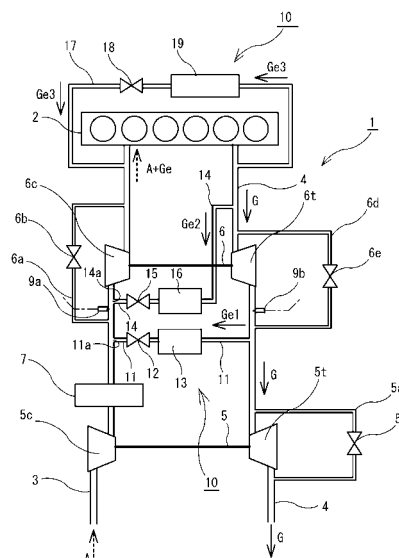




【特許請求の範囲】

【請求項 1】

吸気経路の上流側から順に低圧段ターボチャージャの低圧段コンプレッサと高圧段ターボチャージャの高圧段コンプレッサを設けると共に、排気経路の上流側から順に前記高圧段ターボチャージャの高圧段タービンと前記低圧段ターボチャージャの低圧段タービンを設けた内燃機関の E G R システムであって、

前記高圧段タービンと前記低圧段タービンとの間の排気経路から、前記低圧段コンプレッサと前記高圧段コンプレッサとの間の吸気経路へ、第 1 E G R 弁を経由して E G R ガスを導入する第 1 E G R 経路と、

内燃機関本体と前記高圧段タービンとの間の排気経路から、前記低圧段コンプレッサと前記高圧段コンプレッサとの間の吸気経路へ、第 2 E G R 弁を経由して E G R ガスを導入する第 2 E G R 経路と、

内燃機関本体と前記高圧段タービンとの間の排気経路から、前記高圧段コンプレッサと内燃機関本体の間の吸気経路へ、第 3 E G R 弁を経由して E G R ガスを導入する第 3 E G R 経路と、

前記第 1 E G R 弁と前記第 2 E G R 弁と前記第 3 E G R 弁とをそれぞれ開閉及び弁開度調整する E G R 制御装置とを備えたことを特徴とする 2 段過給式エンジンの E G R システム。

【請求項 2】

前記 E G R 制御装置が、E G R を行う場合において、

内燃機関の運転条件が、低速回転又は中速回転運転領域でかつ低負荷又は中負荷運転領域にある場合、又は、低速回転運転領域でかつ高負荷運転領域にある場合に、

前記高圧段タービンと前記低圧段タービンとの間の排気圧である中間排気圧が、前記低圧段コンプレッサと前記高圧段コンプレッサとの間の過給圧である中間過給圧よりも大きいときには、前記第 1 E G R 弁と前記第 2 E G R 弁を開閉及び弁開度制御すると共に、前記第 3 E G R 弁を閉弁状態とする第 1 E G R 制御を行い、

前記中間排気圧が前記中間過給圧以下のときには、前記第 2 E G R 弁と前記第 3 E G R 弁を開閉及び弁開度制御すると共に、前記第 1 E G R 弁を閉弁状態とする第 2 E G R 制御を行うことを特徴とする請求項 1 記載の 2 段過給式エンジンの E G R システム。

【請求項 3】

前記 E G R 制御装置が、E G R を行う場合において、

内燃機関の運転条件が、中速回転運転領域でかつ高負荷運転領域にある場合は、前記第 2 E G R 弁と前記第 3 E G R 弁を開閉及び弁開度制御すると共に、前記第 1 E G R 弁を閉弁状態とする第 3 E G R 制御を行うことを特徴とする請求項 1 記載の 2 段過給式エンジンの E G R システム。

【請求項 4】

前記 E G R 制御装置が、E G R を行う場合において、

内燃機関の運転条件が、高速回転運転領域にある場合は、前記第 3 E G R 弁を開閉及び弁開度制御すると共に、前記第 1 E G R 弁と前記第 2 E G R 弁を閉弁状態とする第 4 E G R 制御を行うことを特徴とする請求項 1 記載の 2 段過給式エンジンの E G R システム。

【請求項 5】

インタークーラを、前記低圧段コンプレッサの下流側で、かつ、前記第 1 E G R 経路の接続部と前記第 2 E G R 経路の接続部の両方よりも上流側の吸気経路に設けたことを特徴とする請求項 1 ~ 4 のいずれか 1 項に記載の 2 段過給式エンジンの E G R システム。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、高圧段ターボチャージャと低圧段ターボチャージャを備えた 2 段過給式エンジンの E G R システムに関し、より詳細には、高 E G R 率であっても、過給悪化を伴わない 2 段過給式エンジンの E G R システムに関する。

10

20

30

40

50

【背景技術】

【0002】

内燃機関の排気ガス中の NO_x 低減のために、排気ガスを吸気側に還流させるEGRが一般的に行われている。

【0003】

従来技術の単段のターボ過給式エンジンにおいては、排気経路の排気タービンで排気エネルギーを回収し、吸気経路の吸気コンプレッサを駆動し、EGRガスを排気タービンの上流側から吸気コンプレッサの下流側に循環している。

【0004】

この従来技術の過給式エンジンのEGRシステムでは、高EGR率で運転するためにEGR率を増加すると、排気タービンの上流側から排気ガスの大半を冷却器を通して吸気側に循環させるため、排気タービンを經由する排気ガス量が減少して、作動流量が減少する。そのため、タービンに作用する排気エネルギーが減少するので、ターボ回転数が低下し過給圧が低下する。その結果、ターボ過給器の作動効率の悪化、及び、サージングの発生を招く。

【0005】

従って、エンジンの運転条件が低速回転～中速回転の運転領域にある場合においては、EGR率の増加と共に著しく過給圧が低下し、空燃比(A/F)が低下してしまう。その結果、EGR率を増加すると空燃比が減少し、逆に、空燃比を増加させるとEGR率が減少するという、一方の増加が他方の減少を招くトレードオフの関係が生じ、この空燃比とEGR率とのトレードオフの関係を改善することが困難な状況となっている。

【0006】

一方、今後より厳しくなる排ガス規制に対しては、高EGR導入と高空燃比の両立が必須である。そのため、ターボ過給特性改善のために、より効率の高い可変容量ターボ、および2段過給システムなどが提案されている。

【0007】

そこで、従来から提案されている2段過給システムに、ディーゼルエンジンメーカーを中心に関心が寄せられて、この2段過給システムを備えたエンジンにおけるEGRシステムが検討されている。この2段過給システムの概要を図2及び図3に示す。

【0008】

この2段過給システムを備えたエンジン1Xでは、吸気経路3の上流側から順に低圧段ターボチャージャ5の低圧段コンプレッサ5cと高圧段ターボチャージャ6の高圧段コンプレッサ6cが設けられていると共に、排気経路4の上流側から順に高圧段ターボチャージャ6の高圧段タービン6tと低圧段ターボチャージャ5の低圧段タービン5tが設けられている。一般的に、高圧段ターボチャージャ6は、低圧段コンプレッサ5cによって圧縮された空気を取り扱うために、低圧段ターボチャージャ5よりも小さいターボチャージャが使用される。

【0009】

この低圧段ターボチャージャ5に関しては、低圧段タービン5tをバイパスするための低圧段排気バイパス経路5aが設けられており、この低圧段排気バイパス経路5aには、流れるガスを制御するためのウェストゲートバルブ5bが取り付けられている。また、高圧段ターボチャージャ6に関しては、吸気系で高圧段コンプレッサ6cをバイパスさせる高圧段吸気バイパス経路6a、排気系で高圧段タービン6tをバイパスさせる高圧段排気バイパス経路6dが設けられており、これらのバイパス経路6a、6dに、流れるガスを制御するための高圧段吸気バイパスバルブ6b、高圧段排気バイパスバルブ6eが取り付けられている。

【0010】

但し、低圧段タービンの容量特性如何によっては、低圧段排気バイパス経路5a及びウェストゲートバルブ5bは設置されない場合もある。同様に、高圧段ターボチャージャの容量によっては、高圧段吸気バイパス経路6a及び高圧段排気バイパス経路6dが設置さ

れない場合もある。

【 0 0 1 1 】

更に、吸気側においては、低圧段コンプレッサ 5 c の後流に、低圧段コンプレッサ 5 c で圧縮・昇温された吸気を冷却するためのインタークーラ（吸気冷却器）7 が設けられている。

【 0 0 1 2 】

また、この図 2 の E G R システム 1 0 X では、E G R 経路 1 1 X が、排気側のエンジン本体 2 と高圧段タービン 6 t との間の排気経路 4 と、吸気側の高圧段コンプレッサ 6 c とエンジン本体 2 との間の吸気経路 3 とを接続して設けられている。この E G R 経路 1 1 X には、上流側から E G R クーラ 1 3 X と E G R 弁 1 2 X が設けられている。E G R ガス G e は排気側から E G R 経路 1 1 X を E G R クーラ 1 3 X と E G R 弁 1 2 X を順に經由して吸気側に導入される。また、各バルブ 5 b , 6 b , 6 e , 1 2 X はエンジン 1 X の運転条件に応じて開閉及び弁開度制御が行われる。

10

【 0 0 1 3 】

この図 2 は、高圧段ターボチャージャに対するハイプレッシャー E G R 経路を設置した 2 段過給式エンジンにおける E G R システムである。

【 0 0 1 4 】

更に、図 3 の E G R システム 1 0 Y では、E G R 経路 1 1 Y が、排気側の高圧段タービン 6 t と低圧段タービン 5 t との間の排気経路 4 と、吸気側の低圧段コンプレッサ 5 c と高圧段コンプレッサ 6 c との間で、かつ、インタークーラ 7 の上流側の吸気経路 3 とを接続して設けられている。この E G R 経路 1 1 Y には、上流側から E G R クーラ 1 3 Y と E G R 弁 1 2 Y が設けられている。E G R ガス G e は排気側から E G R 経路 1 1 Y を E G R クーラ 1 3 Y と E G R 弁 1 2 Y を順に經由して吸気側に導入される。

20

【 0 0 1 5 】

この図 3 は、高圧段ターボチャージャ 6 に対するロープレッシャー E G R 経路を設置した 2 段過給式エンジンにおける E G R システムである。

【 0 0 1 6 】

この他にも、2 段過給システムのエンジンにおける E G R システムとして、次のような E G R システムが提案されている。

【 0 0 1 7 】

その一つ目は、高圧段タービンの上流側から低圧段コンプレッサと高圧段コンプレッサとの間へと E G R ガスを循環させるシステムであり、現在、一般的に知られているロープレッシャー E G R システムである（例えば、特許文献 1 参照。）。

30

【 0 0 1 8 】

その二つ目は、バイパスバルブを備えていない排気ターボ式過給器を直列に 2 つ装備したミラーサイクルエンジンにおいて、それぞれの吸気コンプレッサの後流にインタークーラを設置し、高圧段タービンの上流側から低圧段コンプレッサと高圧段コンプレッサとの間へと E G R ガスを循環させるシステムである（例えば、特許文献 2 参照。）。このシステムでは、ノッキングセンサの信号を基に、E G R ガス量を E G R 弁で調整可能にすると共に、低圧段コンプレッサと高圧段コンプレッサとの間に燃料供給手段を備えている。

40

【 0 0 1 9 】

その三つ目は、2 段過給システムを機械式過給器と排気ターボ式過給器で構成した船舶の内燃機関において、それぞれの吸気コンプレッサの後流にインタークーラを設置し、排気タービンの上流側から両吸気コンプレッサの間へと E G R ガスを循環させるシステムである（例えば、特許文献 3 参照。）。このシステムでは、E G R ガス量を E G R 弁で調整した後 E G R クーラで冷却している。

【 0 0 2 0 】

その四つ目は、ターボチャージャの吸気コンプレッサの上流側に、バイパス経路を備えたモーター駆動の吸気コンプレッサを設けて、排気タービンの上流側からモーター駆動の吸気コンプレッサの上流側へと E G R ガスを循環させるロープレッシャー E G R システム

50

である（例えば、特許文献 4 参照。）。このシステムでは、EGR クーラで冷却した後、EGR ガス量を EGR 弁で調整している。

【0021】

しかしながら、これらの 2 段過給システムエンジンにおける EGR システムにおいても、EGR ガスの導入に関する問題と、EGR 率と空燃比とのトレードオフ関係の悪化の問題と、吸気の冷却に関する問題とがある。

【0022】

EGR ガスの導入に関しては、2 段過給システムによる作動効率の改善によって、排気圧力と過給圧力との差が減少することにより、EGR 率の増加に限界が生じるという問題がある。つまり、2 段過給システムにより過給器の作動率が上昇すると、過給圧が上昇するので、この過給圧に対して排圧が低下する。そのため、EGR 経路における排気側圧力と吸気側圧力との差圧が減少したり、場合によっては、吸気側圧力が排気側圧力より大きくなるという吸気側圧力 / 排気側圧力の逆転現象が発生したりするために、EGR 弁を開弁しても EGR ガスの循環、即ち、EGR ガスの吸気側への導入が困難になる。

10

【0023】

図 2 に示すような高圧段タービンに対するハイプレッシャー EGR システムでは、従来の過給器と比較して作動流量特性に優れている 2 段過給システムにおいて、過給器の上流側で EGR 経路を分岐した場合には、EGR 率の増加と共に、過給器作動流量が減少するので、過給圧が低下する。そのため、特に、低中速回転時の低中負荷運転領域において高 EGR 率で運転を行うと、過給圧の大幅な低下を招き、空燃比 (A/F) と EGR 率のト

20

【0024】

一方、図 3 に示すような高圧段ターボチャージャに対するロープレッシャー EGR システム 10Y では、高 EGR 率での運転においても高圧段ターボチャージャ 6 に対する作動流量が減少しないため、過給圧の低下が発生しない。従って、高 EGR 率でも空燃比の低下を最小限度で抑制できる。

【0025】

しかし、高負荷運転領域では、低圧段ターボチャージャ 5 の作動効率が上昇するため、高圧段タービン 6t と低圧段タービン 5t との間における中間排圧と、低圧段コンプレッサ 5c と高圧段コンプレッサ 6c との間における中間過給圧力が逆転 (中間過給圧 > 中間排圧) し、EGR ガスの吸気側への導入が困難になる場合が存在するという問題がある。

30

【0026】

また、2 段過給システムにおける高圧段コンプレッサ 6c は、低圧段ターボチャージャ 5 で過給が行われて圧縮された空気を取り扱うために、その容量は低圧段コンプレッサ 5c と比較して小容量で良い。また、高圧段タービン 6t においても低圧段タービン 5t より圧力の高い状態のガスを取り扱うことから、同一ガス質量流量であっても体積が小さいために、低圧段タービン 5t と比較して小容量で良い。

【0027】

その上、低速回転・高負荷運転時においてトルク特性改善のために高過給で運転できるようにするためには、あるいは、低中速回転・低中負荷において高 EGR 率かつ高過給で運転できるようにするためには、これらの運転条件に合わせて、高圧段ターボチャージャの容量を極端に小さくする必要がある。

40

【0028】

しかしながら、高圧段ターボチャージャの容量を極端に小さくすると、低圧段ターボチャージャと高圧段ターボチャージャとの間に大きな容量差が生じ、中速回転・高負荷運転領域における過給特性に問題が発生し易くなるという問題がある。

【特許文献 1】特開平 05 - 69364 号公報

【特許文献 2】特開 2000 - 220480 号公報

【特許文献 3】特開 2003 - 49674 号公報

【特許文献 4】特表 2001 - 509561 号公報

50

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0029】

本発明は、上記の問題を解決するためになされたものであり、その目的は、高圧段ターボチャージャと低圧段ターボチャージャを備えた２段過給式エンジンのＥＧＲシステムにおいて、過給器作動効率の改善により排気マニホールド圧力若しくは排気径のＥＧＲガス取り出し部圧力が、吸気マニホールド圧力若しくは吸気側ＥＧＲガス導入部圧力を下回る状態、又は、低圧段コンプレッサと高圧段コンプレッサとの間の中間過給圧が、高圧段タービンと低圧段タービンとの間の中間排気圧より高くなった運転条件であっても、高ＥＧＲ率運転が可能であり、かつ、中高速回転・高負荷運転領域における過給特性を改善できる２段過給式エンジンのＥＧＲシステムを提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0030】

上記のような目的を達成するための２段過給式エンジンのＥＧＲシステムは、吸気経路の上流側から順に低圧段ターボチャージャの低圧段コンプレッサと高圧段ターボチャージャの高圧段コンプレッサを設けると共に、排気経路の上流側から順に前記高圧段ターボチャージャの高圧段タービンと前記低圧段ターボチャージャの低圧段タービンを設けた内燃機関のＥＧＲシステムであって、前記高圧段タービンと前記低圧段タービンとの間の排気経路から、前記低圧段コンプレッサと前記高圧段コンプレッサとの間の吸気経路へ、第１ＥＧＲ弁を経由してＥＧＲガスを導入する第１ＥＧＲ経路と、内燃機関本体と前記高圧段タービンとの間の排気経路から、前記低圧段コンプレッサと前記高圧段コンプレッサとの間の吸気経路へ、第２ＥＧＲ弁を経由してＥＧＲガスを導入する第２ＥＧＲ経路と、内燃機関本体と前記高圧段タービンとの間の排気経路から、前記高圧段コンプレッサと内燃機関本体の間の吸気経路へ、第３ＥＧＲ弁を経由してＥＧＲガスを導入する第３ＥＧＲ経路と、前記第１ＥＧＲ弁と前記第２ＥＧＲ弁と前記第３ＥＧＲ弁とをそれぞれ開閉及び弁開度調整するＥＧＲ制御装置とを備えて構成される。

【0031】

なお、ＥＧＲクーラを各ＥＧＲ経路毎に設けることもでき、第１ＥＧＲ経路と第２ＥＧＲ経路とで共通のＥＧＲクーラを使用するように構成することもできる。また、これらのＥＧＲクーラは、通常はＥＧＲ弁を高温の排気ガス（ＥＧＲガス）から守るために、ＥＧＲ弁の上流側に設けることが多いが、ＥＧＲ弁の下流側に設けてもよい。

【0032】

このＥＧＲシステムは、低圧段コンプレッサと高圧段コンプレッサとの間の中間過給圧が、高圧段タービンと低圧段タービンとの間の中間排圧よりも大きくなった場合に、ＥＧＲガスの吸気側への導入が困難になるという問題を解決して、このような場合であっても、高ＥＧＲ率での内燃機関の運転を可能とし、なお、かつ中速回転・高負荷運転領域における過給特性を改善するシステムである。

【0033】

つまり、高圧段ロープレッシャーＥＧＲ経路である第１ＥＧＲ経路に加え、内燃機関本体と高圧段タービンとの間においても、ＥＧＲ経路を分岐し、ＥＧＲガスを高圧段コンプレッサの上流側に導入する第２ＥＧＲ経路と、下流側に導入する高圧段ハイプレッシャーＥＧＲ経路である第３ＥＧＲ経路との両方を設置し、それぞれのＥＧＲ経路に第１ＥＧＲ弁、第２ＥＧＲ弁、第３ＥＧＲ弁を備え、内燃機関の運転状況に応じて、ＥＧＲ経路を選択してＥＧＲガスの流れを制御する。

【0034】

これにより、内燃機関の運転条件全域において最適な条件で、高ＥＧＲ率での運転を可能にすることができる。例えば、運転条件によって、高圧段ロープレッシャーＥＧＲ経路である第１ＥＧＲ経路で吸気側の過給圧が排気側の排圧よりも高くなってＥＧＲガスの吸気側への導入が困難になった場合でも、第２ＥＧＲ経路や第３ＥＧＲ経路の使用により、容易にＥＧＲガスを吸気側へ導入することができる。

10

20

30

40

50

【 0 0 3 5 】

そして、上記の 2 段過給式エンジンの E G R システムにおいて、内燃機関の運転条件が
いずれの運転領域にあるかによって、第 1 ~ 第 3 E G R 経路を選択して E G R を行う。

【 0 0 3 6 】

上記の内燃機関の E G R システムで、前記 E G R 制御装置が、E G R を行う場合におい
て、内燃機関の運転条件が、低速回転又は中速回転運転領域でかつ低負荷又は中負荷運転
領域にある場合、又は、低速回転運転領域でかつ高負荷運転領域にある場合に、前記高圧
段タービンと前記低圧段タービンとの間の排気圧である中間排気圧が、前記低圧段コンプ
レッサと前記高圧段コンプレッサとの間の過給圧である中間過給圧よりも大きいときには
、前記第 1 E G R 弁と前記第 2 E G R 弁を開閉及び弁開度制御すると共に、前記第 3 E G
R 弁を閉弁状態とする第 1 E G R 制御を行い、前記中間排気圧が前記中間過給圧以下のと
きには、前記第 2 E G R 弁と前記第 3 E G R 弁を開閉及び弁開度制御すると共に、前記第
1 E G R 弁を閉弁状態とする第 2 E G R 制御を行うように構成される。

10

【 0 0 3 7 】

これにより、低中速回転かつ低中負荷運転条件における、高 E G R 率での運転条件でも
、高圧段ターボチャージャに対する作動ガス流量の減少を最小限に抑制できるので、E G
R 率増加時の過給圧低下も最小限で抑制可能となる。

【 0 0 3 8 】

また、低中速回転かつ高負荷運転条件における通常のハイプレッシャー E G R 方式では
、高 E G R 率での運転条件では、過給気作動流量が大幅に減少するため、コンプレッサ作
動点がサージライン側に移行して効率が著しく低下する。このような運転条件において、
第 1 E G R 弁のある第 1 E G R 経路を使用する、あるいは、第 2 E G R 弁のある第 2 E G
R 経路を使用することで、高圧段コンプレッサの作動流量が増加し、作動効率が改善され
る。その結果、過給圧の増加とこれに伴う E G R 率の増加や排圧の低下が可能となる。

20

【 0 0 3 9 】

上記の内燃機関の E G R システムで、前記 E G R 制御装置が、E G R を行う場合におい
て、内燃機関の運転条件が、中速回転運転領域でかつ高負荷運転領域にある場合は、前記
第 2 E G R 弁と前記第 3 E G R 弁を開閉及び弁開度制御すると共に、前記第 1 E G R 弁を
閉弁状態とする第 3 E G R 制御を行うように構成する。

【 0 0 4 0 】

この中速回転・高負荷運転領域では、一般的に高 E G R 率を必要としておらず、このと
きの過給器作動流量も十分に確保されている。従って、この運転条件では、第 3 E G R 弁
のある第 3 E G R 経路を使用することで、従来技術の高圧段ハイプレッシャー E G R とす
ることができ、高圧段ターボチャージャの作動流量を抑制できるようになる。

30

【 0 0 4 1 】

上記の内燃機関の E G R システムで、前記 E G R 制御装置が、E G R を行う場合におい
て、内燃機関の運転条件が、高速回転運転領域にある場合は、前記第 3 E G R 弁を開閉及
び弁開度制御すると共に、前記第 1 E G R 弁と前記第 2 E G R 弁を閉弁状態とする第 4 E
G R 制御を行うように構成される。

【 0 0 4 2 】

この高速回転運転領域では、内燃機関の吸気流量が増加するが、第 1 E G R 経路と第 2
E G R 経路を使用すると、第 3 E G R 経路を使用した場合と比較して、高圧段ターボチャ
ージャのタービン及びコンプレッサに掛かる負荷が大きくなり、排圧が増加する傾向を示
す。そこで、第 3 E G R 経路を使用して E G R ガスを吸気側へ導入することにより、高圧
段コンプレッサに対する吸気流量（作動流量）を抑制すると同時に高圧段タービンに対す
る作動流量も抑制されるため、この問題を回避できる。

40

【 0 0 4 3 】

従って、内燃機関の運転条件の変化によって生じる、高圧段ターボチャージャに対する
過給器作動流量の変化を最小限に抑制することができるので、高圧段ターボチャージャの
容量を増加することができる。その結果、高圧段ターボチャージャの運転領域の拡大が可

50

能となり、内燃機関の運転条件全域において過給特性を大幅に改善できる。

【0044】

上記の内燃機関のEGRシステムにおいて、更に、インタークーラを、前記低圧段コンプレッサの下流側で、かつ、前記第1EGR経路の接続部と前記第2EGR経路の接続部の両方よりも上流側の吸気経路に設けて構成される。

【0045】

この構成によれば、インタークーラを低圧段コンプレッサと高圧段コンプレッサの間の中間過給圧部に設けているので、EGR用の排気ガスがインタークーラを通らないため、インタークーラにおける腐食や目詰まりの発生を防止できる。

【0046】

また、低圧段コンプレッサを出た吸気が、インタークーラにより冷却されるので、吸気温度の上昇を最小限に抑制しながらEGRを行うことができる。特に、従来技術ではエンジン吸気温度が50～80程度に上昇すると考えられる中速回転・高負荷運転領域においても、高圧段コンプレッサの入口の吸気温度を大幅に低下させることができる。

【0047】

そのため、高圧段コンプレッサの作動効率が著しく改善し、その結果、高過給が可能となり、質量吸気量を大幅に増加できる。また、高圧段コンプレッサの入口の吸気温度を低下できるので、このコンプレッサ羽の材料に、従来技術で使用されているアルミニウム合金材料を使用できる。そのため、高温対策用の高価なチタン材等を使用せずに済む。

【0048】

なお、本発明のEGRシステムによれば、低速回転～中速回転運転領域において、吸気温度が上昇しても、第1EGR経路を用いる場合には、高圧段ターボチャージャに対してロープレッシャーEGRとなっているので、過給器の作動効率が改善されており、過給圧が従来型のEGRシステムよりも大幅に上昇する。そのため、過給圧の改善によるEGR率と空燃比とのトレードオフ関係の改善がなされる。このトレードオフ関係の改善効果が、吸気温度上昇にともなう吸気効率の悪化を上回るため、従来技術のEGRシステムよりも、高空燃比かつ高EGR率での運転が可能となる。

【発明の効果】

【0049】

本発明に係る2段過給エンジンのEGRシステムによれば、高圧段ターボチャージャと低圧段ターボチャージャを備えた2段過給式エンジンのEGRシステムにおいて、高EGR率であっても、過給悪化を伴わずに、高圧段タービンの下流側のみならず、高圧段タービンの上流側からもEGRガスを吸入し、高圧段コンプレッサの上流側のみならず、高圧段コンプレッサの下流側へ循環させることができる。

【0050】

従って、内燃機関の運転条件の変化によって生じる、高圧段ターボチャージャに対する過給器作動流量の変化を最小限に抑制することができるので、高圧段ターボチャージャの容量を増加することができる。その結果、高圧段ターボチャージャの運転領域の拡大が可能となり、内燃機関の運転条件全域において過給特性を大幅に改善できる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0051】

以下、本発明に係る実施の形態の2段過給エンジンのEGRシステムについて、図面を参照しながら説明する。

【0052】

図1に示すように、このEGRシステム10は、2段過給システムのエンジン（内燃機関）1に適用される。このエンジン1では、吸気経路3の上流側から順に低圧段ターボチャージャ5の低圧段コンプレッサ5cとインタークーラ7と高圧段ターボチャージャ6の高圧段コンプレッサ6cを設けると共に、排気経路4の上流側から順に高圧段ターボチャージャ6の高圧段タービン6tと低圧段ターボチャージャ5の低圧段タービン5tを設けている。

10

20

30

40

50

【 0 0 5 3 】

また、低圧段ターボチャージャ 5 には、低圧段タービン 5 t をバイパスするための低圧段排気バイパス経路 5 a が設けられ、この低圧段排気バイパス経路 5 a には、流れるガスを制御するためのウェストゲートバルブ 5 b が取り付けられている。

【 0 0 5 4 】

また、高圧段ターボチャージャ 6 には、吸気系においては、高圧段コンプレッサ 6 c をバイパスさせる高圧段吸気バイパス経路 6 a が設けられ、この高圧段吸気バイパス経路 6 a には、流れるガスを制御するための高圧段吸気バイパスバルブ 6 b が取り付けられている。更に、排気系においては、高圧段タービン 6 t をバイパスさせる高圧段排気バイパス経路 6 d が設けられており、この高圧段排気バイパス経路 6 d には、流れるガスを制御するための高圧段排気バイパスバルブ 6 e が取り付けられている。

10

【 0 0 5 5 】

そして、エンジンの運転条件が高速回転運転領域にある場合は、高圧段吸気バイパスバルブ 6 b を開弁し、吸気を高圧段吸気バイパス経路 6 a に流して、高圧段コンプレッサ 6 c をバイパスさせる。この場合には、低圧段コンプレッサ 5 c のみで過給を行う。

【 0 0 5 6 】

一方、エンジンの運転条件が低速回転～中速回転運転領域にある場合は、高圧段吸気バイパスバルブ 6 b を閉弁し、吸気を高圧段コンプレッサ 6 c に流して、低圧段コンプレッサ 5 c と 2 段で過給を行う。

【 0 0 5 7 】

なお、上記の構成では、高圧段ターボチャージャ 6 に比較的小型の容量特性を持つものを使用するシーケンシャル 2 段過給システムで説明している。このシーケンシャル 2 段過給システムにおいては、高圧段ターボチャージャ 6 が小型であるため、低中速回転域においては良好な過給特性が得られるが、高圧段ターボチャージャ 6 が小型であるがため、高速回転域では排気圧力が急激に増加してしまうため、高圧段ターボチャージャ 6 をバイパスさせる必要があり、上記のような構成となっている。

20

【 0 0 5 8 】

しかし、本発明は、シーケンシャル 2 段過給システム以外のシリーズ型 2 段過給システム等にも適用できる。このシリーズ型 2 段過給システムでは、シーケンシャル型と比較すると大容量のターボチャージャ（過給器）を高圧段に設定することで、高速回転域における切替制御無しで過給を行う。実際には、過給圧制御用に高圧段タービン 6 t に過給圧制御用の高圧段排気バイパス経路 6 d と高圧段排気バイパスバルブ 6 e を、又は、高圧段タービン 6 t にウェストゲートタイプを設定するが、少なくとも、吸気側高圧段コンプレッサ 6 c における高圧段吸気バイパス経路 6 a は必要無くなる。

30

【 0 0 5 9 】

そして、EGR システム 1 に関しては、第 1 EGR 弁 1 2 と第 1 EGR クーラ 1 3 を備えた第 1 EGR 経路 1 1 を、高圧段タービン 6 t と低圧段タービン 5 t との間の排気経路 4 と、インタークーラ 7 と高圧段コンプレッサ 6 c との間の吸気経路 3 とを接続して設ける。この第 1 EGR 経路 1 1 により、高圧段タービン 6 t と低圧段タービン 5 t との間の排気経路 4 から、低圧段コンプレッサ 5 c と高圧段コンプレッサ 6 c との間の吸気経路 3 へ、第 1 EGR 弁 1 2 を経由して EGR ガス G e 1 を導入する。

40

【 0 0 6 0 】

また、第 2 EGR 弁 1 5 と第 2 EGR クーラ 1 6 を備えた第 2 EGR 経路 1 4 を、エンジン本体 2 と高圧段タービン 6 t との間の排気経路 4 と、インタークーラ 7 と高圧段コンプレッサ 6 c との間の吸気経路 3 とを接続して設ける。この第 2 EGR 経路 1 4 により、エンジン本体（内燃機関本体）2 と高圧段タービン 6 t との間の排気経路 4 から、低圧段コンプレッサ 5 c と高圧段コンプレッサ 6 c との間の吸気経路 3 へ、第 2 EGR 弁 1 5 を経由して EGR ガス G e 2 を導入する。

【 0 0 6 1 】

更に、第 3 EGR 弁 1 8 と第 3 EGR クーラ 1 9 を備えた第 3 EGR 経路 1 7 を、エン

50

ジン本体 2 と高圧段タービン 6 t との間の排気経路 4 と、高圧段コンプレッサ 6 c とエンジン本体 2 との間の吸気経路 3 とを接続して設ける。この第 3 E G R 経路 1 7 により、エンジン本体 2 と高圧段タービン 6 t との間の排気経路 4 から、高圧段コンプレッサ 6 c とエンジン本体 2 との間の吸気経路 3 へ、第 3 E G R 弁 1 8 を経由して E G R ガス G e 3 を導入する。

【 0 0 6 2 】

これらの構成により、インタークーラ 7 は、低圧段コンプレッサ 5 c の下流側で、かつ、第 1 E G R 経路 1 1 の接続部 1 1 a と第 2 E G R 経路 1 4 の接続部 1 4 a の両方よりも上流側の吸気経路 3 に設けられたことになる。また、それぞれの E G R 弁 1 2 , 1 5 , 1 8 は、それぞれの E G R クーラ 1 3 , 1 6 , 1 9 の下流側に配置して、排気ガス G e 1 , G e 2 , G e 3 を E G R クーラ 1 3 , 1 6 , 1 9 で冷却してから、E G R 弁 1 2 , 1 5 , 1 8 に流すようにする。

10

【 0 0 6 3 】

次に、E G R 制御について説明する。この E G R 制御は、エンジンの制御を行う E C U と呼ばれるエンジン制御装置に組み込まれる E G R 制御装置によって行われる。この E G R 制御装置は、エンジン 1 の運転条件に応じて、第 1 ~ 第 3 E G R 経路 1 1 , 1 4 , 1 7 を選択的に使用する第 1 ~ 第 3 E G R 制御を選択してそれぞれの運転条件に最適な E G R を行う。

【 0 0 6 4 】

この E G R 制御の第 1 の目的は、吸気側から排気側へのガスの流れ（逆流）を発生させないことにあり、この制御には、種々の方法がある。

20

【 0 0 6 5 】

例えば、制御マップを使用したオープン制御による方法や、吸気ガス、排気ガス、E G R ガスなどの各ガスの各流路に、それぞれのガスの圧力や温度、あるいは、流量を検知する検知手段を配設して、これらの検知手段からの情報に基づいて、各バルブの開閉及び弁開度制御する方法等がある。

【 0 0 6 6 】

このエンジン 1 の運転条件がその運転領域にあるか否かは、検出されたエンジン回転数やエンジン負荷に基づいて、予め用意した制御用のマップデータを参照して判定する。また、低圧段コンプレッサ 5 c と高圧段コンプレッサ 6 c との間の過給圧である過給中間過給圧と、高圧段タービン 6 t と低圧段タービン 5 t との間の排気圧である中間排圧との大小関係は、インタークーラ 7 後流の中間過給圧を検出する第 1 圧力計 9 a と高段圧タービン 6 t 後流の中間排気圧を検出する第 2 圧力計 9 b 等の圧力検知手段により検出される中間排気圧と中間過給圧とに基づいて判定される。なお、これらは、各種の制御方法の例に過ぎず、他の制御方法を使用してもよい。

30

【 0 0 6 7 】

第 1 E G R 制御は、E G R を行う場合において、エンジン 1 の運転条件が、低速回転又は中速回転運転領域でかつ低負荷又は中負荷運転領域にある場合、又は、低速回転運転領域でかつ高負荷運転領域にある場合で、かつ、中間排気圧が中間過給圧よりも大きいときに行われる。

40

【 0 0 6 8 】

この第 1 E G R 制御では、第 1 E G R 弁 1 2 を主とし、第 2 E G R 弁 1 5 を補助で使用して、第 1 E G R 弁 1 2 と第 2 E G R 弁 1 5 を開閉及び弁開度制御する。それと共に、第 3 E G R 弁 1 8 を閉弁状態とする。

【 0 0 6 9 】

より詳細には、第 1 E G R 弁 1 2 の弁開度開放を第 2 E G R 弁 1 5 の弁開度開放より優先して実施する。つまり、第 1 E G R 弁 1 2 単独で所定量の E G R ガス導入が可能な場合は、第 1 E G R 弁 1 2 のみ弁開度調整を行って E G R ガス導入を行うと同時に、第 2 E G R 弁 1 5 は全閉とする。そして、第 1 E G R 弁 1 2 が全開状態においても所定量の E G R ガス導入が得られない場合は、第 1 E G R 弁 1 2 を全開状態、若しくは全開状態に近い状

50

態のままにして、第 2 E G R 弁 1 5 の弁開度調整を実施し、所定量の E G R ガス導入が得られるように第 2 E G R 弁 1 5 の弁開度調整を実施する。

【 0 0 7 0 】

また、第 2 E G R 制御は、E G R を行う場合において、エンジン 1 の運転条件が、低速回転又は中速回転運転領域でかつ低負荷又は中負荷運転領域にある場合、又は、低速回転運転領域でかつ高負荷運転領域にある場合で、かつ、中間排気圧が中間過給圧以下のときに行われる。

【 0 0 7 1 】

この第 2 E G R 制御では、第 2 E G R 弁 1 5 を主とし、第 3 E G R 弁 1 8 を補助で使用する、第 2 E G R 弁 1 5 と第 3 E G R 弁 1 8 を開閉及び弁開度制御する。それと共に、第 1 E G R 弁 1 2 を閉弁状態とする。

10

【 0 0 7 2 】

第 3 E G R 制御は、E G R を行う場合において、エンジン 1 の運転条件が、中速回転運転領域でかつ高負荷運転領域にある場合に行う。この第 2 E G R 制御では、第 2 E G R 弁 1 5 と第 3 E G R 弁 1 8 を開閉及び弁開度制御する。それと共に、第 1 E G R 弁 1 2 を閉弁状態とする。

【 0 0 7 3 】

第 4 E G R 制御は、E G R を行う場合において、エンジン 1 の運転条件が、高速回転運転領域にある場合に行われる。この第 4 E G R 制御では、第 3 E G R 弁 1 8 を開閉及び弁開度制御すると共に、第 1 E G R 弁 1 2 と第 2 E G R 弁 1 5 を閉弁状態とする。

20

【 0 0 7 4 】

上記の第 1 及び第 2 E G R 制御により、低中速回転かつ低中負荷運転条件における、高 E G R 率での運転条件でも、高圧段ターボチャージャ 6 に対する作動ガス流量の減少を最小限に抑制できるので、E G R 率増加時の過給圧低下も最小限で抑制可能となる。

【 0 0 7 5 】

また、低中速回転かつ高負荷運転条件における、高 E G R 率での運転条件では、過給気作動流量が大幅に減少するため、コンプレッサ作動点がサージライン側に移行して効率が著しく低下する。このような運転条件において、第 1 E G R 経路 1 1 を使用する、あるいは、第 2 E G R 経路 1 4 を使用することで、高圧段コンプレッサ 6 c の作動流量が増加し、作動効率が改善される。その結果、過給圧の増加とこれに伴う E G R 率の増加や排圧の低下が可能となる。

30

【 0 0 7 6 】

第 3 E G R 制御により、中速回転・高負荷運転領域で、一般的に高 E G R 率を必要としておらず、過給器作動流量も十分に確保されている運転条件で、第 3 E G R 経路 1 7 を使用することで、従来技術の高圧段ハイプレッシャー E G R とすることができ、高圧段ターボチャージャ 6 の作動流量を抑制できるようになる。

【 0 0 7 7 】

第 4 E G R 制御では、エンジン 1 の吸気流量が増加する高速回転運転領域で、第 1 E G R 経路 1 1 と第 2 E G R 経路 1 4 を使用すると、第 3 E G R 経路 1 7 を使用した場合と比較して、高圧段ターボチャージャ 6 のタービン 6 t 及びコンプレッサ 6 c に掛かる負荷が大きくなり、排圧が増加する傾向を示す。そこで、第 3 E G R 経路 1 7 を使用して E G R ガス G e 3 を吸気側へ導入することにより、この問題を回避する。

40

【 0 0 7 8 】

従って、上記の 2 段過給エンジンの E G R システム 1 0 によれば、エンジン 1 の運転条件の変化によって生じる、高圧段ターボチャージャ 6 に対する過給器作動流量の変化を最小限に抑制することができるので、高圧段ターボチャージャ 6 の容量を増加することができる。その結果、高圧段ターボチャージャ 6 の運転領域の拡大が可能となり、エンジン 1 の運転条件全域において過給特性を大幅に改善できる。

【 0 0 7 9 】

また、上記の 2 段過給エンジンの E G R システム 1 0 によれば、低圧段コンプレッサ 5

50

cを出た吸気が、インタークーラ7により冷却されるので、従来技術ではエンジン1の吸気温度が50 ~ 80 程度に上昇すると考えられる中速回転・高負荷運転領域においても、高圧段コンプレッサ6cの入口の吸気温度を大幅に低下させることができる。

【0080】

そのため、高圧段コンプレッサ6cの作動効率が著しく改善し、その結果、高過給が可能となり、質量吸気量を大幅に増加できる。また、高圧段コンプレッサ6cのコンプレッサ羽の材料に、従来技術で使用されているアルミニウム合金材料を使用できる。そのため、高温対策用の高価なチタン材等を使用せずに済む。

【0081】

しかも、EGRガスがインタークーラ7の下流側に導入されるため、インタークーラ7を排気ガスが通らない。そのため、インタークーラ7における腐食や目詰まりの発生を防止できる。

【図面の簡単な説明】

【0082】

【図1】本発明に係る実施の形態の2段過給式エンジンのEGRシステムの構成を示す図である。

【図2】高圧段ハイプレッシャーEGRシステムの構成の一例を示す図である。

【図3】高圧段ロープレッシャーEGRシステムの構成の一例を示す図である。

【符号の説明】

【0083】

- | | | |
|------|----------------|----|
| 1 | エンジン（内燃機関） | |
| 2 | エンジン本体（内燃機関本体） | |
| 3 | 吸気経路 | |
| 4 | 排気経路 | |
| 5 | 低圧段ターボチャージャ | |
| 5 a | 低圧段排気バイパス経路 | |
| 5 b | ウェストゲートバルブ | |
| 5 c | 低圧段コンプレッサ | |
| 5 t | 低圧段タービン | |
| 6 | 高圧段ターボチャージャ | 30 |
| 6 a | 高圧段吸気バイパス経路 | |
| 6 b | 高圧段吸気バイパスバルブ | |
| 6 c | 高圧段コンプレッサ | |
| 6 d | 高圧段排気バイパス経路 | |
| 6 e | 高圧段排気バイパスバルブ | |
| 6 t | 高圧段タービン | |
| 7 | インタークーラ | |
| 9 a | 第1圧力計 | |
| 9 b | 第2圧力計 | |
| 10 | EGRシステム | 40 |
| 11 | 第1EGR経路 | |
| 11 a | 第1EGR経路の接続部 | |
| 12 | 第1EGR弁 | |
| 13 | 第1EGRクーラ | |
| 14 | 第2EGR経路 | |
| 14 a | 第2EGR経路の接続部 | |
| 15 | 第2EGR弁 | |
| 16 | 第2EGRクーラ | |
| 17 | 第3EGR経路 | |
| 18 | 第3EGR弁 | 50 |

19 第3 EGRクーラ

A 吸気

G 排気ガス

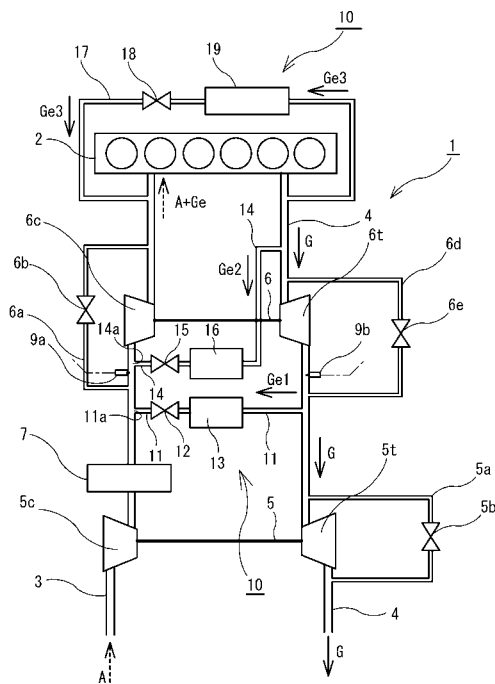
Ge EGRガス

Ge1 第1 EGR弁を通過するEGRガス

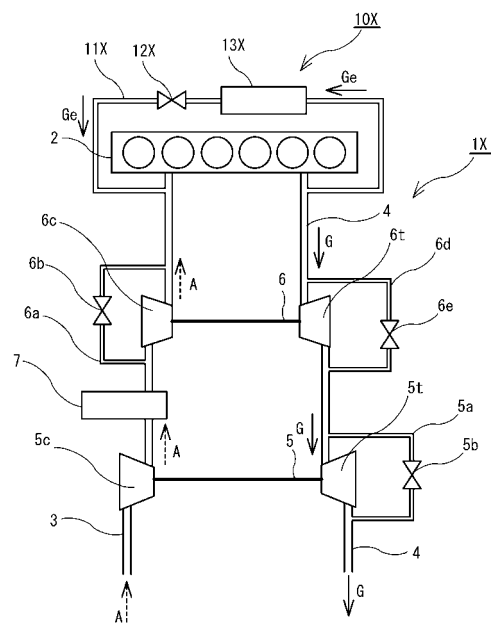
Ge2 第2 EGR弁を通過するEGRガス

Ge3 第3 EGR弁を通過するEGRガス

【図1】



【図2】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.

F I

テーマコード(参考)

F 0 2 B 37/00 3 0 2 F

F ターム(参考) 3G005 DA02 EA23 EA25 FA05 FA06 FA35 GB19 GB28 GD14 GD18
GE09 HA12 HA13 JA02 JA24 JA39
3G062 AA01 AA05 CA06 DA01 DA02 EA10 ED01 ED04 ED08 ED12
FA02 FA05 FA06 FA23 GA04 GA06 GA14 GA22
3G092 AA02 AA17 AA18 DB03 DB05 DC09 DC10 DG07 EA01 EA02
EB05 EC09 FA10 FA17 GA03 HA11Z HA16Z HD08Z HE01Z HF08Z