、内燃機関の良好な燃費を確保できるとともに、加速要求時における内燃機関の出力の応答性を高めることができる内燃機関の制御装置を提供することを目的とする。

## 【 0 0 0 6 】

【特許文献 1】特開 2 0 0 6 - 5 7 5 7 3 号公報

【発明の開示】

【課題を解決するための手段】

## 【 0 0 0 7 】

上記の目的を達成するため、請求項 1 に係る発明は、第 1 可変動弁機構（実施形態における（以下、本項において同じ）バルブリフト可変機構 5 0）と第 1 可変動弁機構よりも応答速度が低い第 2 可変動弁機構（カム位相可変機構 7 0）とにより吸気弁 4 の動作特性を変更することによって吸入空気量  $Q_A$  を変更可能に構成された内燃機関 3 を制御するための内燃機関 3 の制御装置 1 であって、吸気弁 4 に対する第 2 可変動弁機構の作動量（カム位相  $C a i n$ ）を検出する作動量検出手段（カム角センサ 2 3）と、検出された第 2 可変動弁機構の作動量に常に応じて、第 1 可変動弁機構を制御するための第 1 制御入力（リフト制御入力  $U l i f t i n$ ）を算出する第 1 制御入力算出手段（ECU 2、ステップ 5 1、5 2、図 1 9）と、内燃機関 3 の負荷を表す負荷パラメータ（エンジン要求出力  $B m e p \_ c m d$ ）を検出する負荷パラメータ検出手段（ECU 2、ステップ 1）と、内燃機関 3 に要求される加速度合を表す要求加速度合パラメータ（要求加速度  $G \_ c m d$ ）を算出する要求加速度合パラメータ算出手段（ECU 2、ステップ 1 4）と、第 2 可変動弁機構

10

20

30

40

50

を制御するための第2制御入力(位相制御入力U c a i n)を、検出された負荷パラメータに応じ、吸気弁4に対する第1可変動弁機構の作動量(バルブリフトL i f t i n)および第1制御入力とは常に独立して、内燃機関3の出力を優先して算出するための出力優先型算出手段( E C U 2、ステップ43、44、図17)と、第2制御入力を、負荷パラメータに応じ、吸気弁4に対する第1可変動弁機構の作動量および第1制御入力とは常に独立して、内燃機関3の燃費を優先して算出するための燃費優先型算出手段( E C U 2、ステップ42、44、図16)と、算出された要求加速度合パラメータに応じ、第2制御入力を算出する算出手段として、出力優先型算出手段および燃費優先型算出手段の一方を選択する選択手段( E C U 2、ステップ15~17、61~63、41)と、を備えることを特徴とする。

10

**【0008】**

この内燃機関の制御装置によれば、内燃機関の負荷を表す負荷パラメータが負荷パラメータ検出手段によって検出されるとともに、内燃機関に要求される加速度合(以下「要求加速度合」という)を表す要求加速度合パラメータが、要求加速度合パラメータ算出手段によって算出される。また、検出された負荷パラメータに応じ、吸気弁に対する第1可変動弁機構の作動量および第1制御入力とは常に独立して第2制御入力を算出するための算出手段として、出力を優先して算出する出力優先型算出手段と燃費を優先して算出する燃費優先型算出手段とを備えており、算出された要求加速度合パラメータに応じ、出力優先型算出手段または燃費優先型算出手段を選択手段によって選択するとともに、選択した算出手段によって第2制御入力が算出される。

20

**【0009】**

したがって、要求加速度合パラメータが加速要求を示しているときに、出力優先型算出手段を選択することによって、加速要求時に、加速要求に適した大きさの吸入空気量を得ることができ、内燃機関の出力を速やかに増大させ、その応答性を高めることができる。また、要求加速度合パラメータが加速要求を示していないときに、燃費優先型算出手段を選択することによって、加速要求時以外のときに、内燃機関の良好な燃費を得ることができる。以上により、内燃機関の良好な燃費を確保できるとともに、加速要求時における内燃機関の出力の応答性を高めることができる。

**【0010】**

また、吸気弁に対する第2可変動弁機構の作動量が作動量検出手段によって検出されるとともに、検出された作動量に常に応じ、第1可変動弁機構を制御するための第1制御入力が、第1制御入力算出手段によって算出される。このように、応答速度の低い第2可変動弁機構の実際の作動量に応じ、応答速度の高い第1可変動弁機構の第1制御入力を算出するので、第2可変動弁機構の応答遅れを、第1可変動弁機構を介した吸入空気量の制御によって補償できる。これにより、上述した効果、すなわち、良好な燃費を確保できるとともに、加速要求時における内燃機関の出力の応答性を高められるという効果を、より良好に得ることができる。なお、本明細書中における「検出」には、センサによる検出に加え、演算による「算出」や「推定」も含むものとする。

30

**【0011】**

前記目的を達成するため、請求項2に係る発明は、第1可変動弁機構と第1可変動弁機構よりも応答速度が低い第2可変動弁機構とにより吸気弁4の動作特性を変更することによって吸入空気量Q Aを変更可成に構成された内燃機関3を制御するための内燃機関3の制御装置1であって、吸気弁4に対する第2可変動弁機構の作動量を検出する作動量検出手段と、検出された第2可変動弁機構の作動量に常に応じて、第1可変動弁機構を制御するための第1制御入力を算出する第1制御入力算出手段と、内燃機関3の負荷を表す負荷パラメータを検出する負荷パラメータ検出手段と、内燃機関3に要求される加速度合を表す要求加速度合パラメータを算出する要求加速度合パラメータ算出手段と、第2可変動弁機構を制御するための第2制御入力を、検出された負荷パラメータに応じ、吸気弁4に対する第1可変動弁機構の作動量および第1制御入力とは常に独立して、内燃機関3の出力を優先して算出するための出力優先型算出手段(ステップ82、図17)と、第2制御入

40

50

力を、負荷パラメータに応じ、吸気弁4に対する第1可変動弁機構の作動量および第1制御入力とは常に独立して、内燃機関3の燃費を優先して算出するための燃費優先型算出手段(ステップ81、図16)と、出力優先型算出手段によって算出された算出値(出力マップ値 $Cain\_M\_P$ )と燃費優先型算出手段によって算出された算出値(燃費マップ値 $Cain\_M\_FC$ )とを、算出された要求加速度合パラメータに応じた重み(加速要求判定値 $G\_juda$ )で加重平均することにより、第2制御入力を算出する第2制御入力算出手段(ECU2、ステップ71、83、44)と、を備えることを特徴とする。

【0012】

この内燃機関の制御装置によれば、請求項1と同様、負荷パラメータおよび要求加速度合パラメータが求められる。また、負荷パラメータに応じ、吸気弁に対する第1可変動弁機構の作動量および第1制御入力とは常に独立して出力優先型算出手段および燃費優先型算出手段でそれぞれ算出した算出値(以下、それぞれ「出力優先型算出値」「燃費優先型算出値」という)を、要求加速度合パラメータに応じた重みで加重平均することにより、第2制御入力が算出される。

10

【0013】

このように、第2制御入力を、出力優先型および燃費優先型の算出値を要求加速度合パラメータに応じた重みで加重平均することにより算出するので、要求加速度合に応じてきめ細かく算出することができる。したがって、例えば、要求加速度合パラメータが加速要求を示しているときに、第2制御入力に対する出力優先型算出値の重みを大きくすることによって、請求項1と同様、加速要求時に、内燃機関の出力の応答性を高めることができる。また、要求加速度合パラメータが加速要求を示していないときに、燃費優先型算出値の重みを大きくすることによって、請求項1と同様、加速要求時以外のときに、内燃機関の良好な燃費を得ることができる。このように、請求項1と同様、良好な燃費を確保できるとともに、加速要求時における内燃機関の出力の応答性を高めることができる。

20

【0014】

また、要求加速度合パラメータによって示される要求加速度合の大小に応じて、出力優先型算出値の重みを増減させることによって、請求項1と異なり、要求加速度合の大小に見合った適切な第2制御入力を得ることができる。したがって、良好な燃費の確保と、加速要求時における内燃機関の出力の応答性の向上とを、よりバランス良く両立させることができる。また、請求項1と同様、吸気弁に対する第2可変動弁機構の作動量が検出されるとともに、検出された作動量に常に応じて、第1可変動弁機構を制御するための第1制御入力が算出される。したがって、第2可変動弁機構の応答遅れを、第1可変動弁機構を介した吸入空気量の制御によって補償できるので、上述した効果をさらに良好に得ることができる。

30

【0015】

請求項3に係る発明は、請求項1または2に記載の内燃機関3の制御装置1において、内燃機関3は、車両Vに動力源として搭載されており、車両Vの駆動輪W、Wに要求される駆動輪要求トルク $Tq\_tire\_cmd$ を算出する駆動輪要求トルク算出手段(ECU2、ステップ12)と、車両Vの走行抵抗 $RL$ を算出する走行抵抗算出手段(ECU2、ステップ31)と、をさらに備え、要求加速度合パラメータ算出手段は、要求加速度合パラメータを、算出された駆動輪要求トルク $Tq\_tire\_cmd$ および走行抵抗 $RL$ に応じて算出する(ステップ14)ことを特徴とする。

40

【0016】

この構成によれば、車両の駆動輪に要求される駆動輪要求トルクと車両の走行抵抗が算出されるとともに、算出された駆動輪要求トルクおよび走行抵抗に応じて、要求加速度合パラメータが算出される。一般に、車両の定速走行中、駆動輪要求トルクおよび走行抵抗は互いに等しく、釣り合っているのに対し、加速時には、駆動輪要求トルクが走行抵抗よりも大きくなり、その度合は、要求加速度合が大きいほど、より大きくなる。このように、駆動輪要求トルクおよび走行抵抗は、要求加速度合と密接な相関関係を有するので、本発明によれば、要求加速度合パラメータを適切に算出することができる。

50

## 【 0 0 1 7 】

請求項 4 に係る発明は、請求項 3 に記載の内燃機関 3 の制御装置 1 において、駆動輪のトルク  $T_{q\_tire\_act}$  を検出する駆動輪トルク検出手段 ( ECU 2、ステップ 23 ) と、車両 V の速度  $V_P$  を検出する車速検出手段 ( 車速センサ 26 ) と、車両の加速度  $A_{cc}$  を検出する加速度検出手段 ( ECU 2、ステップ 26 ) と、をさらに備え、走行抵抗算出手段は、車両 V および車両 V が走行する路面が、それぞれの所定の基準状態にあるときに得られる走行抵抗を、検出された車速  $V_P$  に応じ、基準走行抵抗  $R_{L\_base}$  として算出する基準走行抵抗算出手段 ( ECU 2、ステップ 28 ) と、車両 V が所定の基準状態にあるときに得られる加速抵抗を、検出された車両の加速度  $A_{cc}$  に応じ、基準加速抵抗  $A_{cc\_r}$  として算出する基準加速抵抗算出手段 ( ECU 2、ステップ 27 ) と、検出された駆動輪のトルク  $T_{q\_tire\_act}$  と、算出された基準走行抵抗  $R_{L\_base}$  および基準加速抵抗  $A_{cc\_r}$  とに応じて、補正值  $R_{L\_cor}$  を算出する補正值算出手段 ( ECU 2、ステップ 30 ) と、を有し、算出された補正值  $R_{L\_cor}$  で基準走行抵抗  $R_{L\_base}$  を補正することによって、走行抵抗  $R_L$  を算出する ( ステップ 31 ) ことを特徴とする。

10

## 【 0 0 1 8 】

この構成によれば、走行抵抗の算出が次のようにして行われる。すなわち、駆動輪のトルクを検出し、車両および車両が走行する路面がそれぞれの所定の基準状態にあるときに得られる走行抵抗を、検出された車速に応じ、基準走行抵抗として算出するとともに、車両が所定の基準状態にあるときに得られる加速抵抗を、検出された車両の加速度に応じ、基準加速抵抗として算出する。また、駆動輪のトルク、基準走行抵抗および基準加速抵抗に応じて、補正值を算出するとともに、算出した補正值で基準走行抵抗を補正することによって、走行抵抗が算出される。

20

## 【 0 0 1 9 】

一般に、走行抵抗は、転がり抵抗や空気抵抗、勾配抵抗を足し合わせたものであり、車両の状態 ( 例えば重量、前面投影面積 ) や、車両が走行する路面の状態 ( 例えば路面の凹凸、勾配 ) に応じて変化する。このため、車両および路面が上述したそれぞれの基準状態になれば、実際の走行抵抗は上述した基準走行抵抗と異なる。また、通常、駆動輪のトルクは、車両の加速時には実際の走行抵抗と実際の加速抵抗との和 ( 以下「実際の総走行抵抗」という ) に相当し、加速時以外の定速走行中には実際の走行抵抗に相当する。また、定速走行中には、基準加速抵抗は値 0 になる。以上のことから、駆動輪のトルクと、基準走行抵抗および基準加速抵抗の和 ( 以下「基準総走行抵抗」という ) との差は、加速時には実際の総走行抵抗と基準総走行抵抗との差に相当し、定速走行中には実際の走行抵抗と基準走行抵抗との差に相当する。

30

## 【 0 0 2 0 】

したがって、本発明によれば、駆動輪のトルク、基準走行抵抗および基準加速抵抗に応じて算出した補正值による補正により、基準走行抵抗を基準として、実際の走行抵抗を精度良く算出することができる。また、上記のように、走行抵抗を、例えば車両の実際の重量や路面の勾配などの検出値を必要とすることなく、演算のみによって算出できるので、それらを検出するセンサが不要になり、その分、制御装置の製造コストを削減することができる。

40

## 【 発明を実施するための最良の形態 】

## 【 0 0 2 1 】

以下、図面を参照しながら、本発明の好ましい実施形態について説明する。図 1 は、本実施形態による制御装置 1 を適用した内燃機関 ( 以下「エンジン」という ) 3 と、このエンジン 3 を動力源として搭載した車両 V などを概略的に示している。車両 V には、変速装置 80 が搭載されている。この変速装置 80 は、マニュアル式のものであり、エンジン 3 の動力を、所定の複数の変速比の 1 つによって変速し、車両 V の駆動輪 W, W に伝達する。また、変速装置 80 は、第 1 速 ~ 第 5 速およびリバースから成る 6 つのギヤ段を選択的に設定するように構成されており、変速装置 80 の動作は、運転者によって操作されるシ

50

フトレバー（図示せず）のシフト位置に応じ、制御装置 1 の後述する ECU 2 によって制御される（図 3 参照）。

【 0 0 2 2 】

図 2 および図 4 に示すように、エンジン 3 は、4 つの気筒 3 a およびピストン 3 b（いずれも 1 つのみ図示）を有する直列 4 気筒 DOHC 型のガソリンエンジンである。また、エンジン 3 は、各気筒 3 a の吸気ポートおよび排気ポートをそれぞれ開閉する吸気弁 4 および排気弁 7 と、吸気弁 4 を駆動するための、吸気カムシャフト 5 および吸気カム 6 を有する可変式吸気動弁機構 4 0 と、排気弁 7 を駆動するための、排気カムシャフト 8 および排気カム 9 を有する排気動弁機構 3 0 と、燃料噴射弁 1 0 と、点火プラグ 1 1（図 3 参照）を備えている。

10

【 0 0 2 3 】

吸気弁 4 のステム 4 a は、ガイド 4 b に摺動自在に嵌合しており、このガイド 4 b は、シリンダヘッド 3 c に固定されている。吸気弁 4 には、上下のスプリングシート 4 c、4 d と、これらの上に配置されたバルブスプリング 4 e が設けられており（図 5 参照）、吸気弁 4 は、このバルブスプリング 4 e によって、閉弁方向に付勢されている。

【 0 0 2 4 】

吸気カムシャフト 5 および排気カムシャフト 8 はそれぞれ、図示しないホルダを介して、シリンダヘッド 3 c に回転自在に取り付けられている。また、吸気カムシャフト 5 の一端部には、吸気スプロケット（図示せず）が同軸に配置され、回転自在に設けられている。この吸気スプロケットは、タイミングベルト（図示せず）を介してクランクシャフト 3 d に連結されるとともに、後述するカム位相可変機構 7 0 を介して吸気カムシャフト 5 に連結されている。これにより、吸気カムシャフト 5 は、クランクシャフト 3 d が 2 回転するごとに 1 回転する。吸気カム 6 は、気筒 3 a ごとに、吸気カムシャフト 5 と一体に設けられている。

20

【 0 0 2 5 】

可変式吸気動弁機構 4 0 は、吸気カム 6 の回転に伴って、各気筒 3 a の吸気弁 4 を開閉するとともに、吸気弁 4 のリフトおよびバルブタイミングを無段階に変更する。その詳細については後述する。なお、本実施形態では、吸気弁 4 のリフト（以下「バルブリフト」という）L i f t i n は、吸気弁 4 の最大ストロークを表すものとする。

【 0 0 2 6 】

排気弁 7 のステム 7 a は、ガイド 7 b に摺動自在に嵌合しており、このガイド 7 b は、シリンダヘッド 3 c に固定されている。また、排気弁 7 には、上下のスプリングシート 7 c、7 d と、これらの上に配置されたバルブスプリング 7 e が設けられている。排気弁 7 は、このバルブスプリング 7 e により、閉弁方向に付勢されている。

30

【 0 0 2 7 】

排気カムシャフト 8 は、これと一体の排気スプロケット（図示せず）を有し、この排気スプロケットおよびタイミングベルト（図示せず）を介して、クランクシャフト 3 d に連結されており、それにより、クランクシャフト 3 d が 2 回転するごとに 1 回転する。排気カム 9 は、気筒 3 a ごとに、排気カムシャフト 8 と一体に設けられている。

【 0 0 2 8 】

排気動弁機構 3 0 は、ロッカアーム 3 1 を有しており、このロッカアーム 3 1 が排気カム 9 の回転に伴って回転することにより、バルブスプリング 7 e の付勢力に抗しながら、排気弁 7 を開閉する。

40

【 0 0 2 9 】

燃料噴射弁 1 0 は、気筒 3 a ごとに設けられ、シリンダヘッド 3 c に傾斜した状態で取り付けられており、燃料を燃焼室内に直接、噴射する。すなわち、エンジン 3 は直噴エンジンとして構成されている。また、燃料噴射弁 1 0 の開弁時間および開弁タイミングは ECU 2 によって制御される。

【 0 0 3 0 】

点火プラグ 1 1 も、気筒 3 a ごとに設けられ、シリンダヘッド 3 c に取り付けられてお

50

り、この点火プラグ 11 の点火時期もまた、ECU 2 によって制御される。

【0031】

エンジン 3 には、クランク角センサ 20 が設けられている。このクランク角センサ 20 は、マグネットロータおよび MRE ピックアップで構成されており、クランクシャフト 3d の回転に伴い、いずれもパルス信号である CRK 信号および TDC 信号を ECU 2 に出力する。

【0032】

CRK 信号は、所定クランク角（例えば  $10^\circ$ ）ごとに出力され、ECU 2 は、この CRK 信号に基づき、エンジン 3 の回転数（以下「エンジン回転数」という）NE を算出する。TDC 信号は、各気筒 3a のピストン 3b が吸気行程の開始時の TDC 位置よりも若干、手前の所定のクランク角位置にあることを表す信号であり、4 気筒タイプの本例では、クランク角  $180^\circ$  ごとに出力される。

10

【0033】

さらに、エンジン 3 の吸気管 12 には、スロットル弁機構は設けられておらず、その吸気通路 12a が大口径に形成されており、それにより、通気抵抗が通常のエンジンよりも小さく設定されている。また、吸気管 12 には、エアフローセンサ 21 が設けられている。このエアフローセンサ 21 は、熱線式エアフローメータで構成されており、エンジン 3 に吸入される吸入空気量 QA を表す検出信号を ECU 2 に出力する。

【0034】

次に、図 5 ~ 図 8 を参照しながら、前述した可変式吸気動弁機構 40 について説明する。この可変式吸気動弁機構 40 は、吸気カムシャフト 5、吸気カム 6、バルブリフト可変機構 50（第 1 可変動弁機構）およびカム位相可変機構 70（第 2 可変動弁機構）などで構成されている。

20

【0035】

このバルブリフト可変機構 50 は、吸気カム 6 の回転に伴って吸気弁 4 を開閉するとともに、バルブリフト Liftin を所定の最大値 Liftin\_H と所定の最小値 Liftin\_L との間で無段階に変更するものであり、気筒 3a ごとに設けられた四節リンク式のロッカアーム機構 51 と、これらのロッカアーム機構 51 を同時に駆動するリフトアクチュエータ 60 を有している。

【0036】

各ロッカアーム機構 51 は、ロッカアーム 52 および上下のリンク 53, 54 などで構成されている。この上リンク 53 の一端部は、シリンダヘッド 3c に固定されたロッカアームシャフト 56 に回動自在に取り付けられるとともに、他端部は、上ピン 55 を介して、ロッカアーム 52 の上端部に回動自在に取り付けられている。

30

【0037】

また、ロッカアーム 52 の上ピン 55 には、ローラ 57 が回動自在に設けられている。このローラ 57 は、吸気カム 6 のカム面に当接しており、吸気カム 6 が回転する際、そのカム面に案内されながら吸気カム 6 上を転動する。これにより、ロッカアーム 52 は上下方向に駆動されるとともに、上リンク 53 が、ロッカアームシャフト 56 を中心として回動する。

40

【0038】

さらに、ロッカアーム 52 の吸気弁 4 側の端部には、アジャストボルト 52a が取り付けられている。このアジャストボルト 52a は、吸気弁 4 のステム 4a に当接しており、吸気カム 6 の回転に伴ってロッカアーム 52 が上下方向に移動すると、バルブスプリング 4e の付勢力に抗しながら、ステム 4a を上下方向に駆動し、吸気弁 4 を開閉する。

【0039】

また、下リンク 54 の一端部は、下ピン 58 を介して、ロッカアーム 52 の下端部に回動自在に取り付けられており、下リンク 54 の他端部には、連結軸 59 が回動自在に取り付けられている。下リンク 54 は、この連結軸 59 を介して、リフトアクチュエータ 60 の後述する短アーム 65 に連結されている。

50



## 【 0 0 4 0 】

リフトアクチュエータ 6 0 は、E C U 2 により駆動されるものであり、図 6 に示すように、モータ 6 1、ナット 6 2、リンク 6 3、長アーム 6 4 および短アーム 6 5 を有している。このモータ 6 1 は、E C U 2 に接続され、エンジン 3 のヘッドカバー 3 g の外側に配置されている。モータ 6 1 の回転軸は、雄ねじが形成されたねじ軸 6 1 a になっており、このねじ軸 6 1 a に、ナット 6 2 が螺合している。リンク 6 3 の一端部は、ピン 6 3 a を介してナット 6 2 に回動自在に取り付けられ、他端部は、ピン 6 3 b を介して長アーム 6 4 の一端部に回動自在に取り付けられている。また、長アーム 6 4 の他端部は、回転軸 6 6 を介して短アーム 6 5 の一端部に固定されている。この回転軸 6 6 は、断面円形に形成され、エンジン 3 のヘッドカバー 3 g に回動自在に支持されている。長アーム 6 4 および短アーム 6 5 は、回転軸 6 6 を中心として、これと一体に回動する。

10

## 【 0 0 4 1 】

さらに、短アーム 6 5 の回転軸 6 6 と逆側の端部には、前述した連結軸 5 9 が回動自在に取り付けられており、これにより、短アーム 6 5 は、連結軸 5 9 を介して、下リンク 5 4 に連結されている。

## 【 0 0 4 2 】

次に、以上のように構成されたバルブリフト可変機構 5 0 の動作について説明する。このバルブリフト可変機構 5 0 では、E C U 2 からの後述するリフト制御入力  $U l i f t i n$  (第 1 制御入力) がリフトアクチュエータ 6 0 に入力されると、モータ 6 1 のねじ軸 6 1 a が回転し、それに伴うナット 6 2 の移動により、長アーム 6 4 および短アーム 6 5 が回転軸 6 6 を中心として回動するとともに、この短アーム 6 5 の回動に伴う連結軸 5 9 の移動により、ロッカアーム機構 5 1 の下リンク 5 4 が、下ピン 5 8 を中心として回動する。すなわち、リフトアクチュエータ 6 0 により、下リンク 5 4 が駆動される。

20

## 【 0 0 4 3 】

その際、E C U 2 の制御により、短アーム 6 5 の回動範囲は、図 6 ( a ) に示す最大リフト位置と図 6 ( b ) に示す最小リフト位置との間に規制され、これにより、下リンク 5 4 の回動範囲も、図 5 に実線で示す最大リフト位置と、図 5 に 2 点鎖線で示す最小リフト位置との間に規制される。

## 【 0 0 4 4 】

下リンク 5 4 が最大リフト位置にある場合、ロッカアーム機構 5 1 では、上ピン 5 5 および下ピン 5 8 の中心間の距離が、ロッカアームシャフト 5 6 および連結軸 5 9 の中心間の距離よりも長くなるように構成されており、これにより、図 7 ( a ) に示すように、吸気カム 6 が回転すると、これとローラ 5 7 との当接点の移動量よりも、アジャストボルト 5 2 a の移動量の方が大きくなる。

30

## 【 0 0 4 5 】

一方、下リンク 5 4 が最小リフト位置にある場合、ロッカアーム機構 5 1 では、上ピン 5 5 および下ピン 5 8 の中心間の距離が、ロッカアームシャフト 5 6 および連結軸 5 9 の中心間の距離よりも短くなるように構成されており、これにより、図 7 ( b ) に示すように、吸気カム 6 が回転すると、これとローラ 5 7 との当接点の移動量よりも、アジャストボルト 5 2 a の移動量の方が小さくなる。

40

## 【 0 0 4 6 】

以上により、吸気弁 4 は、下リンク 5 4 が最大リフト位置にあるときには、最小リフト位置にあるときよりも大きなバルブリフト  $L i f t i n$  で開弁する。具体的には、吸気カム 6 の回転中、吸気弁 4 は、下リンク 5 4 が最大リフト位置にあるときには、図 8 の実線で示すバルブリフト曲線に従って開弁し、バルブリフト  $L i f t i n$  は、その最大値  $L i f t i n \_ H$  を示す。一方、下リンク 5 4 が最小リフト位置にあるときには、図 8 の 2 点鎖線で示すバルブリフト曲線に従って開弁し、バルブリフト  $L i f t i n$  は、その最小値  $L i f t i n \_ L$  を示す。

## 【 0 0 4 7 】

以上のように、このバルブリフト可変機構 5 0 では、アクチュエータ 6 0 を介して、下

50

リンク54を最大リフト位置と最小リフト位置との間で回動させることにより、バルブリフト  $Liftin$  を、最大値  $Liftin\_H$  と最小値  $Liftin\_L$  との間で無段階に変更することができる。また、前述したように、バルブリフト可変機構50は、モータ61を動力源とするので、リフト制御入力  $Uliftin$  に対する短アーム65の回動角  $lift$  の応答速度は、比較的高い。

#### 【0048】

また、エンジン3には、回動角センサ22が設けられており(図3参照)、この回動角センサ22は、短アーム65の回動角  $lift$  を検出して、それを表す検出信号をECU2に出力する。この短アーム65の回動角  $lift$  は、短アーム65が最大リフト位置と最小リフト位置との間のどの位置にあるかを表すものであり、ECU2は、この回動角  $lift$  に基づき、バルブリフト  $Liftin$  を算出する。

10

#### 【0049】

次に、図9および図10を参照しながら、前述したカム位相可変機構70について説明する。このカム位相可変機構70は、吸気カムシャフト5のクランクシャフト3dに対する相対的な位相(以下「カム位相」という)  $Cain$  を無段階に進角側または遅角側に変更し、それにより、吸気弁4のバルブタイミングを無段階に変更するものであり、吸気カムシャフト5の吸気スプロケット側の端部に設けられている。図9に示すように、カム位相可変機構70は、ハウジング71、3枚羽根式のベーン72、油圧ポンプ73および電磁弁機構74などを備えている。

#### 【0050】

20

このハウジング71は、吸気カムシャフト5上の吸気スプロケットと一体に構成されており、互いに等間隔に形成された3つの隔壁71aを備えている。ベーン72は、吸気カムシャフト5の吸気スプロケット側の端部に同軸に取り付けられ、吸気カムシャフト5から外方に放射状に延びているとともに、ハウジング71内に回転可能に収容されている。また、ハウジング71では、隔壁71aとベーン72との間に、3つの進角室75および3つの遅角室76が形成されている。

#### 【0051】

油圧ポンプ73は、クランクシャフト3dに連結された機械式のものであり、クランクシャフト3dが回転すると、それに伴って、エンジン3のオイルパン3eに蓄えられた潤滑用のオイルを、油路77cを介して吸い込むとともに、これを昇圧した状態で、油路77cを介して電磁弁機構74に供給する。

30

#### 【0052】

電磁弁機構74は、スプール弁機構74aおよびソレノイド74bを組み合わせたものであり、進角油路77aおよび遅角油路77bを介して、進角室75および遅角室76にそれぞれ接続されているとともに、油圧ポンプ73から供給された油圧を、進角油圧  $Pad$  および遅角油圧  $Prt$  として、進角室75および遅角室76にそれぞれ出力する。電磁弁機構74のソレノイド74bは、ECU2に接続されており、ECU2からの後述する位相制御入力  $Ucain$  (第2制御入力)が入力された際、スプール弁機構74aのスプール弁体を、位相制御入力  $Ucain$  に応じて所定の移動範囲内で移動させることにより、進角油圧  $Pad$  および遅角油圧  $Prt$  をいずれも変化させる。

40

#### 【0053】

以上のカム位相可変機構70では、油圧ポンプ73の作動中、電磁弁機構74が位相制御入力  $Ucain$  に応じて作動することにより、進角油圧  $Pad$  が進角室75に、遅角油圧  $Prt$  が遅角室76にそれぞれ供給され、それにより、ベーン72とハウジング71との間の相対的な位相が進角側または遅角側に変更される。その結果、前述したカム位相  $Cain$  が、最遅角値  $Cainrt$  (例えばカム角  $0^\circ$  に相当する値)と最進角値  $Cainad$  (例えばカム角  $55^\circ$  分に相当する値)の間で連続的に変化し、それにより、吸気弁4のバルブタイミングは、図10に実線で示す最遅角タイミングと、図10に2点鎖線で示す最進角タイミングとの間で、無段階に変更される。また、前述したように、カム位相可変機構70は、油圧ポンプ73を動力源とするので、位相制御入力  $Ucain$  に対する

50

カム位相  $C a i n$  の応答速度は、バルブリフト可変機構 50 のリフト制御入力  $U l i f t i n$  に対する短アーム 65 の回動角  $l i f t$  の応答速度よりも低い。

【0054】

以上のように、本実施形態の可変式吸気動弁機構 40 では、バルブリフト可変機構 50 により、バルブリフト  $l i f t i n$  が無段階に変更されるとともに、カム位相可変機構 70 により、カム位相  $C a i n$  すなわち吸気弁 4 のバルブタイミングが、上述した最遅角タイミングと最進角タイミングとの間で、無段階に変更される。また、ECU 2 により、後述するように、バルブリフト可変機構 50 およびカム位相可変機構 70 を介して、バルブリフト  $l i f t i n$  およびカム位相  $C a i n$  がそれぞれ制御される。

【0055】

一方、吸気カムシャフト 5 のカム位相可変機構 70 と反対側の端部には、カム角センサ 23 (図 3 参照) (作動量検出手段) が設けられている。このカム角センサ 23 は、例えばマグネットロータおよび M R E ピックアップで構成されており、吸気カムシャフト 5 の回転に伴い、パルス信号である C A M 信号を所定のカム角 (例えば  $1^{\circ}$ ) ごとに ECU 2 に出力する。ECU 2 は、この C A M 信号および前述した C R K 信号に基づき、カム位相  $C a i n$  を算出する。

【0056】

また、エンジン 3 の排気管 13 には、L A F センサ 24 が取り付けられている。この L A F センサ 24 は、排気ガス中の酸素濃度をリニアに検出し、その酸素濃度を表す検出信号を ECU 2 に出力する。ECU 2 は、この検出信号に基づき、エンジン 3 で燃焼した混合気の空燃比を表す検出空燃比  $A / F$  を算出する。なお、この検出空燃比  $A / F$  は、当量比として算出される。

【0057】

また、ECU 2 には、アクセル開度センサ 25 からアクセルペダル (図示せず) の操作量 (以下「アクセル開度」という)  $A P$  を表す検出信号が、車速センサ 26 (車速検出手段) から車両  $V$  の速度である車速  $V P$  を表す検出信号が、出力される。さらに、前記変速装置 80 には、ギヤ段センサ 27 が取り付けられている。このギヤ段センサ 27 は、変速装置 80 のギヤ段を検出して、ギヤ段に対応するシフト位置  $N G R$  を表す検出信号を ECU 2 に出力する。ECU 2 は、このシフト位置  $N G R$  に基づき、変速装置 80 の変速比  $G \_r a t i o$  を算出する。

【0058】

ECU 2 は、CPU、RAM、ROM および I/O インターフェース (いずれも図示せず) などからなるマイクロコンピュータで構成されている。また、ECU 2 は、上述した各種のセンサ 20 ~ 27 の検出信号などに応じて、エンジン 3 や変速装置 80 の動作を制御する。

【0059】

なお、本実施形態では、ECU 2 が、第 1 制御入力算出手段、負荷パラメータ検出手段、要求加速度合パラメータ算出手段、出力優先型算出手段、燃費優先型算出手段、選択手段、第 2 制御入力算出手段、駆動輪要求トルク算出手段、走行抵抗算出手段、駆動輪トルク検出手段、加速度検出手段、基準走行抵抗算出手段、基準加速抵抗算出手段、および補正值算出手段に相当する。

【0060】

ECU 2 で行われる制御の概要を述べると、まず、エンジン 3 に要求される出力 (以下「エンジン要求出力」という)  $B m e p \_c m d$  (負荷パラメータ) を算出する (図 11) とともに、加速要求の有無を表す加速要求判定値  $G \_j u d$  を算出する (図 13)。また、算出したエンジン要求出力  $B m e p \_c m d$  および加速要求判定値  $G \_j u d$  などに応じて、カム位相可変機構 70 を制御するための位相制御入力  $U c a i n$  を算出する (図 15) とともに、算出したカム位相  $C a i n$  に応じ、バルブリフト可変機構 50 を制御するためのリフト制御入力  $U l i f t i n$  を算出する (図 18)。なお、以下に述べる処理はいずれも、所定の制御周期  $T$  (例えば  $10 m s e c$ ) で実行される。

10

20

30

40

50

## 【 0 0 6 1 】

図 1 1 に示すエンジン要求出力  $B_{mep\_cmd}$  を算出する処理では、そのステップ 1 (「S1」と図示。以下同じ) において、エンジン回転数  $NE$  およびアクセル開度  $AP$  に応じ、図 1 2 に示すマップを検索することによって、エンジン要求出力  $B_{mep\_cmd}$  を算出する。このマップでは、エンジン要求出力  $B_{mep\_cmd}$  は、エンジン回転数  $NE$  が高いほど、また、アクセル開度  $AP$  が高いほど、より大きな値に設定されている。なお、エンジン要求出力  $B_{mep\_cmd}$  は、正味平均有効圧力として算出される。

## 【 0 0 6 2 】

次に、図 1 3 を参照しながら、上記の加速要求判定値  $G_{jud}$  を算出する処理を説明する。まず、ステップ 1 1 において、上記ステップ 1 で算出したエンジン要求出力  $B_{mep\_cmd}$  を用いて、次式 (1) により、エンジン 3 に要求されるトルク (以下「エンジン要求トルク」という)  $T_{q\_eng\_cmd}$  を算出する。

$$T_{q\_eng\_cmd} = (B_{mep\_cmd} \times DI) / (Stroke \times \omega) \quad \dots\dots (1)$$

ここで、 $DI$  はエンジン 3 の排気量、 $Stroke$  は、エンジン 3 のストローク数、本実施形態では値 4 であり、 $\omega$  は円周率である。

## 【 0 0 6 3 】

次いで、算出したエンジン要求トルク  $T_{q\_eng\_cmd}$  や前述した変速比  $G_{ratio}$  などを用いて、次式 (2) により、駆動輪  $W$ 、 $W$  に要求されるトルク (以下「駆動輪要求トルク」という)  $T_{q\_tire\_cmd}$  を算出する (ステップ 1 2)。

$$T_{q\_tire\_cmd} = T_{q\_eng\_cmd} \times G_{ratio} \times F_{ratio} / Tire\_R \quad \dots\dots (2)$$

ここで、 $F_{ratio}$  は、変速装置 8 0 などにおける所定の動力損失、 $F_{ratio}$  は、終減速装置 (図示せず) の減速比、 $Tire\_R$  は、駆動輪  $W$ 、 $W$  の半径である。なお、駆動輪要求トルク  $T_{q\_tire\_cmd}$  は、力 (N) で表される。

## 【 0 0 6 4 】

次に、車両の走行抵抗  $R_L$  を算出する (ステップ 1 3)。図 1 4 は、その算出処理を示している。まず、ステップ 2 1 では、エンジン 3 の実際の出力 (以下「エンジン出力」という)  $B_{mep\_act}$  を算出する。このエンジン出力  $B_{mep\_act}$  は、吸入空気量  $Q_A$ 、空燃比  $A/F$ 、および点火時期に応じ、マップ (図示せず) を検索することによって算出される。このマップは、エンジン出力  $B_{mep\_act}$  と、吸入空気量  $Q_A$ 、空燃比  $A/F$ 、および点火時期との関係を実験によりあらかじめ求め、マップ化したものである。なお、エンジン出力  $B_{mep\_act}$  は、正味平均有効圧力として算出される。

## 【 0 0 6 5 】

次いで、算出したエンジン出力  $B_{mep\_act}$  や前記排気量  $DI$ 、ストローク数  $Stroke$  を用いて、次式 (3) により、エンジン 3 の実際のトルク (以下「エンジントルク」という)  $T_{q\_eng\_act}$  を算出する (ステップ 2 2)。

$$T_{q\_eng\_act} = (B_{mep\_act} \times DI) / (Stroke \times \omega) \quad \dots\dots (3)$$

## 【 0 0 6 6 】

次に、算出したエンジントルク  $T_{q\_eng\_act}$ 、変速比  $G_{ratio}$ 、動力損失  $F_{ratio}$ 、終減速装置の減速比  $F_{ratio}$ 、および駆動輪  $W$ 、 $W$  の半径  $Tire\_R$  を用いて、次式 (4) により、駆動輪  $W$ 、 $W$  の実際のトルク (以下「駆動輪トルク」という)  $T_{q\_tire\_act}$  を算出する (ステップ 2 3)。

$$T_{q\_tire\_act} = T_{q\_eng\_act} \times G_{ratio} \times F_{ratio} / Tire\_R \quad \dots\dots (4)$$

## 【 0 0 6 7 】

次いで、基準転がり抵抗  $R_{oll\_r}$  を、次式 (5) により算出する (ステップ 2 4)。

$$R_{oll\_r} = \mu_R \times Weight \quad \dots\dots (5)$$

10

20

30

40

50

ここで、 $\mu R$ は、車両Vが走行する路面がアスファルトの場合の摩擦係数に重力加速度を乗算したものであり（以下「基準摩擦係数」という）、所定値に設定されている。また、 $Weight$ は、乗員が一人で、かつ車両Vに荷物を搭載していない場合の車両Vの重量（以下「車両基準重量」という）であり、所定値に設定されている。

【0068】

次に、車速VPなどを用いて、基準空気抵抗 $Air\_r$ を、次式(6)により算出する(ステップ25)。

$$Air\_r = \mu A \times A \times VP^2 \quad \dots\dots (6)$$

ここで、 $\mu A$ およびAはそれぞれ、車両Vにスポイラやキャリアなどを取り付けていない場合の空気抵抗係数（以下「基準空気抵抗係数」という）および車両Vの前面投影面積（以下「基準前面投影面積」という）である。

10

【0069】

次いで、車速の今回値VP、前回値VPZ（前回の制御タイミングで得られた車速VP）、および本処理の制御周期Tを用いて、次式(7)により、車両Vの加速度（以下「車両加速度」という） $Acc$ を算出する(ステップ26)。

$$Acc = (VP - VPZ) / T \quad \dots\dots (7)$$

次に、算出した車両加速度 $Acc$ を車両基準重量 $Weight$ で除算することによって、基準加速抵抗 $Acc\_r$ を算出する(ステップ27)。

この基準加速抵抗 $Acc\_r$ は、車両Vの重量が基準車両重量 $Weight$ である場合に得られる加速抵抗に相当する。

20

【0070】

次いで、上記ステップ24および25でそれぞれ求めた基準転がり抵抗 $Roll\_r$ および基準空気抵抗 $Air\_r$ の和を、基準走行抵抗 $RL\_base$ として算出する(ステップ28)。この基準走行抵抗 $RL\_base$ は、車両Vの重量が基準車両重量 $Weight$ 、路面の摩擦係数が基準摩擦係数 $\mu R$ 、空気抵抗係数が基準空気抵抗係数 $\mu A$ 、車両Vの前面投影面積が基準前面投影面積A、路面が水平（勾配=0、すなわち勾配抵抗=0）である場合に得られる走行抵抗に相当する。

【0071】

次に、算出した基準走行抵抗 $RL\_base$ に、上記ステップ27で算出した基準加速抵抗 $Acc\_r$ を加算することによって、基準総走行抵抗 $ALL\_RL$ を算出する(ステップ29)。

30

【0072】

次いで、算出した基準総走行抵抗 $ALL\_RL$ と、前記ステップ23で算出した駆動輪トルク $Tq\_tire\_act$ を用い、基準走行抵抗 $RL\_base$ を補正するための補正值 $RL\_cor$ を次のようにして算出する(ステップ30)。

【0073】

まず、駆動輪トルク $Tq\_tire\_act$ と基準総走行抵抗 $ALL\_RL$ との偏差 $dRL$  ( $Tq\_tire\_act - ALL\_RL$ )を算出する。次に、算出した偏差 $dRL$ を用いて、次式(8)により、補正值 $RL\_cor$ を算出する。

$$RL\_cor = \alpha \times dRL + (1 - \alpha) \times RL\_corZ \quad \dots\dots (8)$$

40

ここで、 $RL\_corZ$ は補正值の前回値、 $\alpha$ は、所定のなまし係数であり、例えば値0.03に設定されている。

【0074】

このように、補正值 $RL\_cor$ は、偏差 $dRL$ と補正值の前回値 $RL\_corZ$ を加重平均することによって算出される。このような加重平均により補正值 $RL\_cor$ を算出するのは、各種のセンサに含まれうる一時的なノイズなどに起因する演算の誤差を排除するためであり、また、実際の走行抵抗は、瞬時に変化するものではなく、上記のようにして算出しても、適正な補正值 $RL\_cor$ が得られるためである。

【0075】

なお、車速の前回値VPZと車速の今回値VPとの偏差( $VPZ - VP$ )が所定値より

50

も大きい場合には、上記式(8)による補正值  $RL\_cor$  の算出を行わず、補正值  $RL\_cor$  を、その前回値  $RL\_corZ$  に設定する。これは、上記の場合 ( $VPZ - VP >$  所定値)、すなわち、運転者のブレーキ操作による減速が行われている場合には、前記ステップ27で算出される基準加速抵抗  $Acc\_r$  には、減速抵抗が含まれるので、基準加速抵抗  $Acc\_r$  を適切に算出できず、その結果、補正值  $RL\_cor$  を適切に算出できないためである。

【0076】

次に、算出した補正值  $RL\_cor$  を基準走行抵抗  $RL\_base$  に加算することによって、走行抵抗  $RL$  を算出し(ステップ31)、本処理を終了する。

【0077】

図13に戻り、前記ステップ13に続くステップ14では、車両基準重量  $Weight$  と、前記ステップ12および31でそれぞれ算出した駆動輪要求トルク  $Tq\_tire\_cmd$  および走行抵抗  $RL$  を用いて、次式(9)により、エンジン3に要求される加速度(以下「要求加速度」という)  $G\_cmd$  (要求加速度合パラメータ)を算出する。

$$G\_cmd = (Tq\_tire\_cmd - RL) / Weight \quad \dots\dots (9)$$

【0078】

次いで、算出した要求加速度  $G\_cmd$  が所定のしきい値  $G\_cmd\_SH$  よりも小さいか否かを判別する(ステップ15)。このしきい値  $G\_cmd\_SH$  は、緩加速時やクルーズ走行中に得られる加速度よりも若干、大きな値に設定されており、例えば  $0.1 m/s^2$  に設定されている。

【0079】

上記ステップ15の答が  $YES$  のときには、加速要求が行われていないとして、加速要求判定値  $G\_jud$  を値0に設定(算出)し(ステップ16)、本処理を終了する。一方、ステップ15の答が  $NO$  のときには、加速要求が行われているとして、加速要求判定値  $G\_jud$  を値1に設定(算出)し(ステップ17)、本処理を終了する。以上のように、加速要求判定値  $G\_jud$  は、加速要求が行われているときに値1に、それ以外の場合に値0に、それぞれ設定される。

【0080】

図15は、前述したカム位相可変機構70を制御するための位相制御入力  $Ucain$  を算出する処理を示している。まず、ステップ41では、上記ステップ16または17で設定された加速要求判定値  $G\_jud$  が値0であるか否かを判別する。この答が  $YES$  のとき、すなわち、加速要求が行われていないときには、エンジン回転数  $NE$  およびエンジン要求出力  $Bmep\_cmd$  に応じ、図16に示す燃費マップを検索することによって、燃費マップ値  $Cain\_M\_FC$  を算出するとともに、算出した燃費マップ値  $Cain\_M\_FC$  を目標カム位相  $Cain\_cmd$  として設定する(ステップ42)。

【0081】

上記の燃費マップにおいて、燃費マップ値  $Cain\_M\_FC$  は、エンジン要求出力  $Bmep\_cmd$  が小さい低負荷域や、エンジン回転数  $NE$  が低い低回転数域では、安定した燃焼を確保するために、遅角側の値に設定されている。また、エンジン要求出力  $Bmep\_cmd$  が中の中負荷域や中・高回転域では、内部  $EGR$  によるポンピングロスの低減により燃費を向上させるために、進角側の値に設定されている。さらに、エンジン要求出力  $Bmep\_cmd$  が高の高負荷域では、大きな新気量を確保するために、遅角側の値に設定されている。

【0082】

一方、上記ステップ41の答が  $NO$  で、加速要求判定値  $G\_jud$  が値1のとき、すなわち、加速要求が行われているときには、エンジン回転数  $NE$  およびエンジン要求出力  $Bmep\_cmd$  に応じ、図17に示す出力マップを検索することによって、出力マップ値  $Cain\_M\_P$  を算出するとともに、算出した出力マップ値  $Cain\_M\_P$  を目標カム位相  $Cain\_cmd$  として設定する(ステップ43)。この出力マップでは、出力マップ値  $Cain\_M\_P$  は、基本的には、エンジン回転数  $NE$  およびエンジン要求出力  $B$

10

20

30

40

50

mep\_cmd に対し、燃費マップ値 Cain\_M\_FC と同様の傾向に設定されており、より大きなエンジン 3 の出力を得るべく、より大きな吸入空気量 QA を得るために、全体として、燃費マップ値 Cain\_M\_FC よりも遅角側の値に設定されている。

【0083】

前記ステップ 4 2 または 4 3 に続くステップ 4 4 では、算出した目標カム位相 Cain\_cmd とカム位相 Cain との偏差に応じ、所定のフィードバック制御アルゴリズム、例えば PID 制御アルゴリズムによって、位相制御入力 U\_cain を算出し、本処理を終了する。以上のようにして算出された 位相制御入力 U\_cain は、カム位相可変機構 7 0 に入力され、それにより、カム位相 Cain が、目標カム位相 Cain\_cmd になるように制御される。

10

【0084】

図 18 は、前述したリフト制御入力 U\_lift\_in を算出する処理を示している。まず、ステップ 5 1 では、エンジン回転数 NE、エンジン要求出力 Bmep\_cmd、およびカム位相 Cain に応じ、図 19 に示す Lift\_in\_cmd マップを検索することによって、目標バルブリフト Lift\_in\_cmd を算出する。この Lift\_in\_cmd マップは、カム位相 Cain が前述した最遅角値 Cain\_rt から最進角値 Cain\_ad までの複数の所定値ごとに用意されており（図 19 には 1 つのみ図示）、カム位相 Cain がこれらの所定値でないときには、目標バルブリフト Lift\_in\_cmd は、補間演算によって算出される。

【0085】

この Lift\_in\_cmd マップは、バルブリフト Lift\_in と、エンジン回転数 NE と、エンジン要求出力 Bmep\_cmd と、カム位相 Cain との関係を実験により求め、マップ化したものであり、Lift\_in\_cmd マップでは、目標バルブリフト Lift\_in\_cmd は、そのときのカム位相 Cain に対し、エンジン要求出力 Bmep\_cmd が得られるような値に設定されている。

20

【0086】

具体的には、目標バルブリフト Lift\_in\_cmd は、エンジン回転数 NE が高いほど、また、エンジン要求出力 Bmep\_cmd が高く、負荷が高いほど、エンジン 3 の大きな出力を得るべく、大きな吸入空気量 QA を得るために、より大きな値に設定されている。また、カム位相 Cain が進角側であるほど、より大きな値に設定されている。これは、カム位相 Cain が進角側であるほど、吸気弁 4 の開弁時におけるピストン 3 b の速度が低いことや、内部 EGR 量が大きいことによって、同じバルブリフト Lift\_in に対して、吸入空気量 QA が小さくなるので、これを補うためである。

30

【0087】

上記ステップ 5 1 に続くステップ 5 2 では、算出した目標バルブリフト Lift\_in\_cmd とバルブリフト Lift\_in との偏差に応じ、所定のフィードバック制御アルゴリズム、例えば PID 制御アルゴリズムによって、リフト制御入力 U\_lift\_in を算出し、本処理を終了する。以上のようにして算出された リフト制御入力 U\_lift\_in は、バルブリフト可変機構 5 0 に入力され、それにより、バルブリフト Lift\_in が、目標バルブリフト Lift\_in\_cmd になるように制御される。

40

【0088】

以上の位相制御入力 U\_cain およびリフト制御入力 U\_lift\_in を用いた制御により、エンジン出力 Bmep\_act がエンジン要求出力 Bmep\_cmd に制御される。

【0089】

次に、図 20 を参照しながら、制御装置 1 による制御結果について、比較例とともに説明する。図 20 (a) に示す比較例は、前述した従来の場合と同様、目標カム位相 Cain\_cmd を前述した燃費マップのみを用いて算出した場合の例である。その結果によれば、加速要求に伴ってエンジン要求出力 Bmep\_cmd が急増しても、カム位相可変機構 7 0 の応答遅れを十分には補償できず、吸入空気量 QA が十分に得られないことによって、エンジン要求出力 Bmep\_cmd に対するエンジン出力 Bmep\_act の応答遅

50

れが発生している。

【0090】

これに対して、図20(b)に示すように、上述した制御装置1による制御結果によれば、加速要求に伴うエンジン要求出力 $B_{mep\_cmd}$ の急増時、エンジン出力 $B_{mep\_act}$ は、エンジン要求出力 $B_{mep\_cmd}$ に迅速にตอบสนองしており、加速要求時におけるエンジン出力 $B_{mep\_act}$ の高い応答性が得られることが確認できた。

【0091】

また、図21は、制御装置1で制御した場合の燃費率 $FEA$ ( $mile/gallon$ )を、燃費マップのみを用いた場合および出力マップのみを用いた場合の燃費率 $FFC$ 、 $FEP$ とともに示している。同図に示すように、制御装置1で制御した場合の燃費率 $FEA$ は、出力マップのみを用いた場合の燃費率 $FEP$ よりも大きく、燃費マップのみを用いた場合の燃費率 $FFC$ とほぼ同じになっており、エンジン3の良好な燃費を得られることが確認できた。

【0092】

以上のように、本実施形態によれば、位相制御入力 $U_{cain}$ を、加速要求時には出力マップ値 $C_{ain\_MP}$ に応じて、加速要求時以外ときには燃費マップ値 $C_{ain\_MC}$ に応じて、それぞれ算出する(ステップ43、42、44)。したがって、エンジン3の良好な燃費を確保できるとともに、加速要求時におけるエンジン3の出力の応答性を高めることができる。また、リフト制御入力 $U_{liftin}$ を検出したカム位相 $C_{ain}$ に応じて算出する(ステップ51、52)ので、カム位相可変機構70の応答遅れを、バルブリフト可変機構50を介した吸入空気量 $Q_A$ の制御によって補償できる。これにより、上述した効果、すなわち、良好な燃費を確保できるとともに、加速要求時におけるエンジン3の出力の応答性を高められるという効果を、より良好に得ることができる。

【0093】

さらに、要求加速度 $G_{cmd}$ を、駆動輪要求トルク $T_{q\_tire\_cmd}$ と走行抵抗 $RL$ との差に基づいて算出するので、エンジン3に要求される加速度合(以下「要求加速度合」という)を表すパラメータとして適切に算出することができる。また、駆動輪トルク $T_{q\_tire\_act}$ と、基準走行抵抗 $RL_{base}$ および基準加速抵抗 $Acc\_r$ の和である基準総走行抵抗 $All\_RL$ との偏差に基づいて、補正值 $RL_{cor}$ を算出する(ステップ29、30)とともに、算出した補正值 $RL_{cor}$ で基準走行抵抗 $RL_{base}$ を補正することによって、走行抵抗 $RL$ を算出する(ステップ31)。したがって、基準走行抵抗 $RL_{base}$ を基準として、走行抵抗 $RL$ を精度良く算出することができる。また、走行抵抗 $RL$ を、その算出手法から明らかなように、例えば車両 $V$ の実際の重量や路面の勾配などの検出値を必要とすることなく、演算のみによって算出できるので、それらを検出するセンサが不要になり、その分、制御装置1の製造コストを削減することができる。

【0094】

次に、図22を参照しながら、加速要求判定値算出処理の変形例について説明する。本処理は、前述した図13の加速要求判定値算出処理と比較して、加速要求判定値 $G_{jud}$ の算出手法のみが異なっている。図22において、図13の処理と同じ実行内容の部分については、同じステップ番号を付している。また、同図から明らかなように、ステップ15以降の処理が異なっているので、以下、ステップ15以降の処理について、図22を参照しながら説明する。

【0095】

前記ステップ15の答が $YES$ ( $G_{cmd} < G_{cmd\_SH}$ )のときには、そのときに得られている加速要求判定値 $G_{jud}$ をその前回値 $G_{judZ}$ に設定する(ステップ61)。次いで、設定した前回値 $G_{judZ}$ から所定値 $G_{jref}$ (例えば0.01)を減算することによって、加速要求判定値の今回値 $G_{jud}$ を算出する(ステップ62)。

【0096】

10

20

30

40

50



次に、算出した加速要求判定値  $G\_jud$  が値 0 以下であるか否かを判別し（ステップ 63）、この答が NO のときには、そのまま、本処理を終了する一方、YES のときには、加速要求が行われていないとして、前記ステップ 16 を実行し、加速要求判定値  $G\_jud$  を値 0 に設定した後、本処理を終了する。

【0097】

以上のように、本処理によれば、図 23 の時点  $t_1 \sim t_2$  に示すように、要求加速度  $G\_cmd$  がしきい値  $G\_cmd\_SH$  を下回っても、前述した第 1 実施形態と異なり、加速要求判定値  $G\_jud$  は、値 0 には設定されず、値 1 から所定値  $G\_jref$  ずつ、本処理の制御タイミングごとに減算した値に算出される（ステップ 61、62）。そして、要求加速度  $G\_cmd$  がしきい値  $G\_cmd\_SH$  を下回った状態がある程度、継続し、加速要求判定値の前回値  $G\_judZ$  から所定値  $G\_jref$  を減算した値が値 0 以下になると（ステップ 63：YES）、加速要求判定値  $G\_jud$  は、その後、 $G\_cmd < G\_cmd\_SH$  が成立している限り、値 0 に保持される（ステップ 16）（時点  $t_2$  以降）。

10

【0098】

以上のような加速要求判定値  $G\_jud$  の算出は、次の理由による。すなわち、前述したように、要求加速度  $G\_cmd$  は、アクセル開度  $AP$  に応じて算出したエンジン要求出力  $Bmep\_cmd$  を用いて算出される。これに対し、本実施形態のようなマニュアル式の変速装置 80 を備える車両では、通常、運転者は、シフトチェンジを行う際、アクセルペダルから足を離すので、アクセル開度  $AP$  が値 0 になる。このため、加速要求時にシフトチェンジが行われるような場合には、上記のようにアクセル開度  $AP$  が値 0 になることによって、要求加速度  $G\_cmd$  が一時的に負値になる場合があるので、その場合に、加速要求判定値  $G\_jud$  をすぐには値 0 に設定しないことによって、出力マップを用いたカム位相  $Cain$  制御を維持するためである。

20

【0099】

また、このときの出力マップを用いたカム位相  $Cain$  制御の維持時間は、所定値  $G\_jref$  の大きさによって定まる。したがって、この所定値  $G\_jref$  は、この維持時間が、シフトチェンジに伴ってアクセルペダルから足を一旦、離し、アクセルペダルを再度、踏み込むのに要する時間よりも若干、長くなるように設定される。それにより、加速要求時、シフトチェンジに伴って燃費マップを用いたカム位相  $Cain$  制御に不要に切り換えられるのを防止でき、出力マップを用いたカム位相  $Cain$  制御を維持することができる。

30

【0100】

なお、要求加速度  $G\_cmd$  がしきい値  $G\_cmd\_SH$  を下回った時点からの経過時間をタイマなどの計時手段で計時するとともに、計時した経過時間が所定時間を超えたときに、加速要求判定値  $G\_jud$  を値 0 に設定してもよい。この場合、この所定時間を、シフトチェンジに伴ってアクセルペダルから足を一旦、離し、アクセルペダルを再度、踏み込むのに要する時間よりも若干、長い時間に設定することによって、上述した効果を同様に得ることができる。

【0101】

次に、本発明の第 2 実施形態について説明する。本実施形態は、第 1 実施形態と比較して、加速要求判定値算出処理および位相制御入力算出処理のみが異なっている。より具体的には、加速要求判定値  $G\_juda$  の算出手法と目標カム位相  $Cain\_cmd$  の算出手法のみが異なっているので、以下、第 1 実施形態と異なる点を中心に説明する。本実施形態では、加速要求判定値  $G\_juda$  が、本発明の「要求加速度合パラメータに応じた重み」に相当する。

40

【0102】

まず、図 24 を参照しながら、加速要求判定値算出処理について説明する。前記ステップ 14 に続くステップ 71 では、要求加速度  $G\_cmd$  に応じ、図 25 に示す  $G\_juda$  テーブルを検索することによって、加速要求判定値  $G\_juda$  を算出し、本処理を終

50

了する。同図において、G<sub>min</sub>およびG<sub>max</sub>はそれぞれ、要求加速度G<sub>cmd</sub>の最小値および最大値である。

【0103】

このG<sub>juda</sub>テーブルでは、加速要求判定値G<sub>juda</sub>は、要求加速度G<sub>cmd</sub>が前記しきい値G<sub>cmd\_SH</sub>よりも小さい範囲では、値0に設定され、G<sub>cmd</sub>値が所定値G<sub>ref</sub>(>G<sub>cmd\_SH</sub>)よりも大きい範囲では、値1に設定されるとともに、G<sub>cmd\_SH</sub> < G<sub>cmd</sub> < G<sub>ref</sub>では、G<sub>cmd</sub>値が大きいほど、より大きな値にリニアに設定されている。この所定値G<sub>ref</sub>は、最大値G<sub>max</sub>よりも若干、小さな値に設定されている。

【0104】

次に、図26を参照しながら、位相制御入力算出処理について説明する。まず、ステップ81では、前記ステップ42と同様、エンジン回転数NEおよびエンジン要求出力B<sub>mep\_cmd</sub>に応じ、前述した図16に示す燃費マップを検索することによって、燃費マップ値C<sub>ain\_M\_FC</sub>を算出する。次いで、前記ステップ43と同様、エンジン回転数NEおよびエンジン要求出力B<sub>mep\_cmd</sub>に応じ、前述した図17に示す出力マップを検索することによって、出力マップ値C<sub>ain\_M\_P</sub>を算出する(ステップ82)。

【0105】

次に、上記ステップ71で算出した加速要求判定値G<sub>juda</sub>と、ステップ81および82でそれぞれ算出した燃費マップ値C<sub>ain\_M\_FC</sub>および出力マップ値C<sub>ain\_M\_P</sub>を用いて、次式(10)により目標カム位相C<sub>ain\_cmd</sub>を算出する(ステップ83)。次いで、前記ステップ44を実行し、算出した目標カム位相C<sub>ain\_cmd</sub>に応じて位相制御入力U<sub>cain</sub>を算出した後、本処理を終了する。

$$C_{ain\_cmd} = G_{juda} \times C_{ain\_M\_P} + (1 - G_{juda}) \times C_{ain\_M\_FC} \dots\dots (10)$$

【0106】

この式(10)から明らかなように、位相制御入力U<sub>cain</sub>の算出に用いられる目標カム位相C<sub>ain\_cmd</sub>は、加速要求判定値G<sub>juda</sub>を重み係数として、出力マップ値C<sub>ain\_M\_P</sub>と燃費マップ値C<sub>ain\_M\_FC</sub>とを加重平均することにより算出され、C<sub>ain\_M\_P</sub>値にはG<sub>juda</sub>が、C<sub>ain\_M\_FC</sub>値には(1 - G<sub>juda</sub>)が、それぞれ乗算される。また、前述したG<sub>juda</sub>テーブルの設定から明らかなように、加速要求判定値G<sub>juda</sub>は、要求加速度G<sub>cmd</sub>がしきい値G<sub>cmd\_SH</sub>よりも小さいときには値0に算出され、G<sub>cmd</sub>値がG<sub>cmd\_SH</sub>値以上のときには、値0から値1までの間で、G<sub>cmd</sub>値が大きいほど、より大きな値にリニアに算出される。

【0107】

以上により、要求加速度G<sub>cmd</sub>がしきい値G<sub>cmd\_SH</sub>以上のときには、加速要求判定値G<sub>juda</sub>が大きいほど、すなわち、要求加速度合が大きいほど、目標カム位相C<sub>ain\_cmd</sub>に対する出力マップ値C<sub>ain\_M\_P</sub>の重みがより大きくなる。したがって、加速要求時に、目標カム位相C<sub>ain\_cmd</sub>に対する出力マップ値C<sub>ain\_M\_P</sub>の重みが大きくなるので、エンジン3の出力の応答性を高めることができる。また、G<sub>cmd</sub>値 < G<sub>cmd\_SH</sub>のとき、すなわち加速要求時以外のときには、目標カム位相C<sub>ain\_cmd</sub>を燃費マップ値C<sub>ain\_M\_FC</sub>に設定できるので、それにより、エンジン3の良好な燃費を得ることができる。以上により、前述した第1実施形態と同様、良好な燃費を確保できるとともに、加速要求時におけるエンジン3の出力の応答性を高めることができる。

【0108】

また、上記のように、要求加速度合が大きいほど、目標カム位相C<sub>ain\_cmd</sub>に対する出力マップ値C<sub>ain\_M\_P</sub>の重みがより大きくなるので、加速度合の大小に見合った適切な目標カム位相C<sub>ain\_cmd</sub>を得ることができる。したがって、良好な燃費

10

20

30

40

50

の確保と、加速要求時におけるエンジン3の出力の応答性の向上を、よりバランス良く両立させることができる。

【0109】

なお、前述したG\_\_j u d aテーブルにおいて、加速要求判定値G\_\_j u d aを値0から値1までの間の値に設定する区間を、しきい値G\_\_c m d \_\_S Hおよび所定値G r e fで規定しているが、値0よりも大きく、かつ最大値G m a xよりも小さい値であれば、これらのG\_\_c m d \_\_S H値およびG r e f値に限らず、他の任意の値を用いて規定してもよい。

【0110】

なお、本発明は、説明した実施形態に限定されることなく、種々の態様で実施することができる。例えば、本実施形態は、バルブリフト可変機構50がカム位相可変機構70よりも応答速度が高いタイプのエンジン3に、本発明を適用した例であるが、本発明は、逆に、カム位相可変機構がバルブリフト可変機構よりも応答速度が高いタイプの内燃機関に適用可能である。また、本実施形態では、本発明の第1および第2の可変動弁機構をそれぞれ、バルブリフト可変機構50およびカム位相可変機構70で構成しているが、吸気弁4の動作特性を変更することによって吸入空気量QAを変更可能な機構であれば、他の機構で構成してもよい。さらに、本実施形態は、バルブリフト可変機構50およびカム位相可変機構70により吸気弁4のバルブリフトL i f t i nおよびバルブタイミングをそれぞれ変更するエンジン3に本発明を適用した例であるが、本発明は、これに限らず、応答速度が互いに異なる2つの機構により吸気弁4の同じ動作特性を変更するタイプの内燃機関に適用可能である。

【0111】

また、本実施形態では、目標カム位相C a i n \_\_c m dを、燃費マップまたは出力マップを検索することにより算出しているが、マップを用いずに演算により算出してもよい。さらに、本実施形態では、負荷パラメータとして、算出したエンジン要求出力B m e p \_\_c m dを用いているが、検出したアクセル開度A Pを用いてもよい。また、本実施形態では、駆動輪トルクT q \_\_t i r e \_\_a c tおよび車両加速度A c cを演算によって求めているが、センサによる検出により求めてもよい。さらに、要求加速度G\_\_c m dを、本実施形態の算出手法に代えて、他の算出手法により算出してもよく、例えば、要求加速度G\_\_c m dを、アクセル開度A Pの変化量に応じて算出してもよい。また、走行抵抗R Lも、本実施形態の算出手法に代えて、他の算出手法により算出してもよく、例えば、車両Vの重量や路面の勾配をセンサで検出するとともに、それらの検出値に応じて、走行抵抗R Lを算出してもよい。

【0112】

さらに、本実施形態は、本発明を車両用のエンジン3に適用した例であるが、本発明はこれに限らず、クランク軸を鉛直方向に配置した船外機などのような船舶推進機用エンジンや、他の産業用の内燃機関に適用してもよい。その他、本発明の趣旨の範囲内で、細部の構成を適宜、変更することが可能である。

【図面の簡単な説明】

【0113】

【図1】本実施形態による制御装置を適用した内燃機関を、これを搭載した車両とともに示す図である。

【図2】図1の内燃機関の概略構成を示す模式図である。

【図3】制御装置の概略構成を示すブロック図である。

【図4】内燃機関の可変式吸気動弁機構および排気動弁機構の概略構成を示す断面図である。

【図5】可変式吸気動弁機構の可変バルブリフト機構の概略構成を示す断面図である。

【図6】リフトアクチュエータの短アームが、(a)最大リフト位置に位置している状態を、(b)最小リフト位置に位置している状態を、それぞれ示す図である。

【図7】吸気弁の開弁状態を、(a)可変バルブリフト機構の下リンクが最大リフト位置

10

20

30

40

50

にあるときにおいて、(b) 最小リフト位置にあるときにおいて、それぞれ示す図である。

【図8】可変バルブリフト機構の下リンクが最大リフト位置にあるときの吸気弁のバルブリフト曲線(実線)と、最小リフト位置にあるときのバルブリフト曲線(2点鎖線)を示す図である。

【図9】可変カム位相機構の概略構成を模式的に示す図である。

【図10】可変カム位相機構により、カム位相が最遅角値に設定されているときの吸気弁のバルブリフト曲線(実線)と、カム位相が最進角値に設定されているときの吸気弁のバルブリフト曲線(2点鎖線)を、それぞれ示す図である。

【図11】エンジン要求出力算出処理を示すフローチャートである。

10

【図12】エンジン要求出力  $BmeP\_cmd$  を算出するためのマップの一例を示す図である。

【図13】加速要求判定値算出処理を示すフローチャートである。

【図14】走行抵抗算出処理を示すフローチャートである。

【図15】位相制御入力算出処理を示すフローチャートである。

【図16】燃費マップの一例を示す図である。

【図17】出力マップの一例を示す図である。

【図18】リフト制御入力算出処理を示すフローチャートである。

【図19】  $LiftInCmd$  マップの一例を示す図である。

【図20】(a) 燃費マップのみを用いて制御した場合の制御結果を、(b) 本実施形態による制御装置の制御結果の一例を、それぞれ示す図である。

20

【図21】本実施形態による制御装置で制御した場合の燃費率  $FEA$  を、燃費マップのみを用いた場合の燃費率  $FEFC$  と、出力マップのみを用いた場合の燃費率  $FEP$  とともに示す図である。

【図22】加速要求判定値算出処理の変形例を示すフローチャートである。

【図23】図22の処理における要求加速度  $G\_cmd$  および加速要求判定値  $G\_jud$  の推移の一例を示す図である。

【図24】第2実施形態による加速要求判定値算出処理を示すフローチャートである。

【図25】図24の処理で用いられる  $G\_juda$  テーブルの一例を示す図である。

【図26】第2実施形態による位相制御入力算出処理を示すフローチャートである。

30

【符号の説明】

【0114】

1 制御装置

2 ECU (第1制御入力算出手段、負荷パラメータ検出手段、要求加速度合パラメータ算出手段、出力優先型算出手段、燃費優先型算出手段、選択手段、第2制御入力算出手段、駆動輪要求トルク算出手段、走行抵抗算出手段、駆動輪トルク検出手段、加速度検出手段、基準走行抵抗算出手段、基準加速抵抗算出手段、補正值算出手段)

3 エンジン

4 吸気弁

40

23 カム角センサ(作動量検出手段)

26 車速センサ(車速検出手段)

50 バルブリフト可変機構(第1可変動弁機構)

70 カム位相可変機構(第2可変動弁機構)

V 車両

W 駆動輪

QA 吸入空気量

$LiftIn$  バルブリフト(吸気弁に対する第1可変動弁機構の作動量)

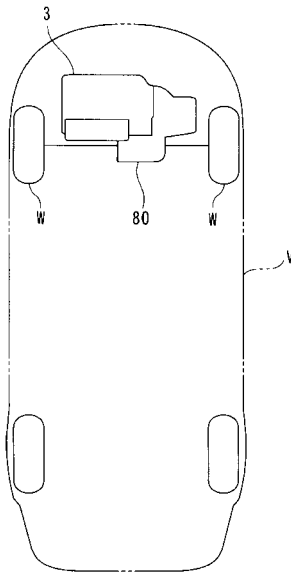
$CaIn$  カム位相(吸気弁に対する第2可変動弁機構の作動量)

$UliftIn$  リフト制御入力(第1制御入力)

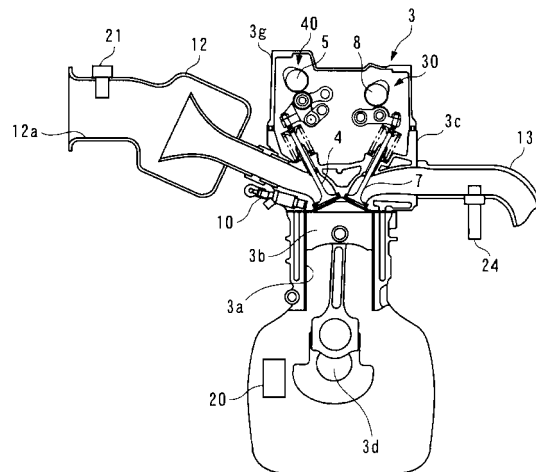
50

U c a i n	位相制御入力 (第2制御入力)
B m e p _ c m d	エンジン要求出力 (負荷パラメータ)
G _ c m d	要求加速度 (要求加速度合パラメータ)
T q _ t i r e _ c m d	駆動輪要求トルク
R L	走行抵抗
T q _ t i r e _ a c t	駆動輪トルク
R L _ b a s e	基準走行抵抗
V P	車速
A c c	車両加速度
A c c _ r	基準加速抵抗
R L _ c o r	補正值
G _ j u d a	加速要求判定値 (要求加速度合パラメータに応じた重み)

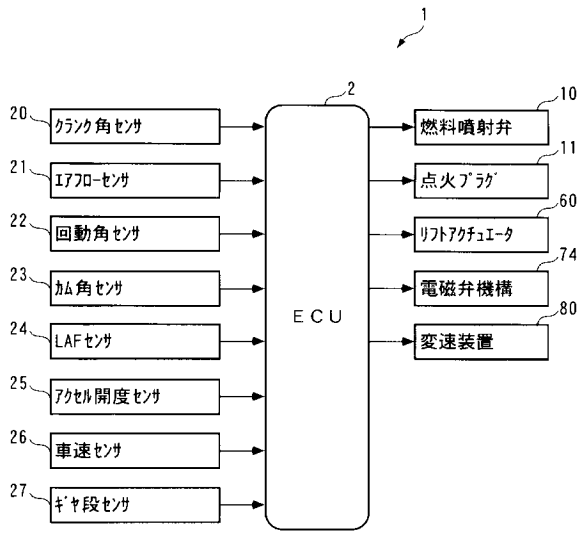
【図1】



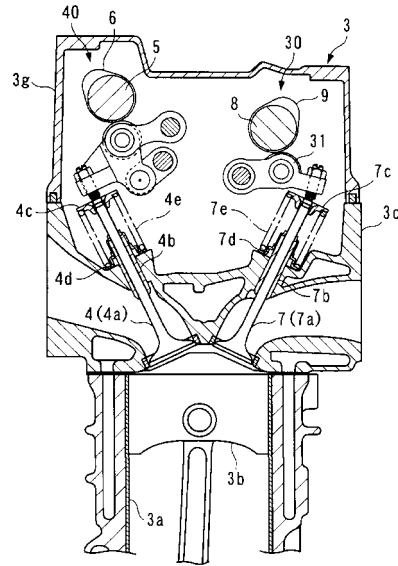
【図2】



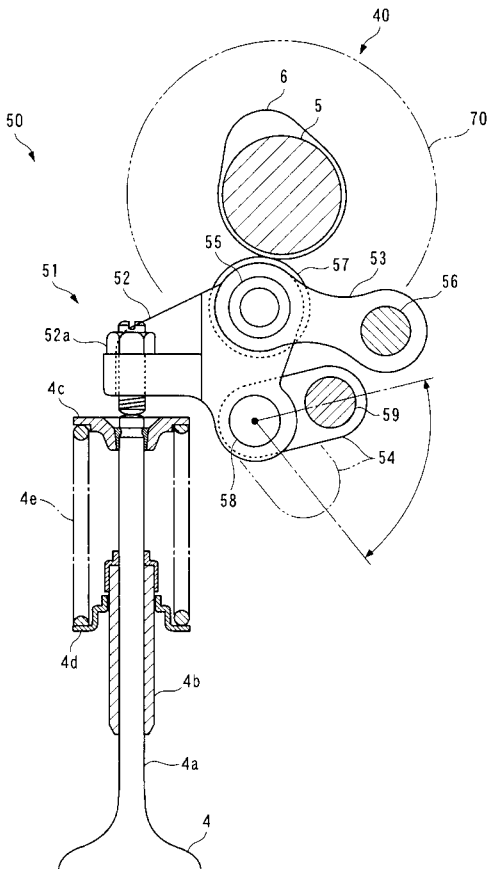
【図3】



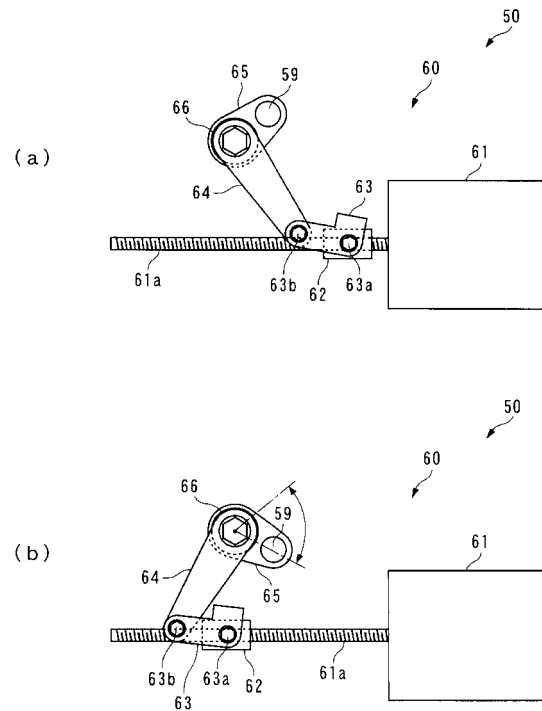
【図4】



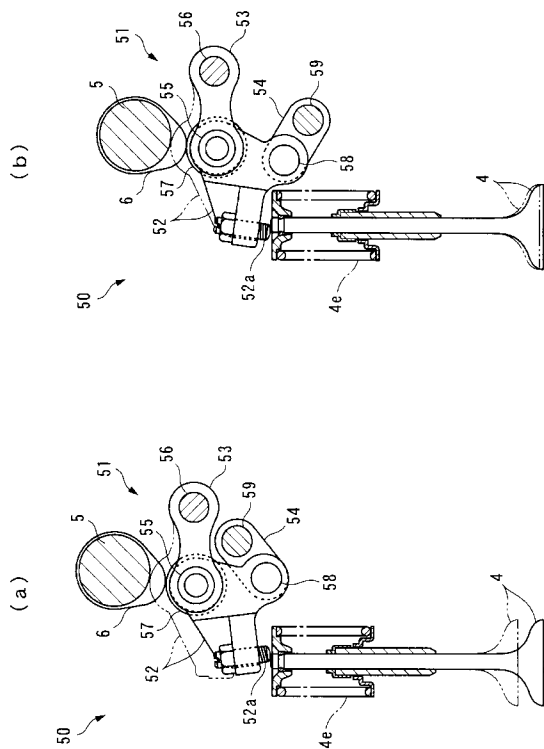
【図5】



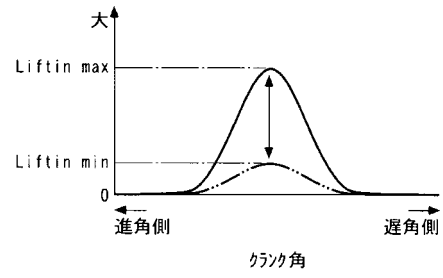
【図6】



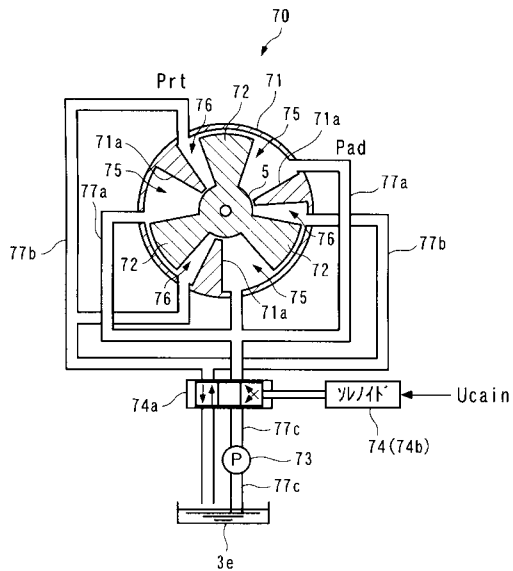
【図7】



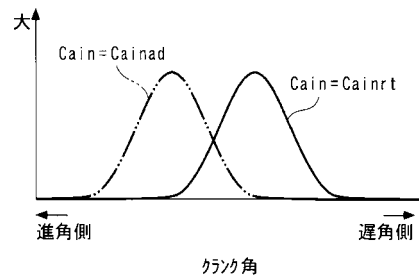
【図8】



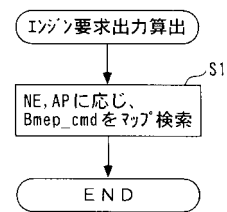
【図9】



【図10】



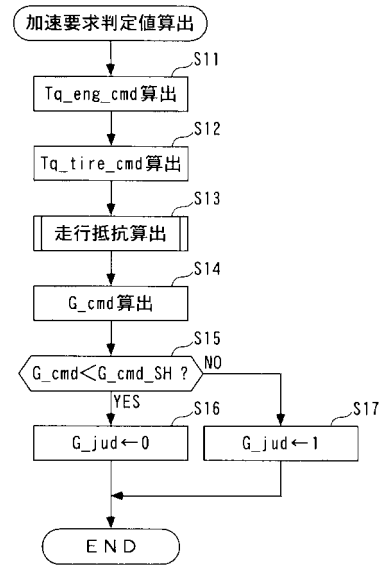
【図11】



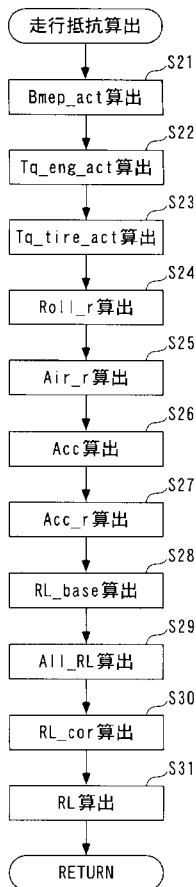
【図 1 2】

	低 ←	NE	→ 高
小 ↑ AP ↓ 大	Bmep_cmd11	.....	Bmep_cmd1j
	⋮	.....	⋮
	Bmep_cmdi1	.....	Bmep_cmdij

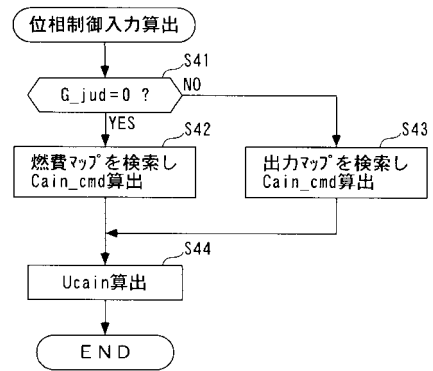
【図 1 3】



【図 1 4】



【図 1 5】

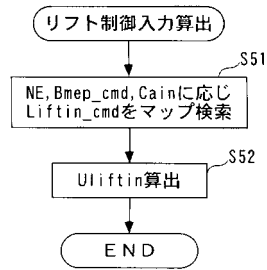




【図16】

	低 ←	NE	→ 高
小 ↑ Bmep_cmd	Cain_M_FC11	.....	Cain_M_FC1j
↓ 大	Cain_M_FC1i	.....	Cain_M_FCij

【図18】



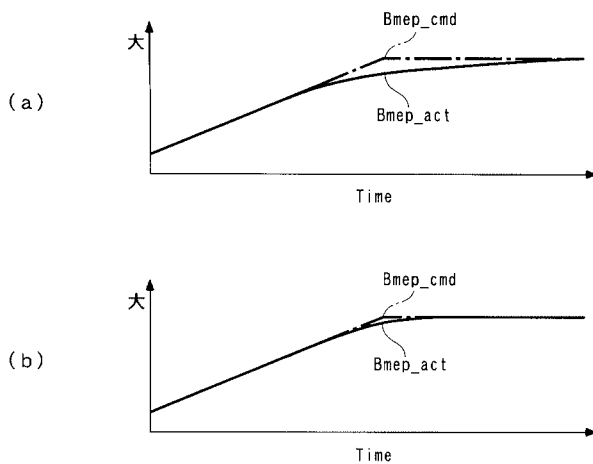
【図17】

	低 ←	NE	→ 高
小 ↑ Bmep_cmd	Cain_M_P11	.....	Cain_M_P1j
↓ 大	Cain_M_Pi1	.....	Cain_M_Pij

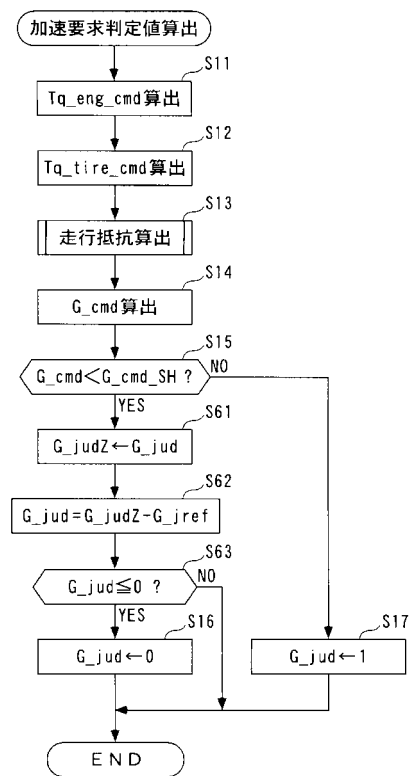
【図19】

	低 ←	NE	→ 高
小 ↑ Bmep_cmd	Liftin_cmd11	.....	Liftin_cmd1j
↓ 大	Liftin_cmdi1	.....	Liftin_cmdij

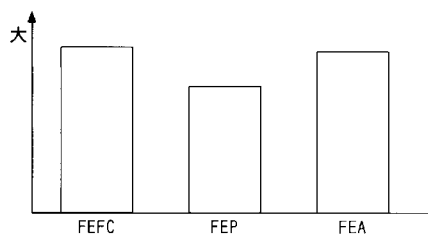
【図20】



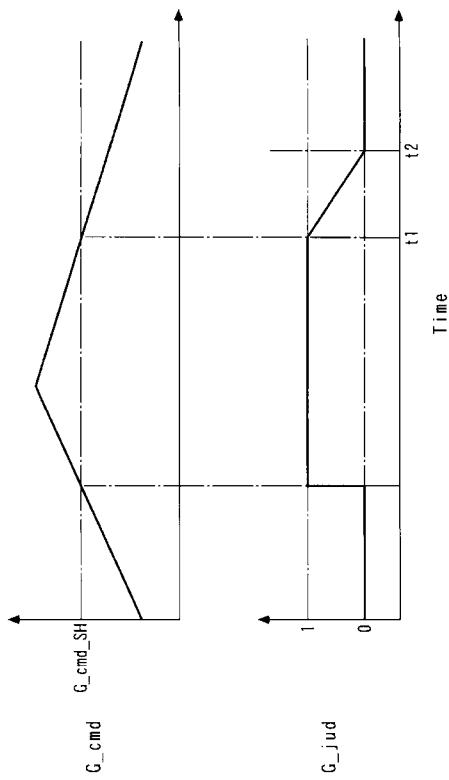
【図22】



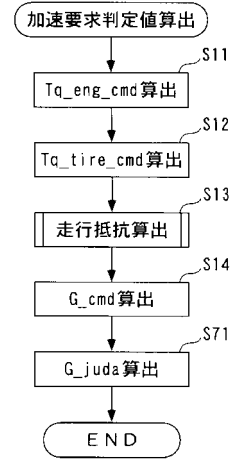
【図21】



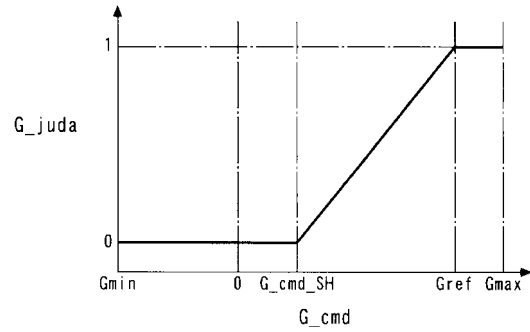
【 図 2 3 】



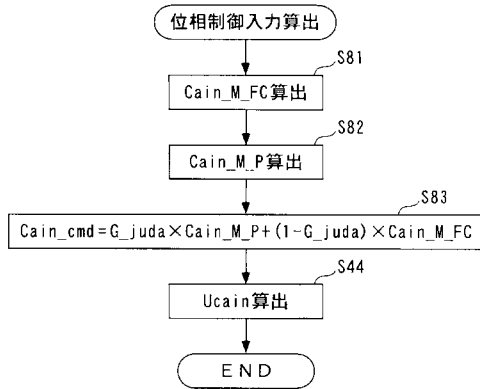
【 図 2 4 】



【 図 2 5 】



【 図 2 6 】



---

フロントページの続き

- (56)参考文献 特開2006-090198(JP,A)  
特開2005-120990(JP,A)  
特開2005-220775(JP,A)  
特開平05-079553(JP,A)

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