

(11) 特許出願公開番号

特開2009-281144

(P2009-281144A)

(43) 公開日 平成21年12月3日(2009.12.3)

(51) Int. Cl.	F I	テーマコード (参考)
F O 2 D 23/00 (2006.01)	F O 2 D 23/00 F	3 G 0 9 2
F O 2 D 41/02 (2006.01)	F O 2 D 41/02 3 1 0 D	3 G 3 0 1

審査請求 未請求 請求項の数 3 O L (全 12 頁)

(21) 出願番号 特願2008-130786 (P2008-130786)
(22) 出願日 平成20年5月19日 (2008. 5. 19)

(71) 出願人 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 100075502
弁理士 倉内 義朗

(74) 代理人 100122024
弁理士 國富 豪

(72) 発明者 岡田 晋
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

Fターム(参考) 3G092 AA01 AA02 AA06 AA17 AA18
DB03 DC03 EA01 EA09 EC01
EC09 FA14 GA13 HA01Z HA04Z
HA05Z HA06X HA16Z HB03Z HE01Z
HE09Z

[最終頁に続く](#)

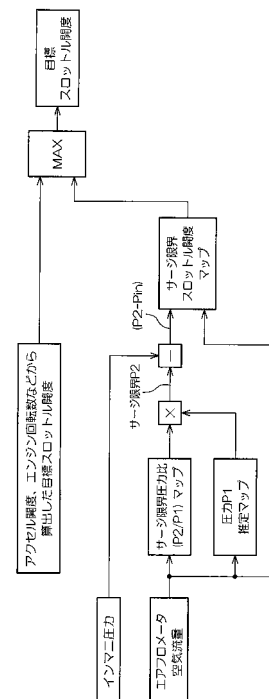
(54) 【発明の名称】 過給機付き内燃機関の制御装置

(57) 【要約】

【課題】ターボチャージャの下流側の吸気通路にスロットルバルブが配置されたエンジンにおいて、高負荷から軽負荷へ移行した際に、コンプレッサのサージ領域に入ることを回避して異音の発生を防止する。

【解決手段】高負荷・高過給でターボチャージャのコンプレッサが高速回転している状態からアクセルを戻して軽負荷へ移行する際に、コンプレッサのサージ領域に入らないようにするためのサージ限界スロットル開度（最小スロットル開度）を吸入空気量にに基づいて算出する。そして、このサージ限界スロットル開度に基づいて、スロットルバルブの閉じ側に制限（目標スロットル開度以下に下限ガード）を設けてスロットルバルブを制御する。このような制御により、サージ領域に入ることを回避することができ、異音発生を防止することができる。

【選択図】 図3



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

内燃機関の排気通路に配置されたタービン及び前記内燃機関の吸気通路に配置されたコンプレッサを有する過給機と、前記過給機の下流側の吸気通路に配置されたスロットルバルブとを備えた過給機付き内燃機関の制御装置において、

前記コンプレッサのサージ領域に入らないように前記スロットルバルブのスロットル開度を制御するスロットル制御手段を備えていることを特徴とする過給機付き内燃機関の制御装置。

【請求項 2】

請求項 1 記載の過給機付き内燃機関の制御装置において、

10

前記スロットル制御手段は、前記内燃機関の吸入空気量に基づいてサージ限界スロットル開度を算出して前記スロットルバルブのスロットル開度を制御することを特徴とする過給機付き内燃機関の制御装置。

【請求項 3】

請求項 2 記載の過給機付き内燃機関の制御装置において、

前記スロットル制御手段は、前記サージ限界スロットル開度に基づいて目標スロットル開度の閉じ側にガードを設けて前記スロットルバルブのスロットル開度を制御することを特徴とする過給機付き内燃機関の制御装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

20

【0001】

本発明は、過給機付き内燃機関（例えばディーゼルエンジン）の制御装置に関する。

【背景技術】

【0002】

車両などに搭載されるディーゼルエンジンには、例えばターボチャージャ（過給機）や EGR 装置（排気ガス再循環装置）が設けられている。

【0003】

エンジンに搭載されるターボチャージャは、一般に、エンジンの排気通路を流れる排気ガスによって回転するタービン（タービンホイール）と、吸気通路内の空気を強制的に燃焼室へと送り込むコンプレッサ（コンプレッサインペラ）と、これらタービンとコンプレッサとを連結するタービンシャフトとを備えている。このような構造のターボチャージャにおいて、タービンに排気ガスが吹き付けられて当該タービンが回転すると、その回転がタービンシャフトを介してコンプレッサに伝達される。こうしてコンプレッサが回転することによって吸気通路内の空気が強制的に燃焼室に送られる。

30

【0004】

EGR 装置は、エンジンの排気通路に排出される排気ガスの一部を、EGR 通路（排気ガス還流通路）を介して吸気通路に還流ガスとして再循環させ、混合気に混入させて燃焼温度を下げることによって NOx の発生を抑制している。このような EGR 装置においては、EGR ガス通路に EGR バルブを設け、その EGR バルブにより吸気通路に還流する排気ガス還流量（EGR ガス量）を制御するようにしている。

40

【0005】

また、ターボチャージャが搭載されたディーゼルエンジンにおいては、ターボチャージャ下流側の吸気通路にスロットルバルブが配置されたものが知られている（例えば、特許文献 1～3 参照）。

【0006】

このようにスロットルバルブを備えたディーゼルエンジンでは、主に軽負荷域において（1）大量に EGR を入れる（EGR バルブ下流の圧力を下げる）、（2）排気温度を上げる（触媒活性のために吸入空気量を減らして排気温度を上げる）などの目的でスロットルバルブを閉めている。一方、高負荷域では、スロットルバルブを開き、ターボチャージャで吸気圧を上げることで空気量を増やして出力を上げている。

50

【0007】

なお、特許文献1には、エンジンの排気エネルギーで駆動される過給機と、過給機のコンプレッサの下流側の吸気通路に配置した吸気絞り弁とを備えたエンジンにおいて、コンプレッサの回転速度が低下するまで吸気絞り弁が閉じないように「なまし時間」を設けてコンプレッサ前後の圧力比の増大を防止することで、サージングの発生を防止する技術が記載されている。

【特許文献1】特開2008-008241号公報

【特許文献2】特開2001-280144号公報

【特許文献3】特開平06-058173号公報

【発明の開示】

10

【発明が解決しようとする課題】

【0008】

ところで、上記したディーゼルエンジンにおいて、高負荷・高過給でコンプレッサが高速回転している状態からアクセルを戻して軽負荷へ移行したときに、スロットルバルブを急に閉めた場合、コンプレッサは慣性で回転しているため、コンプレッサ下流側の圧力が上昇する。こうした状況になると、例えば図7に示すように、コンプレッサ前後の圧力比(P_2/P_1)とコンプレッサを通過する空気流量との関係から決まるサージ領域に入ってしまう、コンプレッサから異音が発生する場合がある。

【0009】

本発明はそのような実情を考慮してなされたもので、排気通路に配置されたタービン及び吸気通路に配置されたコンプレッサを有する過給機（ターボチャージャ）と、この過給機の下流側の吸気通路に配置されたスロットルバルブとを備えた過給機付き内燃機関の制御装置において、例えば高負荷・高過給状態からアクセルを戻して軽負荷へ移行したときに、コンプレッサのサージ領域に入ること回避することができ、異音の発生を防止することが可能なスロットル制御の実現を目的とする。

20

【課題を解決するための手段】

【0010】

上記目的を達成するため、本発明は、内燃機関（エンジン）の排気通路に配置されたタービン及び前記内燃機関の吸気通路に配置されたコンプレッサを有する過給機と、前記過給機の下流側の吸気通路に配置されたスロットルバルブとを備えた過給機付き内燃機関の制御装置を前提とし、このような内燃機関の制御装置において、前記コンプレッサのサージ領域に入らないように、前記スロットルバルブのスロットル開度を制御するスロットル制御手段を備えていることを特徴としている。

30

【0011】

本発明において、スロットル制御手段の具体的な構成として、内燃機関の吸入空気量（例えばエアフロメータ等によって検出される吸入空気量）に基づいてサージ限界スロットル開度を算出してスロットルバルブのスロットル開度を制御するという構成を挙げることができる。より具体的には、例えば図3に示すように、吸入空気量（空気流量）に基づいてサージ限界圧力比(P_2/P_1)とコンプレッサ上流側の圧力 P_1 とを算出し、それらサージ限界圧力比(P_2/P_1)及び圧力 P_1 からサージ限界圧力 P_2 を算出する。そして、そのサージ限界圧力 P_2 （スロットルバルブ上流側の圧力）とスロットルバルブ下流側の圧力（インマニ圧力） P_{in} との圧力差（ $[P_2 - P_{in}]$ ：スロットルバルブ前後圧力差）、及び、吸入空気量を用いてマップを参照してサージ限界スロットル開度（最小スロットル開度）を算出して、スロットルバルブのスロットル開度を制御するという構成を挙げることができる。

40

【0012】

また、このようなスロットル制御を実施する際の具体的な構成として、前記サージ限界スロットル開度に基づいて目標スロットル開度の閉じ側にガード（制限）を設けてスロットルバルブのスロットル開度を制御するという構成を挙げることができる。

【0013】

50

次に、本発明の作用について述べる。

【0014】

本発明においては、例えば、高負荷・高過給でコンプレッサが高速回転している状態からアクセルを戻して軽負荷へ移行する際に、コンプレッサ前後の圧力比とコンプレッサを通過する空気流量との関係から決まるサージ領域（図7参照）に入らないように、スロットル開度を制御する。具体的には、吸入空気量などに応じて算出したサージ限界スロットル開度に基づいて目標スロットル開度の閉じ側にガード（制限）を設けて、サージ領域に入らないようにスロットルバルブのスロットル開度を制御する。このような制御により、コンプレッサのサージ領域に入ることを回避することができ、異音発生を防止することができる。

10

【0015】

なお、特許文献1に記載の技術などの従来技術では、例えば「なまし時間」等の遅延時間（実験的な適合値）を設けて、過給機のコンプレッサの回転速度が低下するまで吸気絞り弁が閉じないようにしているので、遅延時間を正確に適合できないと、サージングを確実に防止することができない場合がある。これに対し、本発明では、吸入空気量（コンプレッサを通過する空気流量）等に基づいてサージ限界スロットル開度（最小スロットル開度）を算出し、これに基づいてスロットルバルブの閉じ側にガードを設けてサージ領域に入ることを回避しているので、コンプレッサからの異音発生をより確実に防止することができる。

20

【発明を実施するための最良の形態】

【0016】

以下、本発明の実施形態を図面に基づいて説明する。

【0017】

まず、本発明を適用するディーゼルエンジンについて説明する。

【0018】

ーエンジンー

本発明を適用するディーゼルエンジンの概略構成を図1を参照して説明する。なお、図1にはエンジンの1気筒の構成のみを示している。

【0019】

図1に示すディーゼルエンジン1（以下、エンジン1という）は、例えば筒内直噴4気筒ディーゼルエンジンであって、その各気筒を構成するシリンダブロック1a内には上下方向に往復動するピストン1cが設けられている。ピストン1cはコネクティングロッド16を介してクランクシャフト15に連結されており、ピストン1cの往復運動がコネクティングロッド16によってクランクシャフト15の回転へと変換される。

30

【0020】

クランクシャフト15にはシグナルロータ17が取り付けられている。シグナルロータ17の外周面には複数の突起（歯）17a・・17aが等角度ごとに設けられている。シグナルロータ17の側方近傍にはエンジン回転数センサ（クランクポジションセンサ）25が配置されている。エンジン回転数センサ25は、例えば電磁ピックアップであって、クランクシャフト15が回転する際にシグナルロータ17の突起17aに対応するパルス状の信号（出力パルス）を発生する。

40

【0021】

エンジン1のシリンダブロック1aにはエンジン冷却水温を検出する水温センサ21が配置されている。また、シリンダブロック1aの上端にはシリンダヘッド1bが設けられており、このシリンダヘッド1bとピストン1cとの間に燃焼室1dが形成されている。

【0022】

エンジン1のシリンダブロック1aの下側には、潤滑オイルを貯留するオイルパン18が設けられている。このオイルパン18に貯留された潤滑オイルは、エンジン1の運転時に、異物を除去するオイルストレーナを介してオイルポンプによって汲み上げられ、さらにオイルフィルタで浄化された後に、ピストン1c、クランクシャフト15、コネクティ

50

ングロッド 16 などに供給され、各部の潤滑・冷却等を使用される。そして、このようにして供給された潤滑オイルは、エンジン 1 の各部の潤滑・冷却等のために使用された後、オイルパン 18 に戻され、再びオイルポンプによって汲み上げられるまでオイルパン 18 内に貯留される。

【0023】

エンジン 1 のシリンダヘッド 1b には、エンジン 1 の燃焼室 1d 内に燃料を直接噴射するためのインジェクタ（燃料噴射弁）2 が設けられている。インジェクタ 2 にはコモンレール（蓄圧室）3 が接続されており、インジェクタ 2 の電磁弁が開いている間、コモンレール 3 内の燃料がインジェクタ 2 から燃焼室 1d 内に噴射される。コモンレール 3 には、このコモンレール 3 内の高圧燃料の圧力（レール圧）を検出するためのレール圧センサ 24 が配置されている。コモンレール 3 には燃料ポンプであるサプライポンプ 4 が接続されている。

10

【0024】

サプライポンプ 4 は、エンジン 1 のクランクシャフト 15 の回転力によって駆動され、このサプライポンプ 4 の駆動により、燃料タンク 10 から燃料をコモンレール 3 に供給し、インジェクタ 2 を所定のタイミングで開弁することにより、エンジン 1 の各気筒の燃焼室 1d 内に燃料が噴射される。この噴射された燃料は燃焼室 1d 内で燃焼され排気ガスとなって排気される。なお、インジェクタ 2 の開弁タイミング（噴射期間）は、後述する ECU（Electronic Control Unit）100 によって制御される。

【0025】

20

一方、エンジン 1 の燃焼室 1d には吸気通路 11 と排気通路 12 が接続されている。吸気通路 11 と燃焼室 1d との間に吸気バルブ 13 が設けられており、この吸気バルブ 13 を開閉駆動することにより、吸気通路 11 と燃焼室 1d とが連通または遮断される。また、排気通路 12 と燃焼室 1d との間に排気バルブ 14 が設けられており、この排気バルブ 14 を開閉駆動することにより、排気通路 12 と燃焼室 1d とが連通または遮断される。これら吸気バルブ 13 及び排気バルブ 14 の開閉駆動は、クランクシャフト 15 の回転が伝達される吸気カムシャフト及び排気カムシャフトの各回転によって行われる。

【0026】

吸気通路 11 には、エアクリーナ 8、吸入空気量（空気流量）を検出するエアフロメータ 22、吸気温センサ 23（エアフロメータ 22 に内蔵）及びスロットルバルブ 7 などが配置されている。スロットルバルブ 7 は、後述するターボチャージャ 5 のコンプレッサ 52 の下流側の吸気通路 11 に配置されている。また、スロットルバルブ 7 の下流の吸気通路 11 には、インテークマニホールド 11a 内の圧力（インマニ圧力）を検出するインマニ圧センサ 28 が配置されている。

30

【0027】

排気通路 12 には触媒装置 9 などが配置されている。触媒装置 9 は、NO_x 吸蔵還元型触媒 91 と DPNR 触媒 92 とを備えている。

【0028】

NO_x 吸蔵還元型触媒 91 は、排気中に多量の酸素が存在している状態においては NO_x を吸蔵し、排気中の酸素濃度が低く、かつ還元成分（例えば燃料の未燃成分（HC））が多量に存在している状態においては NO_x を NO₂ もしくは NO に還元して放出する。NO₂ や NO として放出された NO_x は、排気中の HC や CO と速やかに反応することによってさらに還元されて N₂ となる。また、HC や CO は、NO₂ や NO を還元することで、自身は酸化されて H₂O や CO₂ となる。

40

【0029】

DPNR 触媒 92 は、例えば多孔質セラミック構造体に NO_x 吸蔵還元型触媒を担持させたものであり、排気ガス中の PM（粒子状物質）は多孔質の壁を通過する際に捕集される。また、排気ガスの空燃比がリーンの場合、排気ガス中の NO_x は NO_x 吸蔵還元型触媒に吸蔵され、空燃比がリッチになると吸蔵した NO_x は還元・放出される。さらに、DPNR 触媒 92 には、捕集した PM を酸化・燃焼する触媒（例えば白金等の貴金属を主成

50

分とする酸化触媒)が担持されている。

【0030】

エンジン1には、排気圧を利用して吸入空気を過給するターボチャージャ(過給機)5が搭載されている。ターボチャージャ5は、排気通路12に配置されたタービン51と、吸気通路11に配置されたコンプレッサ52によって構成されており、排気通路12に配置のタービン51が排気のエネルギーによって回転し、これに伴って吸気通路11に配置のコンプレッサ52が回転する。そして、コンプレッサ52の回転により吸入空気が過給され、エンジン1の各気筒の燃焼室1dに過給空気が強制的に送り込まれる。

【0031】

ターボチャージャ5は可変ノズル式ターボチャージャであって、タービン51側に可変ノズルベーン機構53が設けられており、この可変ノズルベーン機構53の開度を調整することにより、エンジン1の過給圧を調整することができる。可変ノズルベーン機構53の開度は、ECU100によって制御されるDCモータ等のアクチュエータ54によって調整される。ターボチャージャ5のコンプレッサ52の下流側の吸気通路11には、コンプレッサ52にて圧縮されて高温となった吸入空気を冷却するためのインタークーラ55が設けられている。

【0032】

さらに、エンジン1にはEGR装置6が搭載されている。EGR装置6は、吸入空気に排気ガスの一部を導入することで、気筒内の燃焼温度を低下させてNOxの発生量を低減させる装置であって、吸気通路11と排気通路12とを連通するEGR通路61、このEGR通路61に設けられたEGRバルブ62、及び、EGRクーラ(図示せず)などによって構成されており、EGRバルブ62の開度を調整することにより、排気通路12から吸気通路11に導入されるEGR量(排気還流量)を調整することができる。

【0033】

以上のエンジン1、ターボチャージャ5のアクチュエータ54、スロットルバルブ7、及び、EGRバルブ62などの各部はECU100によって制御される。

【0034】

— ECU —

ECU100は、図2に示すように、CPU101、ROM102、RAM103及びバックアップRAM104などを備えている。

【0035】

ROM102は、各種制御プログラムや、それら各種制御プログラムを実行する際に参照されるマップ等が記憶されている。CPU101は、ROM102に記憶された各種制御プログラムやマップに基づいて各種の演算処理を実行する。また、RAM103は、CPU101での演算結果や各センサから入力されたデータ等を一時的に記憶するメモリであり、バックアップRAM104は、例えばエンジン1の停止時にその保存すべきデータ等を記憶する不揮発性のメモリである。

【0036】

以上のCPU101、ROM102、RAM103及びバックアップRAM104は、バス107を介して互いに接続されるとともに、入力インターフェース105及び出力インターフェース106と接続されている。

【0037】

入力インターフェース105には、水温センサ21、エアフロメータ22、吸気温センサ23、レール圧センサ24、エンジン回転数センサ25、スロットルバルブ7の開度を検出するスロットル開度センサ26、アクセルペダル踏み込み量(アクセル開度)を検出するアクセル開度センサ27、及び、スロットルバルブ7の下流側のインマニ圧力を検出するインマニ圧センサ28などが接続されている。

【0038】

出力インターフェース106には、インジェクタ2、スロットルバルブ7、ターボチャージャ5の可変ノズルベーン機構53の開度を調整するアクチュエータ54、及び、EGR

10

20

30

40

50

Rバルブ62などが接続されている。

【0039】

そして、ECU100は、上記した各種センサの出力に基づいて、燃料噴射制御（インジェクタ2の開閉制御）、及び、下記のスロットル制御などを含むエンジン1の各種制御を実行する。

【0040】

—スロットル制御—

まず、この例のエンジン1において、スロットルバルブ7のスロットル開度はECU100によって制御される。具体的には、アクセル開度センサ27にて検出されるアクセル開度（噴射量）、及び、エンジン回転数センサ25にて検出されるエンジン回転数などに基づいて、エンジン1の運転状態に応じた吸入空気量（目標吸気量）が得られるように、スロットルバルブ7のスロットル開度を制御している。より詳細には、スロットル開度センサ26を用いてスロットルバルブ7の実際のスロットル開度を検出し、その実スロットル開度が、上記目標吸気量が得られるスロットル開度（目標スロットル開度）に一致するようにスロットルバルブ7のスロットルモータ（図示せず）をフィードバック制御している。

10

【0041】

さらに、この例で実行するスロットル制御について具体的に説明すると、例えば、主に軽負荷域においては、（1）EGRバルブ62の下流側の圧力を下げるために大量にEGRを入れる、（2）触媒装置9の触媒活性のために吸入空気量を減らして排気温度を上げる、などの目的でスロットルバルブ7を閉じるという制御を実行する。一方、高負荷域では、スロットルバルブ7を開き、ターボチャージャ5で吸気圧を上げることで空気量を増やして出力を上げるという制御を実行する。

20

【0042】

ところで、図1に示すエンジン1、つまり、ターボチャージャ5（コンプレッサ52）の下流側の吸気通路11にスロットルバルブ7が配置されたエンジン1においては、上述したように、高負荷・高過給でコンプレッサ52が高速回転している状態から、アクセルを戻して軽負荷へ移行したときに、スロットルバルブ7を急に閉めると、サージ領域（図7参照）に入ってしまう、コンプレッサ52から異音が発生する場合がある。

【0043】

30

このような点を解消するため、この例では、吸入空気量に基づいてサージ領域（異音が発生する領域）に入るサージ限界スロットル開度を算出し、これに基づいてスロットルバルブ7の閉じ側に制限を設けてスロットルバルブ7を制御することで、サージ領域に入ること回避して異音発生を防止する点に特徴がある。

【0044】

その具体的な処理について図3のブロック図を参照して説明する。この図3に示す各処理はECU100において実行される。

【0045】

（S1）アクセル開度センサ27の出力信号からアクセル開度を読み込むとともに、エンジン回転数センサ25の出力信号からエンジン回転数を読み込み、それらアクセル開度（噴射量）及びエンジン回転数などから目標スロットル開度を算出する。この処理S1で算出する目標スロットル開度を、以下、「運転条件に基づく目標スロットル開度」ともいう。

40

【0046】

（S2）エアフロメータ22の出力信号から吸入空気量（空気流量）を読み込み、その吸入空気量を用いて図4に示すマップを参照してサージ限界圧力比（ $P2/P1$ ）を算出する。なお、この処理S2に用いるサージ限界圧力比（ $P2/P1$ ）算出用のマップは、ターボチャージャ5のコンプレッサ52を通過する空気流量と、コンプレッサ52の前後圧力比（図1に示すコンプレッサ52の上流側の圧力 $P1$ と下流側の圧力 $P2$ との比）をパラメータとして、ターボチャージャ5の特性（コンプレッサ特性）などに基づいてサ-

50

ジ限界ライン（図7参照）を求めたものをマップ化したものであって、ECU100のROM102内に記憶されている。

【0047】

（S3）エアフロメータ22の出力信号から読み込んだ吸入空気量（空気流量）を用い、図5のマップを参照してコンプレッサ52の上流側の圧力P1を推定する。

【0048】

図5に示すマップは、エアクリーナ8の圧損を考慮したマップであって、ECU100のROM102内に記憶されている。図5のマップでは、空気流量（吸入空気量）が大ききほど、コンプレッサ52の上流側の圧力P1が小さな値となるように（大気圧に対して低い値となるように）設定されている。

【0049】

（S4）上記した処理S2で算出したサージ限界圧力比（ $P2/P1$ ）、及び、上記した処理S3で算出した圧力P1の推定値を用い、そのサージ限界圧力比（ $P2/P1$ ）に圧力P1の推定値を掛け合せてサージ限界圧力P2を求める。

【0050】

（S5）インマニ圧センサ28の出力信号からインマニ圧を読み込み、上記した処理S4で求めたサージ限界圧力P2からインマニ圧 P_{in} を差し引いた圧力差（スロットルバルブ7の前後圧力差： $[P_s - P_{in}]$ ）を算出し、その圧力差（ $P_s - P_{in}$ ）とエアフロメータ22の出力信号から読み込んだ吸入空気量（空気流量）とを用いて図6に示すマップを参照してサージ限界スロットル開度を算出する。

【0051】

図6に示すマップは、スロットルバルブ7を通過する空気流量と、スロットルバルブ7の前後圧力差とをパラメータとし、スロットルバルブ7の上流側（前側）の圧力P2が下流側（後側）の圧力 P_{in} （インマニ圧）よりも大きい場合（ $P2 > P_{in}$ ）、その前後の圧力差つまりスロットルバルブ7の前後圧力差（ $P2 - P_{in}$ ）に相当する分だけ、スロットルバルブ7を閉じることが可能になる点を考慮して、サージ限界スロットル開度を予め実験・計算等によって経験的に求めた値をマップ化したものであって、ECU100のROM102内に記憶されている。この図6のマップにおいて、サージ限界スロットル開度は空気流量に応じて、空気流量が大きいほどサージ限界スロットル開度が開き側（開度大）となるように設定されている。

【0052】

（S6）上記した処理S1で算出した運転条件に基づく目標スロットル開度と、上記した処理S5で算出したサージ限界スロットル開度のうち、開度が大きい方のスロットル開度を選択し、その選択したスロットル開度を目標スロットル開度としてスロットルバルブ7を制御する。具体的には、例えばエンジン1の運転領域が軽負荷域である場合など、アクセル開度及びエンジン回転数などから算出される運転条件に基づく目標スロットル開度が小さくて、吸入空気量及びスロットルバルブ7の前後圧力差（ $P2 - P_{in}$ ）から算出されるサージ限界スロットル開度が上記運転条件に基づく目標スロットル開度よりも大きい場合には、そのサージ限界スロットル開度によって目標スロットル開度の閉じ側が制限（ガード）され、実スロットル開度がサージ限界スロットル開度よりも小さくならないようにスロットルバルブ7が制御される。

【0053】

そして、この例のスロットル制御においては、例えば、高負荷・高過給でターボチャージャ5のコンプレッサ52が高速回転している状態から、アクセルを戻して軽負荷へ移行する際に、コンプレッサ52の前後圧力比とコンプレッサ52を通過する空気流量との関係から決まるサージ領域（図7参照）に入らないように、目標スロットル開度の閉じ側にガードを設けてスロットルバルブ7のスロットル開度を制御しているので、コンプレッサ52のサージ領域に入ることを回避することができ、異音発生を防止することができる。

【0054】

しかも、吸入空気量及びインマニ圧を検出（実測）し、これらの実測値に基づいてサ

10

20

30

40

50

ージ限界スロットル開度を算出してスロットル開度の閉じ側を規制しているので、現在の運転状態を反映した適切なスロットル制御を実行することができ、これによってサージ領域での異音発生をより確実に防止することができる。

【0055】

－他の実施形態－

以上の例では、筒内直噴４気筒ディーゼルエンジンのスロットル制御に本発明を適用した例を示したが、本発明はこれに限られることなく、例えば筒内直噴６気筒ディーゼルエンジンなど他の任意の気筒数のディーゼルエンジンのスロットル制御にも適用できる。また、筒内直噴ディーゼルエンジンに限られることなく、他のタイプのディーゼルエンジンのスロットル制御にも本発明を適用することは可能である。

10

【0056】

さらに、ディーゼルエンジンに限られることなく、ポート噴射型ガソリンエンジンや筒内直噴型ガソリンエンジンのスロットル制御にも本発明を適用することは可能である。

【0057】

以上の例では、可変ノズルターボチャージャが搭載されたエンジンのスロットル制御に本発明を適用した例を示したが、本発明はこれに限られることなく、可変ノズル機構を備えていないターボチャージャが搭載されたエンジンのスロットル制御にも適用できる。

【図面の簡単な説明】

【0058】

【図１】本発明を適用するディーゼルエンジンの一例を示す概略構成図である。

20

【図２】ＥＣＵ等の制御系の構成を示すブロック図である。

【図３】ＥＣＵが実行するスロットル制御の内容を示す制御ブロック図である。

【図４】コンプレッサの前後圧力比（ $P2/P1$ ）算出用のマップを示す図である。

【図５】コンプレッサの上流側の圧力 $P1$ 推定用のマップを示す図である。

【図６】サージ限界スロットル開度算出用のマップを示す図である。

【図７】コンプレッサのサージ領域を示す図である。

【符号の説明】

【0059】

１ エンジン（ディーゼルエンジン）

１１ 吸気通路

30

１１ａ インテークマニホールド

１２ 排気通路

５ ターボチャージャ

５１ タービン

５２ コンプレッサ

６ ＥＧＲ装置

６２ ＥＧＲバルブ

７ スロットルバルブ

２２ エアフロメータ

２５ エンジン回転数センサ

40

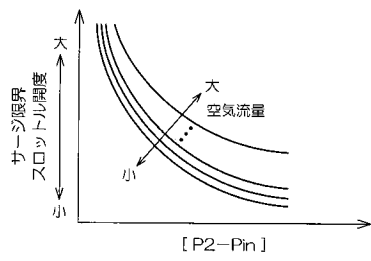
２６ スロットル開度センサ

２７ アクセル開度センサ

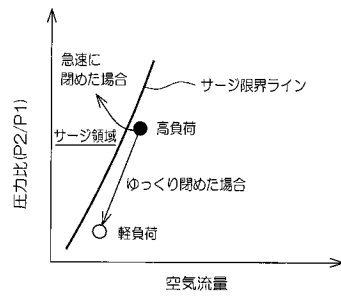
２８ インマニ圧センサ

１００ ＥＣＵ

【図 6】



【図 7】



フロントページの続き

Fターム(参考) 3G301 HA01 HA02 HA11 JA37 KA16 LA03 LB11 NA08 NC02 ND01
NE01 NE19 NE20 PA01Z PA09Z PA10Z PA11A PA16Z PE01Z PE08Z