

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4200868号
(P4200868)

(45) 発行日 平成20年12月24日(2008.12.24)

(24) 登録日 平成20年10月17日(2008.10.17)

(51) Int.Cl.

FO2D 45/00 (2006.01)

F 1

FO2D 45/00 364K
FO2D 45/00 364A
FO2D 45/00 368Z

請求項の数 10 (全 23 頁)

(21) 出願番号 特願2003-335892 (P2003-335892)
 (22) 出願日 平成15年9月26日 (2003.9.26)
 (65) 公開番号 特開2005-105822 (P2005-105822A)
 (43) 公開日 平成17年4月21日 (2005.4.21)
 審査請求日 平成18年3月17日 (2006.3.17)

(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 100106150
 弁理士 高橋 英樹
 (74) 代理人 100082175
 弁理士 高田 守
 (74) 代理人 100120499
 弁理士 平山 淳
 (72) 発明者 上田 広一
 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 有賀 信

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】内燃機関の燃料性状判定装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

筒内での実際の燃焼により発生した筒内トルクを爆発行程で算出する筒内トルク算出手段と、

前記筒内トルクが算出される前記爆発行程と同じサイクルの吸気行程において筒内に流入する筒内空気量を取得する筒内空気量取得手段と、

前記筒内トルク取得手段により取得された前記筒内空気量に基づいて、筒内で発生する理論上の基準トルクを算出する基準トルク算出手段と、

前記基準トルクと前記筒内トルクとの乖離度合いに基づいて、燃料の性状を判定する判定手段と、

を備えたことを特徴とする内燃機関の燃料性状判定装置。

【請求項2】

前記判定手段は、内燃機関の始動直後の同じサイクルでそれぞれ算出された前記基準トルクと前記筒内トルクとの乖離度合いに基づいて、燃料の性状を判定することを特徴とする請求項1記載の内燃機関の燃料性状判定装置。

【請求項3】

前記判定手段は、前記基準トルクと前記筒内トルクの乖離の度合いが大きいほど、燃料の性状が重質であると判定することを特徴とする請求項1又は2記載の内燃機関の燃料性状判定装置。

【請求項4】

10

20

前記基準トルクと前記筒内トルクの相対的な比率又は前記基準トルクと前記筒内トルクの間の偏差を取得する手段を備え、

前記判定手段は、前記比率又は前記偏差に基づいて、前記基準トルクと前記筒内トルクの乖離の度合いを判別することを特徴とする請求項1～3のいずれかに記載の内燃機関の燃料性状判定装置。

【請求項 5】

前記比率又は前記偏差の積算値を算出する積算値算出手段を備え、

前記判定手段は、前記積算値に基づいて、前記基準トルクと前記筒内トルクの乖離の度合いを判別することを特徴とする請求項4記載の内燃機関の燃料性状判定装置。

【請求項 6】

クランク角加速度を算出するクランク角加速度算出手段を備え、

前記筒内トルク算出手段は、前記クランク角加速度に基づいて前記筒内トルクを算出することを特徴とする請求項1～5のいずれかに記載の内燃機関の燃料性状判定装置。

【請求項 7】

所定パラメータと機関のフリクショントルクとの関係を定めた標準フリクション特性を記憶した記憶手段を備え、

前記筒内トルク算出手段は、前記フリクショントルクと前記クランク角加速度とに基づいて前記筒内トルクを算出することを特徴とする請求項6記載の内燃機関の燃料性状判定装置。

【請求項 8】

前記クランク角加速度算出手段は、往復慣性質量による慣性トルクの平均値がほぼ0となるクランク角の区間で前記クランク角加速度を算出することを特徴とする請求項6又は7記載の内燃機関の燃料性状判定装置。

【請求項 9】

筒内圧を検出する筒内圧検出手段を備え、

前記筒内トルク算出手段は、前記筒内圧に基づいて前記筒内トルクを算出することを特徴とする請求項1～5のいずれかに記載の内燃機関の燃料性状判定装置。

【請求項 10】

クランク角加速度を算出するクランク角加速度算出手段と、

(全気筒数 - 1)個の気筒に設けられた前記筒内圧検出手段と、を備え、

前記筒内トルク算出手段は、前記クランク角加速度及び前記筒内圧に基づいて前記筒内トルクを算出することを特徴とする請求項9記載の内燃機関の燃料性状判定装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、内燃機関の燃焼状態推定装置に関し、特に、筒内の燃焼状態、筒内へ供給した燃料の性状を推定する装置に適用して好適である。

【背景技術】

【0002】

従来から、内燃機関の筒内に装着した筒内圧センサの検出値から図示平均有効圧を求め、図示平均有効圧に基づいて燃料の性状を判定する方法が知られている。例えば、特開平9-1444591号公報には、図示平均有効圧の演算値が所定値以上であるか否かに基づいて、燃料の性状を検出する方法が記載されている。

【0003】

【特許文献1】特開平9-1444591号公報

【特許文献2】特開平6-288289号公報

【特許文献3】特開平7-279739号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

10

20

30

40

50

しかしながら、例えば機関始動時のクランキング時間、または機関回転数等が異なると、筒内空気量が変動する。そして、筒内空気量が変動すると図示平均有効圧が変動する。特開平9-144591号公報に記載された方法では、筒内空気量の変動に起因する図示平均有効圧の変動を考慮していないため、筒内空気量が変動すると燃料の性状を正確に判定することができないという問題が生じる。

【0005】

例えば、筒内空気量が少ないと筒内の燃焼が抑制されるため、図示平均有効圧は小さくなる。筒内空気量による図示平均有効圧の変動を考慮していない場合、筒内空気量に応じて図示平均有効圧が低下した場合であっても、燃料の性状に起因して図示平均有効圧が低下したものと誤判定することが想定される。従って、上記公報に記載された方法で燃料の性状を正確に判定することは困難である。10

【0006】

この発明は、上述のような問題を解決するためになされたものであり、筒内の燃焼状態、燃料の性状を正確に判定し、内燃機関を最適に制御することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0007】

第1の発明は、上記の目的を達成するため、

筒内での実際の燃焼により発生した筒内トルクを爆発行程で算出する筒内トルク算出手段と、

前記筒内トルクが算出される前記爆発行程と同じサイクルの吸気行程において筒内に流入する筒内空気量を取得する筒内空気量取得手段と、20

前記筒内トルク取得手段により取得された前記筒内空気量に基づいて、筒内で発生する理論上の基準トルクを算出する基準トルク算出手段と、

前記基準トルクと前記筒内トルクとの乖離度合いに基づいて、燃料の性状を判定する判定手段と、

を備えたことを特徴とする。

【0008】

第2の発明は、第1の発明において、前記判定手段は、内燃機関の始動直後の同じサイクルでそれぞれ算出された前記基準トルクと前記筒内トルクとの乖離度合いに基づいて、燃料の性状を判定することを特徴とする。30

【0011】

第3の発明は、第1又は第2の発明において、前記判定手段は、前記基準トルクと前記筒内トルクの乖離の度合いが大きいほど、燃料の性状が重質であると判定することを特徴とする。

【0012】

第4の発明は、第1～第3の発明において、前記基準トルクと前記筒内トルクの相対的な比率又は前記基準トルクと前記筒内トルクの間の偏差を取得する手段を備え、前記判定手段は、前記比率又は前記偏差に基づいて、前記基準トルクと前記筒内トルクの乖離の度合いを判別することを特徴とする。

【0013】

第5の発明は、第4の発明において、前記比率又は前記偏差の積算値を算出する積算値算出手段を備え、前記判定手段は、前記積算値に基づいて、前記基準トルクと前記筒内トルクの乖離の度合いを判別することを特徴とする。40

【0014】

第6の発明は、第1～第5の発明のいずれかにおいて、クランク角加速度を算出するクランク角加速度算出手段を備え、前記筒内トルク算出手段は、前記クランク角加速度に基づいて前記筒内トルクを算出することを特徴とする。

【0015】

第7の発明は、第6の発明において、所定パラメータと機関のフリクショントルクとの関係を定めた標準フリクション特性を記憶した記憶手段を備え、前記筒内トルク算出手段50

は、前記フリクショントルクと前記クランク角加速度とに基づいて前記筒内トルクを算出することを特徴とする。

【0016】

第8の発明は、第6又は第7の発明において、前記クランク角加速度算出手段は、往復慣性質量による慣性トルクの平均値がほぼ0となるクランク角の区間で前記クランク角加速度を算出することを特徴とする。

【0017】

第9の発明は、第1～第5の発明のいずれかにおいて、筒内圧を検出する筒内圧検出手段を備え、前記筒内トルク算出手段は、前記筒内圧に基づいて前記筒内トルクを算出することを特徴とする。

10

【0018】

第10の発明は、第9の発明において、クランク角加速度を算出するクランク角加速度算出手段と、(全気筒数-1)個の気筒に設けられた前記筒内圧検出手段と、を備え、前記筒内トルク算出手段は、前記クランク角加速度及び前記筒内圧に基づいて前記筒内トルクを算出することを特徴とする。

【発明の効果】

【0019】

第1の発明によれば、筒内での実際の燃焼により発生した筒内トルクが爆発行程で算出され、かつ、当該筒内トルクが算出される上記爆発行程と同じサイクルの吸気行程において筒内に流入する筒内空気量に基づいて筒内で発生する理論上の基準トルクが算出される。そして、このようにして算出された筒内トルクと基準トルクとの乖離度合いに基づいて、燃料の性状が判定されるため、筒内空気量がバラツキ等の要因で変動した場合であっても、燃料の性状を正確に判定することが可能となる。従って、燃料の性状に基づいて内燃機関を最適に制御することが可能となる。

20

【0020】

第2の発明によれば、内燃機関の始動直後の同じサイクルでそれぞれ算出された前記基準トルクと前記筒内トルクとの乖離度合いに基づいて、燃料の性状を正確に判定することが可能となる。

【0023】

第3の発明によれば、重質燃料の場合、筒内トルクが減少し、また、機関回転数の低下により筒内へ送られる空気量が多くなり、基準トルクが増加する。従って、重質燃料の場合は基準トルクと筒内トルクの乖離の度合いが大きくなるため、乖離度合いに基づいて燃料の性状を判定することが可能となる。

30

【0024】

第4の発明によれば、基準トルクと筒内トルクの相対的な比率又は基準トルクと筒内トルクの間の偏差から、基準トルクと筒内トルクの乖離度合いを求めることができる。従って、この比率又は偏差に基づいて燃料の性状を判定することが可能となる。

【0025】

第5の発明によれば、基準トルクと筒内トルクの相対的な比率又は基準トルクと筒内トルクの間の偏差の積算値を算出することにより、偶発的な燃焼悪化等によりトルク算出値にバラツキが発生した場合であっても、燃料の性状を正確に判定することが可能となる。

40

【0026】

第6の発明によれば、クランク角加速度に基づいて筒内トルクを算出することができるため、簡素な構成で燃料の性状を判定することが可能となる。

【0027】

第7の発明によれば、フリクショントルクを考慮した上で筒内トルクを正確に求めることができるために、燃料の性状を高精度に判定することが可能となる。

【0028】

第8の発明によれば、往復慣性質量による慣性トルクの平均値がほぼ0となるクランク角の区間でクランク角加速度を算出することで、往復慣性質量による慣性トルクがクラン

50

ク角加速度、または筒内トルクの算出値に与える影響を排除することができる。従って、筒内トルクを正確に算出することができ、燃料の性状を高精度に判定することが可能となる。

【0029】

第9の発明によれば、検出した筒内圧に基づいて筒内トルクを正確に算出することができ、燃料の性状を高精度に判定することが可能となる。

【0030】

第10の発明によれば、クランク角加速度及び検出した筒内圧に基づいて筒内トルクを算出するため、全気筒に筒内圧検出手段を設ける必要がなくなる。従って、燃焼状態推定装置の製造コストを低減することができる。

10

【発明を実施するための最良の形態】

【0031】

以下、図面に基づいてこの発明のいくつかの実施の形態について説明する。尚、各図において共通する要素には、同一の符号を付して重複する説明を省略する。なお、以下の実施の形態によりこの発明が限定されるものではない。

【0032】

実施の形態1.

図1は、本発明の各実施の形態にかかる内燃機関の燃焼状態推定装置及びその周辺の構造を説明するための図である。なお、以下の各実施形態では4気筒の内燃機関を例示する。図1に示すように、内燃機関10には吸気通路12および排気通路14が連通している。吸気通路12は、上流側の端部にエアフィルタ16を備えている。エアフィルタ16には、吸気温THA(すなわち外気温)を検出する吸気温センサ18が組みつけられている。また、排気通路14には排気浄化触媒32が配置されている。

20

【0033】

エアフィルタ16の下流には、エアフローメータ20が配置されている。エアフローメータ20の下流には、スロットルバルブ22が設けられている。スロットルバルブ22の近傍には、スロットル開度TAを検出するスロットルセンサ24と、スロットルバルブ22が全閉となることでオンとなるアイドルスイッチ26とが配置されている。

【0034】

スロットルバルブ22の下流には、サージタンク28が設けられている。サージタンク28の近傍には、吸気通路12の圧力(吸気管圧力)を検出する吸気管圧センサ29が設けられている。また、サージタンク28の更に下流には、内燃機関10の吸気ポートに燃料を噴射するための燃料噴射弁30が配置されている。

30

【0035】

内燃機関10の各気筒はピストン34を備えている。ピストン34には、その往復運動によって回転駆動されるクランク軸36が連結されている。車両駆動系と補機類(エアコンのコンプレッサ、オルタネータ、トルクコンバータ、パワーステアリングのポンプ等)は、このクランク軸36の回転トルクによって駆動される。クランク軸36の近傍には、クランク軸36の回転角を検出するためのクランク角センサ38が取り付けられている。また、内燃機関10のシリンダーブロックには、冷却水温を検出する水温センサ42が取り付けられている。また、内燃機関10が有する4気筒のうちの所定の気筒には、筒内の圧力(筒内圧)を検出するための筒内圧センサ44が設けられている。

40

【0036】

図1に示すように、本実施形態の燃焼状態推定装置はECU(Electronic Control Unit)40を備えている。ECU40には、上述した各種センサおよび燃料噴射弁30などが接続されている。

【0037】

このように構成された本実施形態の燃焼状態推定装置において、ECU40は、クランク角センサ38から検出したクランク角加速度に基づいて、爆発行程が行われる毎に燃焼による筒内トルクを算出する。また、ECU40は、吸気圧センサ29の検出値に基づい

50

て各吸気行程で筒内に流入した筒内空気量を求め、筒内空気量から各爆発行程における基準トルクを求める。そして、筒内トルクと基準トルクの乖離度合いに基づいて、燃料の性状を判定する。

【0038】

図2は、内燃機関10の始動後、最初の爆発行程（初爆）からN回の爆発行程が行われるまでの間に於いて、基準トルクと筒内トルクが変動する様子を示す特性図である。ここで、図2(A)は燃料の性状が軽質の場合を、図2(B)は燃料の性状が重質の場合を、それぞれ示している。

【0039】

基準トルクは、燃料噴射弁30から噴射した燃料と、筒内へ流入した空気との混合気が理論空燃比で燃焼した場合の理論上のトルクである。機関始動時における燃料噴射量は予め所定の値に定められているため、基準トルクは筒内空気量に応じて変動し、筒内空気量が少なくなると減少する。

【0040】

また、筒内トルクは、爆発行程で実際に発生したトルクをクランク角加速度に基づいて算出した値である。爆発行程で実際に発生するトルクは筒内の燃焼状態に応じて変動し、筒内空気量が少ないほど燃焼状態は悪化するため、筒内トルクも筒内空気量が少なくなるほど減少する。

【0041】

図2(A)及び図2(B)に示すように、初爆時の際の吸気行程では、サージタンク28内に多くの空気が溜まっているため、十分な量の空気が筒内へ送られる。従って、初爆時の筒内空気量は多く、基準トルク、筒内トルクは比較的大きな値となる。

【0042】

始動時には通常スロットルバルブ22が閉じているため、初爆後の吸気行程で筒内へ空気が送られる度にサージタンク28内の空気は減少していく。従って、初爆後、吸気行程が行われる毎に筒内へ送られる空気量は減少していく、図2(A)及び図2(B)に示すように、爆発行程毎の基準トルク、筒内トルクは次第に減少していく。

【0043】

図2(A)及び図2(B)に示すように、軽質燃料の場合は、燃料噴射弁30から噴射された燃料が霧化し易いため、重質燃料に比べて筒内の燃焼状態が良好となり、初爆時およびその後の各サイクルにおける筒内トルクが重質燃料に比べて大きくなる。また、重質燃料の場合は燃料が霧化しにくく、混合気が形成されにくいため、軽質燃料に比べて初爆以降の筒内トルクのバラツキが大きくなる。

【0044】

一方、基準トルクに関しては、軽質燃料の方が、初爆後の各サイクルにおける基準トルクは小さくなる。これは、燃料が軽質の場合、筒内の燃焼状態が良好になるため、機関回転数の増加割合が重質燃料に比べて大きくなることに起因している。すなわち、軽質燃料の場合は、初爆後に機関回転数が大きく上昇し、重質燃料の場合に比べてサージタンク28内の圧力がより負圧になる。このため、軽質燃料の場合は、初爆以降の筒内空気量が重質燃料に比べて少なくなり、燃料噴射量は軽質燃料、重質燃料の双方で同一であるため、図2(A)および図2(B)に示すように、初爆以降の軽質燃料の基準トルクは重質燃料に比べて小さくなる。

【0045】

このように、吸気通路12(吸気ポート)壁面への付着燃料量が多く、かつ霧化しにくい重質燃料の場合、初爆直後の燃焼に寄与する筒内の燃料量が燃料噴射弁30からの噴射量に対して減少するため、軽質燃料に比べて筒内トルクが低下する。一方、重質燃料の場合、初爆直後の機関回転数が比較的小さいため、より多くの空気がサージタンク28から筒内へ送られ、基準トルクは軽質燃料に比べて大きくなる。従って、初爆直後の基準トルクと筒内トルクの乖離の度合いは、軽質燃料よりも重質燃料の方が大きくなる。

【0046】

10

20

30

40

50

この観点から、本実施形態の燃焼状態推定装置は、基準トルクと筒内トルクの乖離の度合いに基づいて燃料の性状を判定する。筒内トルクのみで燃料の性状を判定しようとした場合、筒内トルクには筒内空気量によるトルクの変動要因が考慮されていないため、燃料の性状の判定に誤差が含まれる場合がある。しかし、本実施形態によれば、筒内空気量のバラツキが筒内トルクと同期して求めた基準トルクに反映されるため、筒内空気量によるトルク変動の要因を考慮した上で正確に燃料の性状を判定することが可能となる。また、上述したように燃料の性状に応じて基準トルクと筒内トルクは相反する方向に変動するため、基準トルクと筒内トルクの乖離の度合いから燃料の性状を判定することで、判定のS/N比を高めることができ、より高精度に燃料の性状を判定することが可能となる。

【0047】

10

次に、筒内トルク及び基準トルクの算出方法について説明する。本実施の形態では、筒内トルクとして以下に説明する推定図示トルク T_i を算出する。最初に、推定図示トルク T_i の算出に用いる式について説明する。本実施形態では、以下の(1)式、(2)式を用いて燃焼状態の推定を行う。

【0048】

【数1】

$$T_i = J \cdot \frac{d\omega}{dt} + T_f + T_l \quad \dots (1)$$

20

$$T_i = T_{gas} + T_{inertia} \quad \dots (2)$$

【0049】

(1)式、(2)式において、図示トルク T_i (推定図示トルク T_i) は、エンジンの燃焼によってクランク軸 3 6 に発生するトルクである。ここで、(2)式の右辺は図示トルク T_i を発生させるトルクを示しており、(1)式の右辺は図示トルク T_i を消費するトルクを示している。

【0050】

30

(1)式の右辺において、J は混合気の燃焼等によって駆動される駆動部材の慣性モーメント、 $d\omega/dt$ はクランク軸 3 6 の角加速度、 T_f は駆動部のフリクショントルク、 T_l は走行時に路面から受ける負荷トルク、を示している。ここで、 $J \times (d\omega/dt)$ はクランク軸 3 6 の角加速度に起因する動的な損失トルク ($= T_{acc}$) である。フリクショントルク T_f は、ピストン 3 4 とシリンダ内壁の摩擦など各嵌合部の機械的な摩擦によるトルクであって、補機類の機械的な摩擦によるトルクを含むものである。負荷トルク T_l は、走行時の路面状態などの外乱によるトルクである。本実施形態では、シフトギヤをニュートラルの状態にして燃焼状態を推定するため、以下の説明では $T_l = 0$ とする。

【0051】

また、(2)式の右辺において、 T_{gas} はシリンダ内の筒内ガス圧によるトルク (筒内トルク)、 $T_{inertia}$ はピストン 3 4 などの往復慣性質量による慣性トルクを示している。筒内ガス圧によるトルク T_{gas} は、シリンダ内の混合気の燃焼によって発生するトルクである。燃焼状態を正確に推定するためには、筒内ガス圧によるトルク T_{gas} を求める必要がある。

40

【0052】

(1)式に示されるように、図示トルク T_i は、角加速度に起因する動的な損失トルク $J \times (d\omega/dt)$ 、フリクショントルク T_f 、及び負荷トルク T_l の和として求めることができる。しかし、(2)式に示されるように、図示トルク T_i と筒内ガス圧によるトルク T_{gas} は一致しないため、図示トルク T_i から燃焼状態を正確に推定することはできない。

【0053】

50

図3は、(2)式の各トルクとクランク角との関係を示す特性図である。図2において、縦軸は各トルクの大きさを、横軸はクランク角を示しており、図3中的一点鎖線は図示トルク T_i を、実線は筒内ガス圧によるトルク T_{gas} を、破線は往復慣性質量による慣性トルク $T_{inertia}$ をそれぞれ示している。ここで、図3は4気筒の場合の特性を示したものであり、図3中のTDC、BDCは、4気筒のうちの1気筒のピストン34が上死点(TDC)、または下死点(BDC)の位置にある場合のクランク角(0°, 180°)を示している。内燃機関10が4気筒の場合、クランク軸36が180°回転する度に1気筒づつ爆発(膨張)行程が行われ、1回の爆発毎に図3中のTDCからBDCまでのトルク特性が繰り返し現れる。

【0054】

10

図3中の実線に示すように、筒内ガス圧によるトルク T_{gas} は、TDCからBDCの間で急激に増加し、減少する。ここで、 T_{gas} の急激な増加は、爆発工程で燃焼室内的混合気が爆発するためである。爆発後、 T_{gas} は減少し、他の圧縮行程あるいは排気行程にある気筒の影響により、負の値を取る。そのクランク角がBDCに達するとシリンダの容積変化が0となり、これによって T_{gas} は0の値を取る。

【0055】

一方、往復慣性質量による慣性トルク $T_{inertia}$ は、筒内ガス圧によるトルク T_{gas} とはほとんどあるいは無視できるほど無関係に、ピストン34など往復運動する部材の慣性質量によって発生する慣性トルクである。往復運動する部材は加減速を繰り返しており、 $T_{inertia}$ はクランクが回転していれば角速度一定の場合であっても常に発生する。図3中の破線に示すように、クランク角がTDCの位置では往復運動する部材は停止しており、 $T_{inertia} = 0$ である。クランク角がTDCからBDCに向かって進むと、往復運動する部材が停止状態から運動し始める。この際、これらの部材の慣性によって $T_{inertia}$ は負の方向に増加する。クランク角が90°近傍に達した時点では、往復運動する部材が所定の速度で運動しているため、これらの部材の慣性によってクランク軸36が回転する。従って、 $T_{inertia}$ はTDCとBDCの間で負の値から正の値へ変わる。その後、クランク角がBDCまで到達すると往復運動する部材は停止し、 $T_{inertia} = 0$ となる。

20

【0056】

(2)式に示されるように、図示トルク T_i は筒内ガス圧によるトルク T_{gas} と往復慣性質量による慣性トルク $T_{inertia}$ の和である。このため、図3の一点鎖線に示されるように、TDCとBDCの間では、図示トルク T_i は混合気の爆発による T_{gas} の増加によって増加し、一旦減少した後、 $T_{inertia}$ によって再び増加するという複雑な挙動を示している。

30

【0057】

しかし、TDCからBDCまでのクランク角180°の区間に着目すると、この区間での往復慣性質量による慣性トルク $T_{inertia}$ の平均値は0となる。これは、往復慣性質量を有する部材が、クランク角0°～90°近傍とクランク角90°近傍～180°で反対の動きをするためである。従って、(1)式および(2)式の各トルクをTDCからBDCまでの平均値として算出すると、往復慣性質量による慣性トルク $T_{inertia} = 0$ として計算することができる。これにより、往復慣性質量による慣性トルク $T_{inertia}$ が図示トルク T_i に与える影響を排除することができ、正確に図示トルク T_i を推定することが可能となる。従って、図示トルク T_i に基づいて正確な燃焼状態を簡単に推定することが可能となる。

40

【0058】

そして、TDCからBDCまでの区間に於いて各トルクの平均値を求めるとき、 $T_{inertia}$ の平均値が0となるため、(2)式から、図示トルク T_i の平均値と筒内ガス圧によるトルク T_{gas} の平均値とが等しくなる。このため、図示トルク T_i に基づいて正確に燃焼状態を推定することができる。

【0059】

50

更に、TDCからBDCまでの区間でクランク軸36の角加速度の平均値を求めるとき、この区間での $T_{inertia}$ の平均値は0であるため、往復慣性質量が角加速度に与える影響を排除して角加速度を求めることが可能となる。

【0060】

次に、(1)式の右辺の各トルクを算出して、左辺の図示トルク T_i を求める方法を説明する。最初に、角加速度に起因する動的な損失トルク $T_{ac} = J \times (d / dt)$ の算出方法を説明する。図4は、クランク軸36の角加速度を求める方法を示す模式図である。図4に示すように、本実施形態では、クランク軸36の回転の10°毎にクランク角センサ38からクランク角信号が検出される。10

【0061】

本実施形態の燃焼状態推定装置は、角加速度に起因する動的な損失トルク T_{ac} を、TDCからBDCまでのクランク角180°の区間の平均値として算出する。このために、本実施形態の装置は、TDCとBDCの2ヶ所のクランク角位置で角速度 $\omega_0(k)$, $\omega_0(k+1)$ をそれぞれ求め、同時にクランク軸36がTDCからBDCまで回転する時間 $t(k)$ を求める。

【0062】

角速度 $\omega_0(k)$ を求める際には、例えば図4に示すように、クランク角がTDCの位置から前後10°づつ回転している間の時間 $t_0(k)$, $t_{10}(k)$ をクランク角センサ38から検出する。そして、時間 $t_0(k) + t_{10}(k)$ の間にクランク軸36が20°回転しているため、 $\omega_0(k) = (20 / (t_0(k) + t_{10}(k))) \times (/ 180)$ を演算することによって $\omega_0(k)$ [rad/s]を算出できる。同様に、 $\omega_0(k+1)$ を算出する際は、クランク角がBDCの位置から前後10°づつ回転している間の時間 $t_0(k+1)$, $t_{10}(k+1)$ を検出する。そして、 $\omega_0(k+1) = (20 / (t_0(k+1) + t_{10}(k+1))) \times (/ 180)$ を演算することによって $\omega_0(k+1)$ [rad/s]を算出できる。20

【0063】

角速度 $\omega_0(k)$, $\omega_0(k+1)$ を求めた後は、 $(\omega_0(k+1) - \omega_0(k)) / t(k)$ を演算し、TDCからBDCまでクランク軸36が回転する間の角加速度の平均値を算出する。30

【0064】

そして、角加速度の平均値を求めた後は、(1)式の右辺に従って、角加速度の平均値と慣性モーメントJを乗算する。これにより、クランク軸36がTDCからBDCまで回転する間の動的な損失トルク $J \times (d / dt)$ の平均値を算出できる。なお、駆動部の慣性モーメントJは、駆動部品の慣性質量から予め求めておく。

【0065】

なお、上述した例では、TDCとBDCにおける角速度から角加速度による動的な損失トルク T_{ac} を求めたが、TDCからBDCまでの区間を更に複数の区間に分割し、分割した各区間に角加速度による動的な損失トルクを求め、これらの損失トルクを平均して180°毎の損失トルク T_{ac} を求めて良い。例えば、TDCからBDCまでのクランク角を30°毎に6等分し、30°毎に動的な損失トルクを求めて平均化処理することで、TDC-BDC間の動的な損失トルク T_{ac} の平均値を求めて良い。これにより、クランク角速度の検出箇所をより多くすることができ、クランク角検出誤差を最小限に抑えることが可能となる。40

【0066】

次にフリクショントルク T_f の算出方法を説明する。図5はフリクショントルク T_f と内燃機関10の機関回転数(Ne)、冷却水温(thw)との関係を表したマップである。図5において、フリクショントルク T_f 、機関回転数(Ne)、冷却水温(thw)は、TDCからBDCまでクランク軸36が180°回転した場合の平均値である。また、50

冷却水温は、 t_{hw1} t_{hw2} t_{hw3} の順に高温になる。図5に示すように、フリクショントルク T_f は機関回転数 (N_e) が増えると増加し、また冷却水温 (t_{hw}) が低くなると増加する傾向にある。図5のマップは、機関回転数 (N_e)、冷却水温 (t_{hw}) をパラメータとして可変し、TDCからBDCまでクランク軸36を回転させた際に発生するフリクショントルク T_f を測定し、その平均値を算出することで予め作成しておく。そして、燃焼状態を推定する際には、TDCからBDCまでの区間における冷却水温の平均値、機関回転数の平均値を図5のマップに当てはめて、フリクショントルク T_f の平均値を求める。この際、冷却水温は水温センサ42から、機関回転数はクランク角センサ38からそれぞれ検出する。

【0067】

10

クランク角の変動に伴うフリクショントルク T_f の挙動は非常に複雑であり、バラツキも大きい。しかし、フリクショントルク T_f の挙動は主としてピストン34の速度に依存しているため、往復慣性質量による慣性トルク $T_{inertia}$ の平均値が0となる区間毎のフリクショントルク T_f の平均値はほぼ一定している。従って、往復慣性質量による慣性トルク $T_{inertia}$ の平均値が0となるクランク角180°の区間 (TDC BDC) 每にフリクショントルク T_f の平均値を求めて、複雑な瞬時挙動を示すフリクショントルク T_f を精度良く求めることができる。また、フリクショントルク T_f をこの区間毎の平均値とすることで、図5に示すマップを正確に作成することができる。

【0068】

20

また、上述したようにフリクショントルク T_f には補機類の摩擦によるトルクが含まれる。ここで、補機類の摩擦によるトルクは、補機類が動作しているか否かによって値が異なる。例えば、補機の1つであるエアコンのコンプレッサには、エンジンの回転がベルト等によって伝達されており、エアコンが実際に動作していない状態であっても摩擦によるトルクが発生している。

【0069】

一方、補機類を動作させた場合、例えばエアコンのスイッチをオン (ON) した場合は、エアコンを動作させていない状態に比べてコンプレッサで消費されるトルクは大きくなる。このため、補機類の摩擦によるトルクが大きくなり、フリクショントルク T_f の値も増大する。従って、フリクショントルク T_f を正確に求めるためには、補機類の動作状態を検出し、補機類のスイッチがオン (ON) している場合には、図5のマップから求めたフリクショントルク T_f の値を補正することが望ましい。

30

【0070】

なお、極冷間始動時などにおいては、実際にフリクショントルク T_f が発生している部位の温度と冷却水温との差を考慮して、フリクショントルク T_f を補正することがより好適である。この場合、冷間始動後の機関始動時間、筒内流入燃料量等を考慮して補正を行うことが望ましい。

【0071】

40

角加速度に起因する動的な損失トルク T_{ac} とフリクショントルク T_f を求めた後、 T_{ac} と T_f を加算することで(1)式の左辺の図示トルク T_i を算出する。ここで算出された図示トルク T_i は、TDCからBDCまでのクランク角180°の区間の平均値として算出される。従って、この区間では $T_{inertia}$ の平均値が0であるため、(2)式から $T_i = T_{gas}$ となる。

【0072】

50

図6は、(1)式から算出した図示トルク $T_i(k)$ ($= T_{gas}(k)$) と各気筒の各行程との関係を示す模式図である。ここで、 k はサイクルカウンタであって、 $T_i(k)$ は、初爆から k 回目の爆発行程における図示トルクである。図6に示すように、内燃機関10が#1～#4の4気筒で構成される場合、クランク軸36の180°回転毎に#1、#3、#4、#2の順で爆発行程が行われる。爆発行程毎、すなわちクランク角180°毎に図示トルク T_i を順次算出していくと、図6に示すように、図示トルク $T_i(k)$ は#1の気筒の爆発に対応する。同様に、図示トルク $T_i(k-2)$ は#4の気筒の爆発

に、図示トルク $T_i(k - 1)$ は #2 の気筒の爆発に、図示トルク $T_i(k + 1)$ は #3 の気筒の爆発に、図示トルク $T_i(k + 2)$ は #4 の気筒の爆発に、それぞれ対応する。

【0073】

ここで、図示トルク $T_i(k)$ が発生した行程に着目すると、#1 は爆発行程、#3 は圧縮行程、#4 は吸気行程、#2 は排気行程となっている。ここで、圧縮、吸気、排気行程のトルクは、爆発行程で発生する筒内ガス圧によるトルクに比べて非常に小さいため、図示トルク T_i は #1 の爆発により発生した筒内ガス圧によるトルク T_{gas} とみなすことができる。従って、図示トルクを $T_i(k - 2), T_i(k - 1), T_i(k), T_i(k + 1), T_i(k + 2)$ の順に算出することで、#4、#2、#1、#3、#4 の順に各気筒の爆発による筒内ガス圧によるトルク T_{gas} を算出することができる。 10

【0074】

次に、基準トルクの算出方法について説明する。上述したように基準トルクは筒内空気量に応じて変動し、筒内トルクの関数として表すことができる。筒内空気量と基準トルクは線形の関係にあるため、基準トルク $T_{ia}(k)$ は以下の(3)式から算出することができる。

【0075】

$$T_{ia}(k) = A \cdot m_c(k) + B \quad \dots (3)$$

【0076】

(3)式において、 $m_c(k)$ は、初爆から k 回目の爆発行程における筒内空気量である。また、A, B は基準トルク $T_{ia}(k)$ と筒内空気量 $m_c(k)$ との関係を表す所定の定数であるが、運転条件等に応じた変数としても良い。(3)式に示すように、基準トルク $T_{ia}(k)$ は、初爆から k 回目の爆発行程における筒内空気量 $m_c(k)$ 、すなわち、初爆から k 回目の爆発行程に対応した吸気行程で筒内へ流入した空気量から算出することができる。 20

【0077】

(3)式における筒内空気量 $m_c(k)$ は、吸気管圧力(筒内圧力)と線形の関係にあるため、以下の(4)式から算出することができる。

【0078】

$$m_c(k) = C \cdot p_m(k) + D \quad \dots (4)$$

【0079】

(4)式において、 $p_m(k)$ は初爆から k 回目の吸気行程における吸気管圧力であって、吸気弁が閉じるタイミングでの吸気管圧センサ 29 の検出値から得られる。なお、(4)式において、C, D は適合定数である。 30

【0080】

このように、(3)式、(4)式によれば、吸気管圧センサ 29 から検出した吸気管圧力 $p_m(k)$ に基づいて、基準トルク $T_{ia}(k)$ を算出することができる。なお、吸気管圧力 $p_m(k)$ と筒内空気量 $m_c(k)$ の関係をマップで記憶させておき、吸気管圧力 $p_m(k)$ に応じた筒内空気量 $m_c(k)$ の値をマップから取得しても良い。

【0081】

また、基準トルクは筒内空気量の関数であるため、筒内空気量に応じて変動する所定の特性値から直接的に基準トルクを求めるようにしても良い。例えば、筒内空気量は上述のように吸気管圧力に応じて変動し、また、機関回転数に応じて変動するため、吸気管圧力または機関回転数と基準トルクとの関係を予め取得しておき、吸気管圧力または機関回転数から直接的に基準トルクを求めてよい。 40

【0082】

推定図示トルク $T_i(k)$ と基準トルク $T_{ia}(k)$ を算出した後、推定図示トルク $T_i(k)$ と基準トルク $T_{ia}(k)$ を比較して双方のトルクの乖離度合いを求める。乖離度合いは、例えば、基準トルク $T_{ia}(k)$ に対する推定図示トルク $T_i(k)$ の比率 $r(k)$ から判定する。比率 $r(k)$ は、以下の(5)式から算出する。

【0083】

$$r(k) = T_i(k) / T_{i_a}(k) \quad \dots \dots \dots (5)$$

【0084】

(5)式において、 $T_i(k)$ は、上述したように初爆から k 回目の爆発行程で算出された推定図示トルクである。一方、基準トルク $T_{i_a}(k)$ は、初爆から k 回目の爆発行程と同じサイクルの吸気行程（初爆から k 回目の吸気行程）で筒内へ流入した筒内空気量 $m_c(k)$ から算出したトルクである。従って、 $r(k)$ を算出する際には、初爆から k 回目の爆発行程と同一サイクルの吸気行程で先ず筒内空気量 $m_c(k)$ を求め、筒内空気量 $m_c(k)$ に基づいて基準トルク $T_{i_a}(k)$ を算出した後、その値を保持しておく。そして、そのサイクルで爆発行程が行われた際に推定図示トルク $T_i(k)$ を算出し、 $T_i(k)$ と保持しておいた $T_{i_a}(k)$ とを用いて(5)式の演算を行うことにより、 $r(k)$ を算出する。
10

【0085】

上述したように、基準トルク $T_{i_a}(k)$ は、筒内の混合気が理論空燃比で燃焼した場合の理論上のトルクであって、点火時期を M B T (Minimum Spark Advance for Best Torque) として算出している。従って、通常、基準トルク $T_{i_a}(k)$ は筒内トルク $T_i(k)$ よりも大きな値として算出され、 $r(k)$ の値は 1 より小さくなる。

【0086】

$r(k)$ の算出値には、燃焼バラツキによる誤差が含まれる場合があるので、初爆後の 1 サイクルのみで算出した $r(k)$ に基づいて燃料の性状を判定した場合、判定の精度が劣化する場合がある。従って、初爆後、数回のサイクルで算出した $r(k)$ の値を積算して積算値 $Sr(k)$ を求め、 $Sr(k)$ に基づいて燃焼状態、燃料の性状を判定することが望ましい。これにより、燃焼バラツキに起因して推定図示トルク $T_i(k)$ の値にバラツキが発生した場合であっても、燃焼状態、燃料の性状を高精度に判定することが可能となる。
20

【0087】

図 7 は、燃料の性状および燃焼状態と、 $Sr(k)$ の値との関係を示す模式図である。 $r(k)$ の値が大きいほど $T_{i_a}(k)$ と $T_i(k)$ の値が近似し、 $T_{i_a}(k)$ と $T_i(k)$ の乖離度合いが小さくなる。従って、図 7 に示すように、 $Sr(k)$ の値が大きいほど燃焼状態が良好となり、燃料の性状が軽質であると判定できる。一方、 $Sr(k)$ が小さいほど $T_{i_a}(k)$ と $T_i(k)$ の値が相違し、 $T_{i_a}(k)$ と $T_i(k)$ の乖離度合いが大きくなる。従って、図 7 に示すように、 $Sr(k)$ の値が小さいほど燃焼状態が劣化し、燃料の性状が重質であると判定できる。
30

【0088】

重質燃料の場合は燃料が吸気ポートに付着し易く、また、初爆直後は吸気通路 1 2 が十分に暖まっていないため吸気ポート壁面に付着した燃料は霧化しにくい状態にある。従って、初爆直後に判定を行うことで、筒内の燃焼状態、燃料の性状が筒内トルク（推定図示トルク）の算出値に正確に反映されることとなり、燃焼状態、燃料の性状を高い精度で判定することが可能である。これにより、燃焼状態、燃料の性状の判定を初爆後の早期に行うこととも可能となる。また、初爆から所定期間が経過すると空燃比フィードバック制御が行われ、燃焼状態、燃料の性状に応じて空燃比が制御されてしまい、燃焼状態、燃料の性状が筒内トルクの算出値に反映されない場合がある。従って、この観点からも初爆直後に判定を行うことが好適である。
40

【0089】

次に、図 8 のフローチャートに基づいて本実施形態の燃焼状態推定装置における処理の手順を説明する。先ず、ステップ S 1 では、燃焼状態を判定するための判定条件が成立しているか否かを判定する。ここでは、現在のサイクル数 k が所定のサイクル数 N に到達しているか否か、すなわち、 $k = N$ であるか否かを判定する。 $k = N$ の場合は、現在のサイクル数が N に達していないため、燃焼状態、燃料の性状を判定するための $r(k)$ の算出回数が不足していると判定し、ステップ S 2 へ進む。そして、ステップ S 2 以降で更なる $r(k)$ の算出を行う。一方、 $k = N$ の場合はステップ S 7 へ進む。なお、ステップ S 1
50

では、初爆から現在のサイクルまでの間に燃料噴射弁 30 から噴射した燃料の総量と、所定のしきい値とを比較して、燃料噴射量の総量が所定のしきい値を超えた場合にステップ S 7 へ進むこととしても良い。

【0090】

ステップ S 2 では、吸気管圧センサ 29 から現在のサイクル k の吸気行程における吸気管圧力 $p_m(k)$ を検出する。この際、上述したように吸気弁が閉じるタイミングで吸気管圧力 $p_m(k)$ を検出することで、筒内空気量に対応した吸気管圧力 $p_m(k)$ を算出することができる。次のステップ S 3 では、吸気管圧力 $p_m(k)$ を用いて、上述した(4)式から筒内空気量 $m_c(k)$ を算出する。次のステップ S 4 では、筒内空気量 $m_c(k)$ を用いて、上述した(3)から基準トルク $T_{i_a}(k)$ を算出する。

10

【0091】

次のステップ S 5 では、推定図示トルク $T_i(k)$ を算出する。ここでは、現在のサイクル数 k の爆発行程におけるクランク角 180° の区間で角加速度の平均値を求め、推定図示トルク $T_i(k)$ を算出する。

【0092】

次のステップ S 6 では、基準トルク $T_{i_a}(k)$ に対する推定図示トルク $T_i(k)$ の比率 $r(k)$ を算出する。そして、前回のサイクル $k - 1$ までの $r(k)$ の積算値 $S_r(k - 1)$ に、 $r(k)$ を加算して、現在のサイクル k までの積算値 $S_r(k)$ を求める。そして、サイクルカウンタの値を $k + 1$ に更新し、処理を終了する(END)。

20

【0093】

ステップ S 1 で $k = N$ の場合は、ステップ S 7 で燃焼状態、燃料の性状の判定処理を実施する。ここでは、例えば、現在のサイクルまでの $r(k)$ の積算値 $S_r(k)$ と、所定のしきい値 T との大小関係を比較し、積算値 $S_r(k)$ が所定のしきい値 T を超えている場合は、基準トルク $T_{i_a}(k)$ と推定図示トルク $T_i(k)$ の乖離度合いが小さいと判断し、燃料の性状が軽質(燃焼状態良好)であると判定する。一方、積算値 $S_r(k)$ が所定のしきい値 T 以下の場合は、基準トルク $T_{i_a}(k)$ と推定図示トルク $T_i(k)$ の乖離度合いが大きいと判断し、燃料の性状が重質(燃焼状態劣化)であると判定する。

【0094】

なお、ステップ S 7 においては、積算値 $S_r(k)$ としきい値 T との比較を行わずに、積算値 S_r の大きさに基づいて燃焼状態、燃料の性状を連続的に判定するようにしてもよい。

30

【0095】

図 9 は、図 8 のステップ S 5 における推定図示トルク $T_i(k)$ の算出方法を示すフローチャートであって、各気筒の爆発行程毎、すなわちクランク角 180° 毎に推定図示トルク $T_i(k)$ を算出する処理を示している。以下、図 9 のフローチャートに基づいて、推定図示トルク $T_i(k)$ を算出する処理について説明する。先ず、ステップ S 11 では、推定図示トルク $T_i(k)$ を算出する運転条件が成立しているか否かを判別する。ここでは、運転条件が定常状態であり、かつ無負荷の状態であるか否かを判別する。運転条件が成立している場合はステップ S 12 へ進み、成立していない場合は終了する(END)。

40

【0096】

次のステップ S 12 では、クランク角位置がトルク算出タイミングであるか否かを判定する。トルク算出タイミングである場合はステップ S 13 へ進み、トルク算出タイミングでない場合は終了する(END)。

【0097】

ステップ S 13 では、トルク算出に必要なパラメータを取得する。具体的には、機関回転数($N_e(k)$)、冷却水温($t_{hw}(k)$)、角速度($\omega_0(k)$, $\omega_0(k+1)$)、時間($t(k)$)などの各パラメータを取得する。

【0098】

次のステップ S 14 では、フリクショントルク $T_f(k)$ を算出する。上述のように、

50

フリクショントルク $T_f(k)$ は機関回転数 ($N_e(k)$) と冷却水温 ($t_{hw}(k)$) の関数であり、図5のマップから TDC から BDCまでの区間における平均値を求める。

【0099】

次の、ステップS15では、補機類のスイッチがオン(ON)しているか否かを判定する。スイッチがオン(ON)している場合はステップS16へ進み、ステップS14で求めたフリクショントルク $T_f(k)$ を補正する。具体的には、 $T_f(k)$ に所定の補正係数を乗算したり、 $T_f(k)$ に所定の補正值を加算するなどの方法で補正を行う。ステップS15でスイッチがオフ(OFF)の場合はステップS17へ進む。

【0100】

ステップS17では、角加速度に起因する動的な損失トルク $T_{ac}(k)$ を算出する。
ここでは、 $T_{ac}(k) = J \times ((\omega_0(k+1) - \omega_0(k)) / t(k))$ を演算して、TDC から BDCまでの区間における動的な損失トルクの平均値 $T_{ac}(k)$ を算出する。

【0101】

次のステップS18では、推定図示トルク $T_i(k)$ を算出する。ここでは、 $T_i(k) = T_{ac}(k) + T_f(k)$ を演算して $T_i(k)$ を算出する。なお、ステップS16で $T_f(k)$ を補正している場合は、補正後の $T_f(k)$ を用いて演算を行う。ここで得られた推定図示トルク $T_i(k)$ は、TDC から BDCまでの区間の平均値である。

【0102】

そして、TDC から BDCまでの区間では、往復慣性質量による慣性トルク T_{inner_tia} の平均値 = 0 であるため、(2)式より、求めた推定図示トルク $T_i(k)$ は筒内ガス圧によるトルク $T_{gas}(k)$ となる。

【0103】

以上説明したように実施の形態1によれば、基準トルク $T_{ia}(k)$ と筒内トルク(推定図示トルク $T_i(k)$)を用いて、筒内空気量の変動を考慮した上で燃焼状態および燃料の性状を判定することが可能となる。これにより、始動時のクランキング時間、機関回転数などに起因して筒内空気量が変動した場合であっても、燃焼状態を高精度に推定することが可能となる。また、燃料の性状に応じて基準トルク $T_{ia}(k)$ と筒内トルク(推定図示トルク $T_i(k)$)は相反する方向に変動するため、基準トルクと筒内トルクの乖離の度合いから燃料の性状を判定することで、判定のS/N比を高めることができ、より高精度に燃料の性状を判定することが可能となる。

【0104】

また、本実施形態の燃焼状態推定装置によれば、往復慣性質量による慣性トルク T_{inner_ertia} の平均値が0となる区間でクランク軸36の角加速度の平均値を算出するようとしたため、 T_{inner_ertia} が角加速度に与える影響を排除することができ、燃焼状態に対応した情報のみから角加速度、及び角加速度による動的な損失トルク T_{ac} を求めることができる。また、往復慣性質量による慣性トルク T_{inner_ertia} の平均値が0となる区間ににおいてフリクショントルクの平均値を求めるようにしたため、瞬間的なフリクション挙動に影響を受けることなく、正確にフリクショントルク T_f を求めることができる。従って、燃焼状態に対応した推定図示トルク T_i の絶対値を高い精度で求めることができ、推定図示トルク T_i に基づいて燃焼状態を正確に推定することができる。

【0105】

なお、上述した例では、往復慣性質量による慣性トルク T_{inner_ertia} の平均値が0となる区間を180°に設定したが、 T_{inner_ertia} の平均値が0となる区間をより広く設定しても良い。4気筒の内燃機関の場合、往復慣性質量による慣性トルク T_{inner_ertia} の平均値が0となる区間の最少単位が180°であるため、180°の整数倍で T_{inner_ertia} の平均値が0となる区間を設定することができる。例えば推定したトルクによってトルク制御を行う場合など、推定図示トルク T_i を推定する頻度が低くても構わない場合には、360°、720°などの、より広い角度範囲に設定しても構わない。

【0106】

10

20

30

40

50

なお、上述した例では、4気筒の内燃機関に本発明を適用したが、4気筒以外の内燃機関であっても往復慣性質量によるトルク $T_{inertia}$ の平均値が0となる区間を求めて、4気筒の場合と同様に燃焼状態を推定することができる。図10は、4気筒以外の内燃機関におけるトルク特性を示す図であって、図3と同様に(2)式の各トルクとクランク角との関係を示す特性図である。ここで、図10(A)は単気筒の場合を、図10(B)は6気筒の場合をそれぞれ示している。

【0107】

図10(A)に示すように、単気筒の場合はクランク角720°毎に1回の爆発行程が行われ、筒内ガス圧によるトルク T_{gas} は1回の爆発毎に増加、減少を繰り返す。そして、クランク角360°～540°の区間で往復慣性質量によるトルク $T_{inertia}$ (点線) の平均値は0となる。従って、この区間毎に角加速度、推定図示トルクを求めて、燃焼状態を正確に推定することができる。
10

【0108】

図10(B)に示す6気筒の場合も同様である。6気筒の場合は、クランク角720°毎に6回の爆発行程が行われるため、筒内ガス圧によるトルク T_{gas} はクランク角120°毎に増加、減少を繰り返す。そして、クランク角0°～120°の区間で往復慣性質量による慣性トルク $T_{inertia}$ の平均値は0となる。従って、クランク角120°毎に角加速度、推定図示トルクを求めて往復慣性質量による影響を排除することができ、燃焼状態を正確に推定することができる。1サイクルのクランク回転角は720°。であるため、特に多気筒の内燃機関の場合、(720°/気筒数)を演算して得られた角度範囲を $T_{inertia}$ の平均値が0となる区間の最少単位とすることができる。
20

【0109】

なお、上述した例では、往復慣性質量による慣性トルク $T_{inertia}$ の平均値が0となる区間で、クランク角加速度、損失トルク、フリクショントルクの平均値を算出したが、平均値以外の情報、例えばトルクの積算値をこの区間で算出しても良い。この区間では $T_{inertia}$ の影響が排除されているため、積算値などの他のパラメータを用いても燃焼状態を正確に推定することができる。

【0110】

また、上述した例では、負荷トルク $T_1 = 0$ として燃焼状態を推定したが、傾きセンサなどの情報に基づいて負荷トルク T_1 を求め、図示トルク T_i の推定に用いることで、車両走行時の全運転領域で図示トルク T_i を求めることができるとなる。これにより、例えば冷間始動時に負荷変化に起因する冷間ヘジテーションが発生した場合であっても、燃焼状態を確実に推定することができる。
30

【0111】

実施の形態2.

次に、本発明の実施の形態2について説明する。実施の形態2は、筒内圧センサ44の検出値から実測図示トルク $T_{i_c_p_s}$ を算出し、実測図示トルク $T_{i_c_p_s}$ と基準トルク T_{i_a} を用いて燃料の性状を判定するものである。

【0112】

図1に示すように内燃機関10が筒内圧センサ44を備えている場合、筒内圧センサ44の検出値から実測図示トルク $T_{i_c_p_s}$ を算出することができる。例えば#1気筒が筒内圧センサ44を備えている場合、実測図示トルク $T_{i_c_p_s}$ は、以下の(6)式から算出することができる。
40

【0113】

【数2】

$$T_{i_cps\#1}(k) = N \cdot \text{Average}_{1cycle} \left(\frac{180}{\pi} \cdot P_{\#1}(\theta) \cdot \frac{dV_{\#1}(\theta)}{d\theta} \right) \dots (6)$$

(Nは気筒数)

【0114】

(6)式において、 T_{i_cps} は1サイクル(クランク角720°)で平均した実測図示トルク(実測平均図示トルク)を720°C A / 気筒数の区間で換算したものである。また、 $P_{\#1}(\theta)$ はクランク角毎に算出される#1気筒の筒内圧であって、筒内圧センサ44の検出値から得られる。 $V_{\#1}(\theta)$ はクランク角毎に算出される#1気筒の筒内容積であって、内燃機関の諸元(ボア×ストローク、燃焼室容積など)とクランク角センサ38から検出したクランク角から求められる。

【0115】

実測平均図示トルク T_{i_cps} は、1サイクルにおける筒内ガスの仕事(720°C A / 気筒数の区間で換算したもの)として求められ、(6)式に示されるように、クランク角毎に $P_{\#1}(\theta)$ と $dV_{\#1}(\theta)/d\theta$ の積を求め、1サイクルの区間でその平均値(Average)を算出し、気筒数Nを乗算することで求められる。

【0116】

図11は、算出した推定図示トルク $T_i(k)$ (= $T_{gas}(k)$)および実測図示トルク $T_{i_cps}(k)$ と、各気筒の各行程との関係を示す模式図である。図6と同様に、内燃機関10が#1～#4の4気筒で構成される場合、クランク軸36の180°回転毎に#1、#3、#4、#2の順で爆発行程が行われ、爆発行程毎、すなわちクランク角180°毎に(1)式から推定図示トルク T_i を順次算出することができる。

【0117】

筒内圧センサ44を#1の気筒に取り付けた場合、初爆からkサイクル目における#1気筒の吸気、圧縮、爆発、排気の4行程(1サイクル)から実測図示トルク $T_{i_cps}(k)$ が求まる。図11では、推定図示トルク $T_i(k)$ を算出した行程を破線で囲んだ領域Aとして示し、実測図示トルク $T_{i_cps}(k)$ を算出した行程を一点鎖線で囲んだ領域B#1として示している。定常運転時においては、領域Aの吸気行程で発生するトルクと、領域B#1の吸気行程で発生するトルクは略同一とみなすことができる。同様に、領域Aの圧縮、排気行程で発生するトルクと、領域B#1の圧縮、排気行程で発生するトルクもそれぞれ略同一とみなすことができる。更に、領域Aの爆発行程と領域B#1の爆発行程は共通である。上述したように実測図示トルク $T_{i_cps}(k)$ は1サイクルの区間で平均した値として算出しているため、最もトルクの大きい爆発行程のトルクは1サイクルの区間で平均化されている。従って、気筒数N(#1気筒の1サイクル中に爆発行程が行われる回数)を乗算することで、kサイクル目における#1気筒の爆発行程で発生したトルクに相当する実測トルク $T_{i_cps}(k)$ を算出することができる。そして、運転状態が定常状態の場合、推定図示トルク $T_i(k)$ と実測図示トルク $T_{i_cps}(k)$ とは略等しい値となる。

【0118】

同様に#2～#4気筒に筒内圧センサ44を設けることで、実測図示トルク $T_{i_cps}(k+1) \sim T_{i_cps}(k+3)$ を算出することができる。すなわち、k+1サイクル目における#3気筒の吸気、圧縮、爆発、排気の4行程から実測図示トルク $T_{i_cps}(k+1)$ を算出することができる。また、k+2サイクル目における#4気筒の吸気、圧縮、爆発、排気の4行程から実測図示トルク $T_{i_cps}(k+2)$ を、k+3サイクル目における#2気筒の吸気、圧縮、爆発、排気の4行程から実測図示トルク $T_{i_cps}(k+3)$ を、それぞれ算出できる。図11においては、実測図示トルク $T_{i_cps}(k+1)$ 、実測図示トルク $T_{i_cps}(k+2)$ 、実測図示トルク $T_{i_cps}(k+3)$

10

20

30

40

50

($k + 3$) を算出した行程を一点鎖線で囲んだ領域 B # 3、領域 B # 4、領域 B # 2 でそれぞれ示している。このように、筒内圧センサ 4 4 を全気筒に設けることで、推定図示トルク $T_{i_c_p_s}(k) \sim T_{i_c_p_s}(k+3) \dots$ に対応した実測図示トルク $T_{i_c_p_s}(k) \sim T_{i_c_p_s}(k+3) \dots$ を順次算出することが可能となる。

【0119】

実測図示トルク $T_{i_c_p_s}$ を算出した後は、実測図示トルク $T_{i_c_p_s}$ と基準トルク T_{i_a} を用いて燃焼状態および燃料の性状を判定する。始動直後の定常運転時では、推定図示トルク $T_{i_c_p_s}(k) \sim T_{i_c_p_s}(k+3) \dots$ と、実測図示トルク $T_{i_c_p_s}(k) \sim T_{i_c_p_s}(k+3) \dots$ はそれぞれ略等しい値となるため、実施の形態 1 における推定図示トルク $T_{i_c_p_s}$ の代わりに実測図示トルク $T_{i_c_p_s}$ を用いて、燃焼状態および燃料の性状を判定することが可能である。10

【0120】

次に、推定図示トルク $T_{i_c_p_s}(k)$ と実測図示トルク $T_{i_c_p_s}(k)$ を併用して、筒内圧センサ 4 4 を設ける気筒数を減少させる方法を説明する。図 1 2 は、図 1 1 と同様に、推定図示トルク $T_{i_c_p_s}(k) (= T_{g_a_s}(k))$ および実測図示トルク $T_{i_c_p_s}$ と、各気筒の各行程との関係を示す模式図である。ここで、図 1 2 は、筒内圧センサ 4 4 を # 1, # 3, # 4 の 3 つの気筒に設けた場合を示している。

【0121】

上述した図 1 1 では、クランク角 720° (1 サイクル) の区間毎に実測図示トルク $T_{i_c_p_s}$ を求めたが、図 1 2 では、クランク角 180° 每に # 1, # 3, # 4 の各気筒で実測図示トルク $T_{i_c_p_s\#1}, T_{i_c_p_s\#3}, T_{i_c_p_s\#4}$ を算出する。クランク角 180° 每の実測図示トルク $T_{i_c_p_s}$ は、(6) 式のトルク算出区間をクランク角 180° に設定することで算出できる。例えば、k サイクル目の # 1 気筒の爆発行程に対応したクランク角 180° 区間の実測図示トルク $T_{i_c_p_s\#1}(k)$ は、以下の (7) 式に示すように、クランク角 每に $P_{\#1}(\theta)$ と $dV_{\#1}(\theta)/d\theta$ の積を求め、クランク角 180° (180° CA) の区間でその平均値 (Average) を算出することによって求められる。20

【0122】

【数 3】

$$T_{i_c_p_s\#1}(k) = \text{Average}_{180^\circ \text{ CA}} \left(\frac{180}{\pi} \cdot P_{\#1}(\theta) \cdot \frac{dV_{\#1}(\theta)}{d\theta} \right) \quad \dots \quad (7) \quad \text{30}$$

【0123】

筒内圧センサ 4 4 が設けられた # 3, # 4 気筒についても同様に、k サイクル目の # 1 気筒の爆発行程と同じクランク角 180° 区間で以下の (8) 式、(9) 式の演算をそれぞれ行うことで、# 3 気筒の圧縮行程における実測図示トルク $T_{i_c_p_s\#3}(k)$ 、# 4 気筒の吸気行程における実測図示トルク $T_{i_c_p_s\#4}(k)$ をそれぞれ算出できる。

【0124】

【数 4】

$$T_{i_c_p_s\#3}(k) = \text{Average}_{180^\circ \text{ CA}} \left(\frac{180}{\pi} \cdot P_{\#3}(\theta) \cdot \frac{dV_{\#3}(\theta)}{d\theta} \right) \quad \dots \quad (8) \quad \text{40}$$

$$T_{i_c_p_s\#4}(k) = \text{Average}_{180^\circ \text{ CA}} \left(\frac{180}{\pi} \cdot P_{\#4}(\theta) \cdot \frac{dV_{\#4}(\theta)}{d\theta} \right) \quad \dots \quad (9)$$

【0125】

一方、クランク角センサ38の検出値に基づいて算出された推定図示トルク $T_{i\#1}(k)$ は、図12中に破線で囲んだ領域Aの各行程で発生したトルクであって、#1気筒の爆発行程における実測図示トルク $T_{i_c_p_s\#1}(k)$ 、#3気筒の圧縮行程における実測図示トルク $T_{i_c_p_s\#3}(k)$ 、#4気筒の吸気行程における実測図示トルク $T_{i_c_p_s\#4}(k)$ 、および#2気筒の排気行程における実測図示トルク $T_{i_c_p_s\#2}(k)$ を合計したトルクに相当する。従って、推定図示トルク $T_{i\#1}(k)$ から、実測図示トルク $T_{i_c_p_s\#1}(k)$ 、 $T_{i_c_p_s\#3}(k)$ 、 $T_{i_c_p_s\#4}(k)$ の合計を減算することで、筒内圧センサ44を設けていない#2気筒の実測図示トルク $T_{i_c_p_s\#2}(k)$ に相当するトルク($T_{i\#2}(k)$)を算出することが可能となる。

10

【0126】

同様の方法で、 $T_{i_c_p_s\#1}(k+1)$ 、 $T_{i_c_p_s\#3}(k+1)$ 、 $T_{i_c_p_s\#4}(k+1)$ 、および $T_{i\#1}(k+1)$ から筒内圧センサ44を設けていない#2気筒の実測図示トルク $T_{i_c_p_s\#2}(k+1)$ に相当するトルク($T_{i\#2}(k+1)$)を算出することができ、更に、 $T_{i\#2}(k+2)$ 、 $T_{i\#2}(k+3)$ ・・・を順次算出することができる。

【0127】

図示平均有効圧を求める場合、図示平均有効圧は1気筒の1サイクル分の仕事量であるため、#2気筒の図示平均有効圧 $P_{i\#2}(i)$ は、1サイクル(クランク角720°)の区間で算出した $T_{i\#2}(k)$ 、 $T_{i\#2}(k+1)$ 、 $T_{i\#2}(k+2)$ 、 $T_{i\#2}(k+3)$ を合計し、#2気筒の体積 V (行程容積)で除算することで求められる。すなわち、図示平均有効圧 $P_{i\#2}(i)$ は、以下の(10)式から算出することができる。

20

【0128】

【数5】

$$P_{i\#2}(i) = \frac{T_{i\#2}(k) + T_{i\#2}(k+1) + T_{i\#2}(k+2) + T_{i\#2}(k+3)}{V} \quad \dots (10)$$

【0129】

30

従って、4気筒のうち1気筒については筒内圧センサ44を設けることなく図示平均有効圧(IMEP)を算出することができ、全気筒に筒内圧センサ44を搭載した場合と同等の情報抽出が可能となる。従って、燃焼状態推定装置の製造コストを削減することが可能となる。4気筒以外のN気筒の機関についても同様に、N-1個の気筒に筒内圧センサ44を設けることで、全気筒のトルク、図示平均有効圧を算出することができる。

【0130】

なお、この場合において、実測図示トルク $T_{i_c_p_s}$ の算出区間はクランク角180°に限定されるものではない。例えば図11の場合と同様に、クランク角720°(1サイクル)の区間で#1、#3、#4気筒の実測図示トルク $T_{i_c_p_s\#1}$ 、 $T_{i_c_p_s\#3}$ 、 $T_{i_c_p_s\#4}$ を算出し、クランク角720°の区間で算出した推定図示トルク $T_{i\#1}$ から実測図示トルク $T_{i_c_p_s\#1}$ 、 $T_{i_c_p_s\#3}$ 、 $T_{i_c_p_s\#4}$ の合計を減算して、クランク角720°の区間ににおける#2気筒の実測図示トルク $T_{i_c_p_s\#2}$ に相当するトルクを算出してもよい。この際、クランク角720°の区間の両端で検出した角速度を用いて推定図示トルク $T_{i\#1}$ を算出する。

40

【0131】

クランク角を検出する際には、クランク軸36に設けられたローターのエッジ位置をクランク角センサ38で検出するが、クランク角720°の区間ではクランク軸36が2回転するため、クランク角720°の区間の両端で検出した角速度はクランク軸36に設けられたローターの同一部分で検出される。従って、ローターのエッジに製造誤差が生じている場合であっても、製造誤差に起因した誤差がトルク算出値に含まれてしまうことがな

50

く、推定図示トルク T_i を高い精度で算出することができる。同様に、クランク角が n 回転 (n は自然数) する区間で推定図示トルク T_i を算出することで、ローターのエッジに製造誤差が生じている場合であっても、正確に推定図示トルク T_i を算出することが可能となる。

【0132】

以上説明したように、実施の形態2によれば、推定図示トルク T_i (k) の代わりに実測図示トルク $T_{i_c_p_s}$ を用いることで、実施の形態1と同様に燃焼状態および燃料の性状を判定することが可能となる。また、推定図示トルク T_i と実測図示トルク $T_{i_c_p_s}$ を併用して用いることで、全気筒に筒内圧センサ44を設けることなく燃焼状態および燃料の性状を判定することが可能となる。従って、燃焼状態推定装置の製造コストを削減することが可能となる。10

【図面の簡単な説明】

【0133】

【図1】本発明の実施の形態1, 2にかかる内燃機関の燃焼状態推定装置及びその周辺の構造を説明するための模式図である。

【図2】基準トルクと筒内トルクが変動する様子を示す特性図である。

【図3】図示トルク、筒内ガス圧によるトルク及び往復慣性質量による慣性トルクと、クランク角との関係を示す特性図である。

【図4】クランク軸の角加速度を求める方法を示す模式図である。

【図5】フリクショントルクと機関回転数及び冷却水温との関係を表すマップを示す模式図である。20

【図6】推定図示トルクと各気筒の各行程との関係を示す模式図である。

【図7】燃料の性状および燃焼状態と、推定図示トルク T_i (k) に対する基準トルク T_{i_a} (k) の比率 r (k) との関係を示す模式図である。

【図8】実施の形態1にかかる燃焼状態推定装置の処理手順を示すフローチャートである。30

【図9】推定図示トルクを算出する処理の手順を示すフローチャートである。

【図10】単気筒、6気筒の場合のトルク特性を示す特性図である。

【図11】推定図示トルクおよび実測図示トルクと、各気筒の各行程との関係を示す模式図である。30

【図12】筒内圧センサを4気筒のうちの3気筒に設けた場合において、推定図示トルクおよび実測図示トルクと、各気筒の各行程との関係を示す模式図である。

【符号の説明】

【0134】

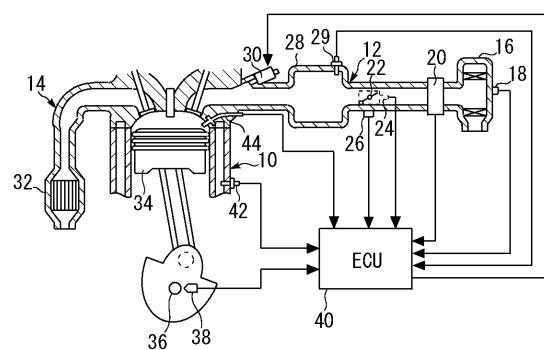
29 吸気管圧センサ

38 クランク角センサ

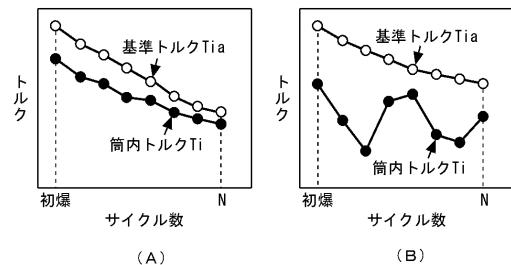
40 ECU

44 筒内圧センサ

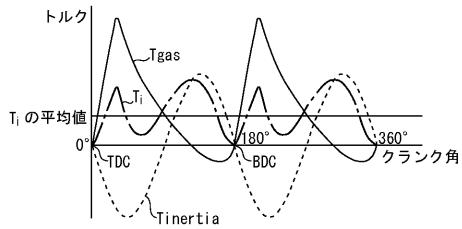
【図1】



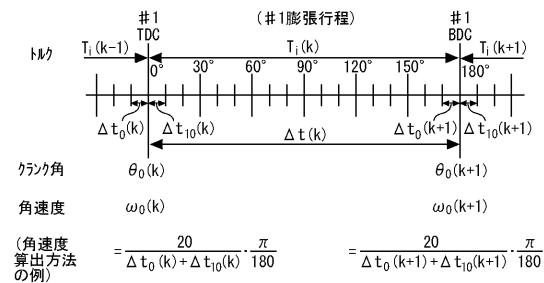
【図2】



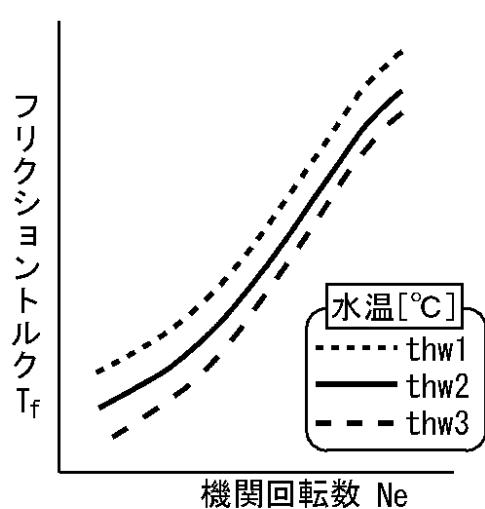
【図3】



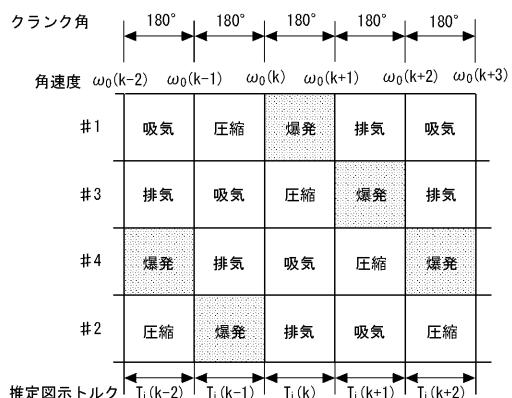
【図4】



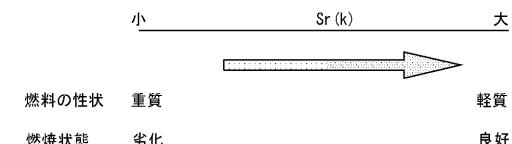
【図5】



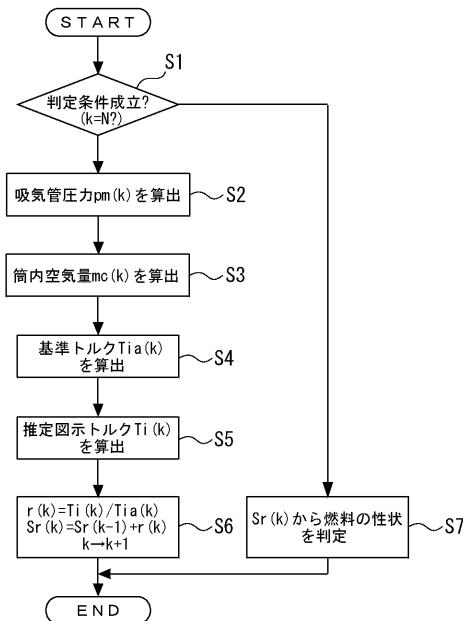
【図6】



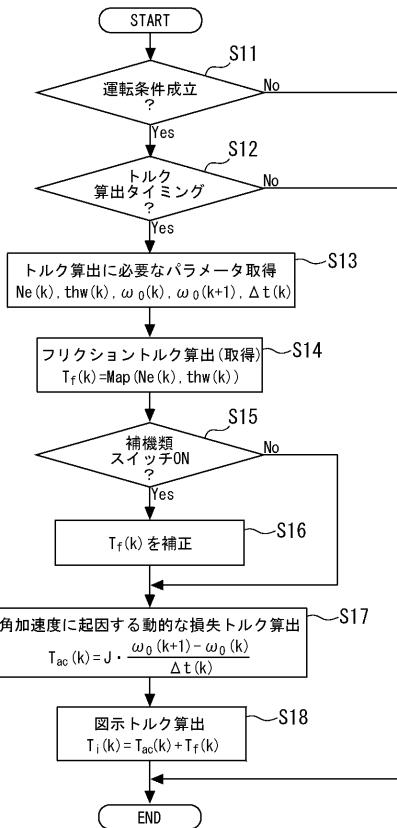
【図7】



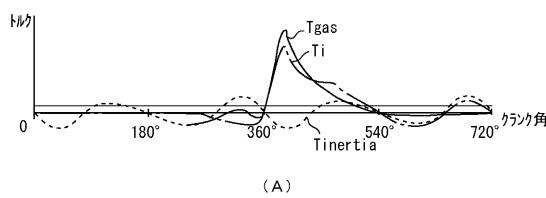
【 四 8 】



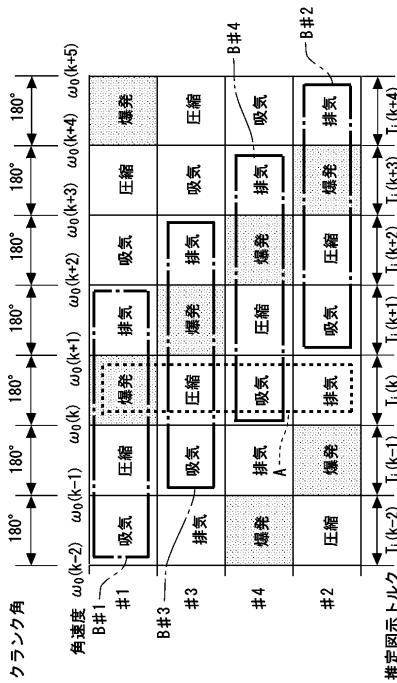
【 四 9 】



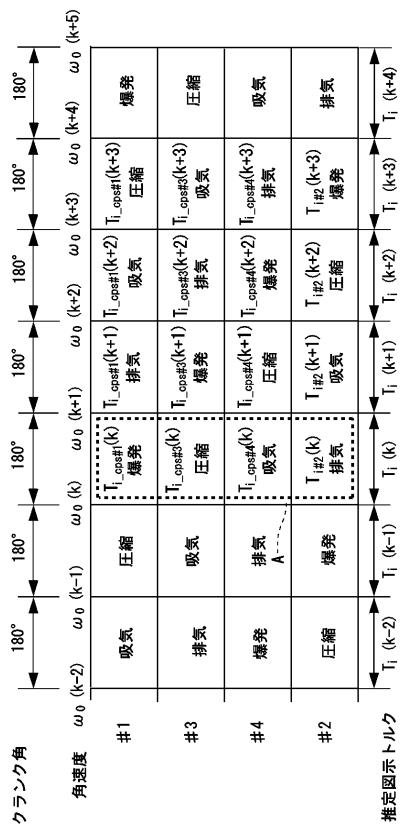
【 図 1 0 】



【 囮 1 1 】



【図 1 2】



フロントページの続き

(56)参考文献 特開平04-232363(JP,A)
特開平06-288289(JP,A)
特開平05-099045(JP,A)
特開平04-370346(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F 02 D 4 3 / 0 0 4 5 / 0 0
F 02 D 4 1 / 0 0 4 1 / 4 0
F 02 D 1 3 / 0 0 2 8 / 0 0