

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4478685号  
(P4478685)

(45) 発行日 平成22年6月9日(2010.6.9)

(24) 登録日 平成22年3月19日(2010.3.19)

(51) Int.Cl.	F I
FO2D 23/02 (2006.01)	FO2D 23/02 C
FO2D 23/00 (2006.01)	FO2D 23/00 K
FO2D 41/04 (2006.01)	FO2D 41/04 370
FO2D 13/02 (2006.01)	FO2D 41/04 385C
FO2D 45/00 (2006.01)	FO2D 41/04 355

請求項の数 37 (全 21 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号	特願2006-532190 (P2006-532190)	(73) 特許権者	500277711
(86) (22) 出願日	平成16年5月14日(2004.5.14)		ボルボ ラストバグナー アーベ
(65) 公表番号	特表2007-502938 (P2007-502938A)		スウェーデン国 エス-405 08 イ
(43) 公表日	平成19年2月15日(2007.2.15)		エテポリイ (番地なし)
(86) 国際出願番号	PCT/SE2004/000752	(74) 代理人	100098729
(87) 国際公開番号	W02004/101977		弁理士 重信 和男
(87) 国際公開日	平成16年11月25日(2004.11.25)	(74) 代理人	100116757
審査請求日	平成19年4月2日(2007.4.2)		弁理士 清水 英雄
(31) 優先権主張番号	0301412-3	(74) 代理人	100123216
(32) 優先日	平成15年5月15日(2003.5.15)		弁理士 高木 祐一
(33) 優先権主張国	スウェーデン(SE)	(74) 代理人	100089336
(31) 優先権主張番号	PCT/SE2004/000715		弁理士 中野 佳直
(32) 優先日	平成16年5月11日(2004.5.11)	(72) 発明者	ゴベルト, ウルリッシュ
(33) 優先権主張国	スウェーデン(SE)		スウェーデン国 エス-405 08 イ
			エテポリイ プリリックエガタン 60
			最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ターボ過給ディーゼル式ピストンエンジンおよびこのようなエンジンを制御する方法

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

シリンダ(52)と各シリンダ内において移動可能に配置されるとともにクランク軸(54)に接続されるピストン(53)とにより形成される少なくとも1個の燃焼室と、燃料を前記燃焼室内に直接噴射するように設計される噴射装置(56)と、低圧ターボ(22)と前記低圧ターボ(22)の下流に配置される高圧ターボ(18)とからなるターボ装置とから構成されるディーゼル式ピストンエンジンを制御する方法において、前記低圧ターボ(22)と高圧ターボ(18)との各々は、60~70%のターボマップ効率を有し、ガス交換弁の制御機構は、少なくとも第1の動作範囲である5.0~7.5m/秒の平均ピストン瞬間速度かつ15~30パールのBMEPのエンジン負荷を内燃機関にもた  
らすように構成され、前記第1の動作範囲内における容積効率が45~85%となってい  
ることを特徴とする方法。

【請求項2】

前記燃焼室に取り付けられるガス交換弁(57、58)は、前記エンジンの動作状態によって、45%~85%の範囲内で変動する容積効率をもたらすように制御されることを特徴とする請求項1に記載の方法。

【請求項3】

前記燃焼室に取り付けられる吸気弁(57)の閉弁は、前記内燃機関の動作状態によって変動することを特徴とする請求項1または2に記載の方法。

【請求項4】

前記燃焼室に取り付けられる吸気弁(57)は、前記内燃機関の最大容積効率が達成される閉弁時期の前または後に閉弁されることを特徴とする請求項1乃至3のいずれかに記載の方法。

【請求項5】

前記噴射装置(56)からの燃料の噴射は、7~30バールのBMEPのエンジン負荷における前記内燃機関の動作範囲内において、クランク角度0.12度であり、少なくとも0.10度/(バール×m/秒)を下回る比噴射時間を有することを特徴とする請求項1乃至4のいずれかに記載の方法。

【請求項6】

前記噴射装置(56)からの燃料の噴射は、12~30バールのBMEPのエンジン負荷における前記内燃機関の動作範囲内において、クランク角度0.095度/(バール×m/秒)を下回る比噴射時間を有することを特徴とする請求項1乃至5のいずれかに記載の方法。

10

【請求項7】

前記噴射装置(56)からの燃料の噴射は、6.0~7.5m/秒の平均ピストン瞬間速度における前記内燃機関の動作範囲内において、クランク角度0.095度/(バール×m/秒)を下回る比噴射時間を有することを特徴とする請求項1乃至6のいずれかに記載の方法。

【請求項8】

前記噴射装置(56)からの燃料の噴射は、18~30バールのBMEPのエンジン負荷における前記内燃機関の動作範囲内において、クランク角度0.09度/(バール×m/秒)を下回る比噴射時間を有することを特徴とする請求項1乃至7のいずれかに記載の方法。

20

【請求項9】

前記燃焼室への空気および燃料の供給は、18~30バールのBMEPの範囲内のエンジン負荷時において、1.70~2.05の範囲内の等価空気過剰係数( )が得られるように調節されることを特徴とする請求項1乃至8のいずれかに記載の方法。

【請求項10】

燃料供給は、上死点より0~10.0度手前の範囲内であり、少なくとも2.5~7.5度手前の範囲内のクランク角度において開始されることを特徴とする請求項1乃至9のいずれかに記載の方法。

30

【請求項11】

前記噴射装置(46)の最大噴射圧力は、1600バールであることを特徴とする請求項1乃至10のいずれかに記載の方法。

【請求項12】

最高ニードル開き圧力NOPと最大噴射圧力maxIPとの間における比は、0.7であること、すなわち $NOP / maxIP = 0.7$ を特徴とする請求項1乃至11のいずれかに記載の方法。

【請求項13】

噴射は、6個を超える穴を有する噴射ノズルを介して行なわれることを特徴とする請求項1乃至12のいずれかに記載の方法。

40

【請求項14】

給気冷却器(27)が、前記低圧ターボと高圧ターボとの間において配置されることを特徴とする請求項1乃至13のいずれかに記載の方法。

【請求項15】

前記燃焼室内での燃焼プロセスによる排気ガスは、少なくとも部分的に断熱される排気ダクトを通過することを特徴とする請求項1乃至14のいずれかに記載の方法。

【請求項16】

前記燃焼室への空気および燃料の供給は、燃焼時の最大シリンダ圧力が8\*BMEPを超えうように調節されることを特徴とする請求項1乃至15のいずれかに記載の方法。

50

## 【請求項 17】

前記燃焼室への空気および燃料の供給は、燃焼時の最大シリンダ圧力が  $9 * B M E P$  を超えるように調節されることを特徴とする請求項 16 に記載の方法。

## 【請求項 18】

前記燃焼室への空気および燃料の供給は、燃焼時の最大シリンダ圧力が  $10 * B M E P$  を超えるように調節されることを特徴とする請求項 17 に記載の方法。

## 【請求項 19】

シリンダ (52) と各シリンダ内において移動可能に配置されるとともにクランク軸 (54) に接続されるピストン (53) とにより形成される少なくとも 1 個の燃焼室と、燃料を前記燃焼室内に直接噴射するように設計される噴射装置 (56) と、低圧ターボ (22) と前記低圧ターボ (22) の下流に配置される高圧ターボ (18) とからなるターボ装置とから構成されるディーゼル式ピストンエンジンにおいて、前記低圧ターボ (22) と高圧ターボ (18) との各々は、60 ~ 70 % のターボマップ効率を有し、ガス交換弁 (57、58) の制御機構は、少なくとも第 1 の動作範囲である  $5.0 \sim 7.5 \text{ m / 秒}$  の平均ピストン瞬間速度かつ  $15 \sim 30$  パールの  $B M E P$  のエンジン負荷を内燃機関にもたらしように構成され、前記第 1 の動作範囲内における容積効率が  $45 \sim 85 \%$  となっていることを特徴とするピストンエンジン。

## 【請求項 20】

前記燃焼室に取り付けられるガス交換弁 (57、58) は、前記エンジンの動作状態によって、 $45 \% \sim 85 \%$  の範囲内で変動する容積効率をもたらしように制御されるべく設計されることを特徴とする請求項 19 に記載のピストンエンジン。

## 【請求項 21】

前記燃焼室に取り付けられる吸気弁 (57) の閉弁は、前記内燃機関の動作状態によって変動するべく設計されることを特徴とする請求項 19 または 20 に記載のピストンエンジン。

## 【請求項 22】

前記燃焼室に取り付けられる吸気弁 (57) は、前記内燃機関の容積効率の最適条件が達成される前または後に閉弁されるべく設計されることを特徴とする請求項 19 乃至 21 のいずれかに記載のピストンエンジン。

## 【請求項 23】

前記燃焼室に取り付けられる吸気弁 (57) は、下死点の手前または後で閉弁されるべく設計されることを特徴とする請求項 19 乃至 22 のいずれかに記載のピストンエンジン。

## 【請求項 24】

前記燃焼室に取り付けられる吸気弁 (57) の閉弁時期は、前記内燃機関の動作状態によって変動することを特徴とする請求項 19 乃至 23 のいずれかに記載のピストンエンジン。

## 【請求項 25】

前記噴射装置 (56) は、 $7 \sim 30$  パールの  $B M E P$  のエンジン負荷における前記内燃機関の動作範囲内において、クランク角度  $0.12$  度であり、少なくとも  $0.10 \text{ 度 / (パール} \times \text{m / 秒)}$  を下回る比噴射時間を有するべく設計されることを特徴とする請求項 19 乃至 24 のいずれかに記載のピストンエンジン。

## 【請求項 26】

前記噴射装置 (56) は、 $12 \sim 30$  パールの  $B M E P$  のエンジン負荷における前記内燃機関の動作範囲内において、クランク角度  $0.095 \text{ 度 / (パール} \times \text{m / 秒)}$  を下回る比噴射時間を有するべく設計されることを特徴とする請求項 19 乃至 25 のいずれかに記載のピストンエンジン。

## 【請求項 27】

前記噴射装置 (56) は、 $6.0 \sim 7.5 \text{ m / 秒}$  の平均ピストン瞬間速度における前記内燃機関の動作範囲内において、クランク角度  $0.095 \text{ 度 / (パール} \times \text{m / 秒)}$  を下回

10

20

30

40

50

る比噴射時間を有するべく設計されることを特徴とする請求項 19 乃至 26 のいずれかに記載のピストンエンジン。

【請求項 28】

前記噴射装置(56)は、18～30バールのBMEPのエンジン負荷における前記内燃機関の動作範囲内において、クランク角度 $0.09$ 度/(バール×m/秒)を下回る比噴射時間を有するべく設計されることを特徴とする請求項 19 乃至 27 のいずれかに記載のピストンエンジン。

【請求項 29】

前記燃焼室への空気および燃料の供給は、18～30バールのBMEPの範囲内のエンジン負荷時において、1.70～2.05の範囲内の等価空気過剰係数( )が得られるように調節されることを特徴とする請求項 19 乃至 28 のいずれかに記載のピストンエンジン。

10

【請求項 30】

前記噴射装置(56)は、上死点の0～10.0度手前の範囲内であり、少なくとも2.5～7.5度手前の範囲内のクランク角度において燃料供給を開始するべく設計されることを特徴とする請求項 19 乃至 29 のいずれかに記載のピストンエンジン。

【請求項 31】

前記噴射装置(56)は、1600バールの最大噴射圧力を達成するべく設計されることを特徴とする請求項 19 乃至 30 のいずれかに記載のピストンエンジン。

【請求項 32】

前記噴射装置(56)は、ニードル開き圧力NOPと最大噴射圧力max IPとの間において0.7の比を、すなわち $NOP / max IP = 0.7$ を達成するべく設計されることを特徴とする請求項 19 乃至 31 のいずれかに記載のピストンエンジン。

20

【請求項 33】

給気冷却器(27)が、前記低圧ターボ(22)と高圧ターボ(18)との間において配置されることを特徴とする請求項 19 乃至 32 のいずれかに記載のピストンエンジン。

【請求項 34】

少なくとも部分的に断熱される排気ダクトが、前記燃焼室に取り付けられる排気ポートに接続されることを特徴とする請求項 19 乃至 33 のいずれかに記載のピストンエンジン。

30

【請求項 35】

前記燃焼室への空気および燃料の供給は、燃焼時の最大シリンダ圧力が $8 * BMEP$ を超えうように調節されることを特徴とする請求項 19 乃至 34 のいずれかに記載のピストンエンジン。

【請求項 36】

前記燃焼室への空気および燃料の供給は、燃焼時の最大シリンダ圧力が $9 * BMEP$ を超えうように調節されることを特徴とする請求項 35 に記載のピストンエンジン。

【請求項 37】

前記燃焼室への空気および燃料の供給は、燃焼時の最大シリンダ圧力が $10 * BMEP$ を超えうように調節されることを特徴とする請求項 36 に記載のピストンエンジン。

40

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、請求項 1 の前提部分にしたがったピストンエンジンを制御する方法に関する。本発明は、特に、燃料が燃焼室内に直接噴射されて点火されるディーゼル式内燃機関を制御する方法に関する。本発明は、さらにまた、請求項 24 の前提部分にしたがったピストンエンジンに関する。

【背景技術】

【0002】

大型自動車用の標準の直接噴射ディーゼルエンジン、すなわち1シリンダ毎に0.5～

50

4 リットルの範囲内の気筒容積を有するディーゼルエンジンにおいて、前記機関は、22 パールのBMEPにおいて約180パールに達する最大シリンダ圧力で燃焼するように制御される。このようなエンジンにおいて、燃料は、内燃機関が最大負荷下にあるときに約30度のクランク角で燃焼室内に直接噴射される。最大負荷時には、前記噴射は、一般に上死点の10～15度手前で開始されるとともに、エンジンの動作点によって、死点の最大約15～20度後まで継続する。前記種類の従来式内燃機関は、約55～60%に達するターボマップ効率を有するターボ装置を備える。このターボ装置による最大吸気圧力は、約330kPaの絶対圧力に達する。前記の種類の従来式ディーゼルエンジンは、最大で約45～46%に達する熱効率を有する。熱効率という用語は、燃焼時に放出される燃料エネルギーの内でエンジンが有効な機械的動作に変換することができる割合を意味する。

10

## 【0003】

ターボマップ効率  $t_{turbo}$  に関して、 $t_{turbo} = \text{compressor} \cdot \text{turbine} \cdot \text{mechanical}$  の関係が成り立ち、ここで、 $\text{compressor}$  は、コンプレッサ段の効率であり、 $\text{turbine}$  は、タービンの効率であり、 $\text{mechanical}$  は、タービンとコンプレッサとの間における動力伝達装置の効率である。コンプレッサおよびタービン段のそれぞれの効率は、構成要素に対して非脈動流を用いた試験、またはそれに代わる計算により得られる表から導き出される。ターボマップ効率という用語は、装置が駆動される動作点に関して、このような表から得られるタービン段とコンプレッサ段との効率値を互いに掛け合わせるとともに、その積に当該の動力伝達効率を掛けることによって得られる効率を意味する。

20

## 【0004】

近年、ディーゼルエンジンからの排出物、特に酸化窒素化合物および粒子状物質の排出に関する法的要件が厳しくなってきた。燃料がシリンダ内において燃焼されるときに形成される窒素酸化物の物質量は、燃焼時の温度と燃焼持続時間とに従属する。温度が高いほど、窒素酸化物に変換される空気中の窒素の比率は高くなる。形成される窒素酸化物の量を減らすひとつの方法は、燃焼時の温度を低くすることである。しかしながら、燃焼時の温度を低くすると、問題が生じる。ある一定の動作条件では、すす粒子の量が増加し、そのために、結果としてエンジンが現行の排出規制の下で承認を受けることができなくなる可能性がある。さらにまた、内燃機関の熱効率は、温度が低下すると低くなりうる。しかしながら、燃焼時に形成される窒素酸化物が減少するとともに、したがって、排気管内に配置される触媒反応チャンバ内での排気ガスの後処理により窒素に再変換されうる。しかし、触媒反応チャンバの存在により、排気ガスの背圧が増加する。排気ガスの背圧の増加は、内燃機関の熱効率の低下を引き起こす。さらに、すす粒子の排出量削減の要求により、内燃機関が、ある一定の動作点において、過剰な量の粒子状物質を生じしめるのであれば、いわゆる粒子状物質減少装置を使用して、現行の排出規制を満たすことが必要とされうる。粒子状物質減少装置もまた、排気ガスの背圧の増加を、したがって内燃機関の熱効率の低下をもたらす。

30

## 【0005】

すす粒子および酸化窒素化合物の最大許容排出レベルに関して法的要件が課せられる内燃機関の製造元が直面しているひとつの問題は、要求される許容排出レベルが一貫して引き下げられていくことである。排出レベルの引下げ要求は、第1に、エンジンを低燃料消費量用に最適化することができないことを、第2に、内燃機関の熱効率の低下の一因となる、排出量を減少させる周辺装置が必要とされることを意味する。

40

## 【0006】

【特許文献1】米国特許第2670595号明細書

【特許文献2】米国特許第5302745号明細書

【特許文献3】米国特許第6349706号明細書

【特許文献4】米国特許第6257190号明細書

【特許文献5】米国特許第6053134号明細書

50

【特許文献6】米国特許第5537961号明細書

【特許文献7】米国特許第5103779号明細書

【特許文献8】米国特許第6063350号明細書

【特許文献9】米国特許第4902487号明細書

【発明の開示】

【0007】

本発明の目的は、内燃機関の熱効率を高めることができる一方で、窒素酸化物およびすす粒子の排出に関する要件を満たし続けることができる、内燃機関の制御方法を提供することにある。

【0008】

この目的は、請求項1の特徴部分に記載の方法によって達成される。

【0009】

この目的は、内燃機関に取り付けられる低圧ターボと高圧ターボとの各々が、60%を超えるターボマップ効率を有し、ガス切換え弁の制御機構が、少なくとも第1の動作範囲である6m/秒を超える平均ピストン瞬間速度かつ15バールのBMEPを超えるエンジン負荷を内燃機関にもたらずように構成され、第1の動作範囲内における容積効率が70%未満となっていることによって達成される。

【0010】

このような制御機構の効果を以下により詳細に説明する。

【0011】

本発明の1つの実施形態によれば、前記燃焼室に取り付けられるガス切換え弁は、5～30バールのBMEPの範囲内の負荷かつ5～7.5m/秒の範囲内の平均ピストン瞬間速度の内燃機関の動作範囲内において、85%未満の最小ガス容積効率が得られるように制御される。ガス交換弁という用語は、吸気弁と排気弁とを意味する。この制御は、内燃機関に可能な限り高いガス容積効率を与えるように設定されている、一般に内燃機関に対して設定されるそれぞれの開弁および閉弁時期に対して、ガス交換弁の開弁および閉弁時期を変化させることによって達成される。吸気弁が、より低いガス容積効率が得られるように制御されるエンジンは、一般にミラーエンジンと呼ばれる。このミラーエンジンの概念は、特許文献1において紹介されている。本発明のさらに他の実施形態によれば、容積効率は、内燃機関に対する負荷と内燃機関の平均ピストン瞬間速度とによって変動する。容積効率は、図1から明らかになる容積効率にしたがって、45～85%の範囲内において変動可能とされる。この実施形態の変形例によれば、吸気弁は、低いガス容積効率を得るために早期に閉じられる。近代的な標準のエンジンにおいては、吸気弁の閉弁は、ゼロ弁すきまから下死点の56度後のクランク角に至るまでに行なわれる。このことの効果は、ガス容積効率が通常的に少なくとも90%に達することである。本発明によれば、固定カム形状が用いられる場合は、高負荷および高回転数で下死点の30度手前のクランク角までの吸気弁閉じ時期（ゼロ弁すきま）が用いられる。電気機械的に制御される吸気弁および/または電気機械的に制御される排気弁を利用することも可能である。開弁および閉弁プロセスは、それぞれ、電気機械式弁制御を用いることによって従来式カム軸を用いる場合より一般に迅速に進行する。このことは、開弁時期と閉弁時期とが、従来のカム軸操作弁を使用する場合に対して偏移せしめられなければならないことを意味する。電気機械的に制御される弁の開弁時期および閉弁時期は、この場合は、シリンダ室内において所望の給気密度またはガス容積効率が得られるように設定される。

【0012】

ガス容積効率という用語は、供給ガス量と燃焼室の容積との間における比を意味する。排気ガス再循環、すなわちEGRが用いられる場合は、供給ガス量は、供給ガス量と給気量との総和からなる。EGRが用いられない場合は、供給ガス量は、単に給気量からなる。

【0013】

1個以上のターボ装置を備える内燃機関においては、該内燃機関は、それぞれエンジン

10

20

30

40

50

のガス容積効率の最適化または燃焼プロセスとガスタービン・プロセスとの間における最適化により、シリンダ内での燃焼プロセスの効率を優先するか、またはターボ装置のガスタービン・プロセスを優先するように制御されうる。シリンダ内での燃焼プロセスの効率は、燃焼プロセスに供給されるガス量（摩擦、熱伝達およびガス交換動作の形態をとる寄生損に影響を与える）を最適化することによって高められる。前記ガス量は、ガス容積効率により（例証的な実施形態においては、吸気弁閉じ点を変動させることにより）制御される。ガスタービン・プロセスは、さらにまた、エンジンを通るガス流を制御することによって促進される。ある一定の動作点に関する最適なガス容積効率の選択は、ガスタービン・プロセスと燃焼プロセスとが同時に高いプロセス効率で行なわれるように行なわれる。最適なガス容積効率の選択は、ガスタービン・プロセスのプロセス効率に大きく依存する。ガスタービン・プロセスのプロセス効率が高くなるほど、所定の動作点における最適なガス容積効率は低くなる。非常に効率的なガスタービン・プロセス（中間冷却と後冷却とを有する直列２段装置での少なくとも70%のターボマップ効率）の場合は、最適なガス容積効率は、高出力ディーゼルエンジンにとって重要な動作点において70%未満であることがわかる。

10

## 【0014】

エンジンを通るガス流が熱効率にとって重要であることは、図2および3から明らかである。動作点間においてガス容積効率を変動させることにより、空気過剰を制御することができる。所定のターボ機構を有する内燃機関の場合は、所定の効率のターボ装置において、ある所望の空気燃料比に関して、熱効率の点でエンジンが最適化される容積効率がある。図2において、熱効率は、第1の低圧ターボと前記低圧ターボの下流に設けられる第2の高圧ターボとからなるターボ装置を形成する前記高圧ターボと低圧ターボとが50%に達する効率を有するターボ装置の空気過剰係数の関数として示されている。この図から、容積効率は、1.8未満の空気過剰係数の場合は、熱効率にとって重要ではないことがわかる。1.8を超える空気過剰係数の場合は、所定の値の空気過剰係数に関して、容積効率が低いほど、熱効率は低くなる。

20

## 【0015】

図3において、熱効率は、第1の低圧コンプレッサと前記低圧ターボの下流に設けられる第2の高圧ターボとからなるターボ装置を構成するターボ段が70%に達する効率を有するターボ装置の空気過剰係数の関数として示されている。この図から、所定の値の空気過剰係数に関して、容積効率が低いほど、熱効率は高くなることは明らかである。換言すれば、ターボ段毎のターボマップ効率が十分に高い場合、すなわち第1の実施形態によれば、ターボマップ効率が60%を超える場合、第2の好適な実施形態によれば、ターボマップ効率が65%を超える場合、第3のさらに好適な実施形態によれば、ターボマップ効率が70%を超える場合に、熱効率は、容積効率を低下させることによって増加する。さらにまた、熱効率は、低い容積効率では、1.7~2.1の範囲内の正常空気過剰係数において相対的に一定であることが理解されうる。その一方で、容積効率が高くなると、熱効率は大幅に低下する。好ましくは、6.25 m/秒の平均ピストン瞬間速度かつ26バールのBMEPに達するエンジン負荷において、容積効率が70%未満、好ましくは60%未満になることが保証される。

30

40

## 【0016】

図4~6に、BSFC（正味燃料消費率）として表される熱効率が、吸気弁閉じ時期の関数として示されている。これらの研究は、2段過給装置を備える内燃機関に関する。吸気弁は、固定カム形状を有するカム軸によって制御される。電気機械的に制御される吸気弁が用いられる場合は、このような弁はより高速の開弁および閉弁プロセスを有するため、弁操作時期を偏移させて、シリンダを通るガス流において所望のガス容積効率を得ることが必要になる。

## 【0017】

図4~6において、BSFCは、吸気弁閉じ時期が500度未満のクランク角の場合に、大幅に増加することが理解されうる。これは、この領域においてガス容積効率の低下速

50

度が漸増することによる。

【 0 0 1 8 】

図 4 において、B S F C ( 正味燃料消費率 ) として表される熱効率が、対をなすコンプレッサ / タービンに関して約 5 6 % に達する従来効率を有する従来式の 2 段過給装置を備えるエンジンの吸気弁閉じ時期の関数として示されている。このエンジンは、本発明にしたがって高速燃焼用に設計されている。この場合は、低い容積効率を用いても熱効率が有意に影響されることはないことが理解される。

【 0 0 1 9 】

図 5 においては、熱効率は、対をなすコンプレッサ / タービンに関して約 6 5 % に達するより高い効率を有する改良型の 2 段過給装置を備えるエンジンの吸気弁閉じ時期の関数として表されている。このエンジンは、本発明にしたがって高速燃焼用に設計されている。この場合は、熱効率は増加して、1 . 9 の 値 ( 実線 ) では、吸気弁閉じ時期が 5 1 5 度のクランク角、すなわち下死点の 2 5 度手前のクランク角付近において最適条件に ; 2 . 1 の 値 ( 破線 ) では、吸気弁閉じ時期が 5 2 5 度のクランク角、すなわち下死点の 1 5 度手前のクランク角付近において最適条件に ; 2 . 3 の 値 ( 点線 ) では、吸気弁閉じ時期が 5 3 5 度のクランク角、すなわち下死点の 5 度手前のクランク角付近において最適条件に達することが理解される。最適条件は、空気過剰係数 の値が大きくなると、より不明確になる。

【 0 0 2 0 】

図 6 において、B S F C ( 正味燃料消費率 ) として表される熱効率は、対をなすコンプレッサ / タービンに関して約 7 0 % に達するより高い効率を有する従来式の 2 段過給装置を備えるエンジンの吸気弁閉じ時期の関数として示されている。このエンジンは、本発明にしたがって高速燃焼用に設計されている。この場合は、熱効率は増加し、すなわち B S F C は低下して、1 . 9 の 値 ( 実線 ) では、吸気弁閉じ時期が 5 0 5 度のクランク角、すなわち下死点の 3 5 度手前のクランク角付近において最適条件に ; 2 . 1 の 値 ( 破線 ) では、吸気弁閉じ時期が 5 1 5 度のクランク角、すなわち下死点の 2 5 度手前のクランク角付近において最適条件に ; 2 . 3 の 値 ( 点線 ) では、吸気弁閉じ時期が 5 2 5 度のクランク角、すなわち下死点の 1 5 度手前のクランク角付近において最適条件に達することが理解される。この場合は、吸気弁の早期閉弁の有利性は、6 5 % の段毎の効率を有するターボ機構が用いられる場合よりさらに明確になっている。さらにまた、空気過剰係数 = 2 . 3 の場合の曲線でも、吸気弁の早期閉弁の最適条件は、引き続き明確に示されている。

【 0 0 2 1 】

これまでの周知のエンジン設計においては、ミラー概念は、エンジンの熱効率の増加に有意に寄与し得ないため、退けられてきた。本発明のこの好適な実施形態では、高速燃焼、すなわちクランク角度 0 . 1 2 度 / ( パール × m / 秒 ) 未満の比噴射時間を有する内燃機関を、各段が 6 0 % より大、好ましくは 6 5 % より大、特に好ましくは少なくとも 7 0 % に達する動力伝達効率を有する対状のタービン / コンプレッサからなる 2 段ターボ機構とともに用いる場合に、より高い熱効率は、該内燃機関が、相対的に低い容積効率を有するとともに同時に熱効率が高い動作範囲内で動作しうることを保証することによって達成されるという驚くべき事実が利用されている。

【 0 0 2 2 】

本発明のひとつの実施形態によれば、前記燃焼室に取り付けられるガス交換弁を制御して、エンジンの動作状態によって 4 5 % ~ 8 5 % の範囲内で変動する容積効率が達成される。本発明のある実施形態によれば、開弁および / または閉弁プロセスを調節することができるガス交換弁が用いられる。

【 0 0 2 3 】

本発明のこの実施形態によれば、燃焼室の吸気弁の閉弁時期が内燃機関の動作状態によって変動せしめられることにより、内燃機関は、適正な空気量を保証される。この実施形態のひとつの変形態様によれば、ガス交換弁は、少なくとも第 1 の動作範囲である 6 m /

10

20

30

40

50



秒を超える平均ピストン瞬間速度かつ15バールのBMEPを超えるエンジン負荷を内燃機関にもたすように制御され、第1の動作範囲内における容積効率が70%未満となっている。ガス容積効率の変更は、電子制御弁または可変カム形状を有する機械制御弁を設けること、または当業者に周知の何らかのその他の方法で内燃機関の弁の閉弁時期を変動させることによって達成されうる。

【0024】

以下の例において、固定カム形状を有するカム軸が用いられる場合の吸気弁の適切な閉弁時期が示される。この例は、ガス容積効率をどのように選択して良好な熱効率を得るべきかを示している。

【0025】

第1の例証的な実施形態によれば、吸気弁閉じは、65%の段毎の効率を有するターボ機構に関して、下死点の30度手前のクランク角から下死点の20度後のクランク角までの範囲内に早められる。

【0026】

要約すれば、65%の段毎の効率を有するターボ機構の場合は、吸気弁は、好ましくは、2.1~2.3の範囲内では、下死点の10度手前のクランク角付近、すなわち下死点の20~0度手前のクランク角付近において、そして1.9に達するでは、下死点の20度手前のクランク角付近、すなわち下死点の30~10度手前のクランク角付近において閉じられるべきであることがわかる。

【0027】

70%のターボ装置毎の効率を有するターボ機構の場合は、吸気弁は、好ましくは、2.1~2.3の範囲内では、下死点の20度手前のクランク角付近、すなわち下死点の30~10度手前のクランク角付近において、そして下死点の30度手前のクランク角付近、すなわち下死点の40~20度手前のクランク角付近において閉じられるべきであることになる。

【0028】

本発明の前記の例証的な実施形態においては、吸気弁の早期閉弁が、容積効率を85%未満に低下させる。ある一定の動作シナリオでは、容積効率は、内燃機関の熱効率が最適条件である場合に、48%と非常に低くなる。

【0029】

さらにまた、吸気弁閉じが前記説明にしたがって早められると、NOxの発生が減少することがわかった。図4~6に、NOxの発生が、吸気弁閉じ時期の関数として示されている。このこともまた、それ自体が内燃機関に負担をかける排気ガス後処理がそれほど必要とされなくなるため、熱効率の向上に寄与する。

【0030】

ある実施形態によれば、前記燃焼室への空気および燃料の供給が調節されて、1.9を超える空気過剰係数( )が達成される。標準を上回る空気過剰係数を用いることにより、NOxの発生量は不変のまま、すすが減少すると同時に、内燃機関の熱効率が増加する。

【0031】

本発明の好適な実施形態の変形例によれば、吸気弁が下死点の手前で閉じられることによって、より低い容積効率が達成される。これらの場合には、容積効率は、ピストンが吸気弁閉じ時期におけるピストン位置および下死点から移動するときに、燃焼室内に存在する空気が膨張すると同時に低下する。この膨張は、燃焼室内の空気のある程度の冷却をもたらす。空気の冷却は、さらに、燃焼時に発生するNOxの量を減少させるのに役立つ。さらにまた、内燃機関の冷却装置に対する熱負荷が減少し、このことは、冷却損失の減少に、以ってエンジンの熱効率の増加に寄与する。

【0032】

本発明のひとつの実施形態によれば、低いガス容積効率を生じしめる固定カムが用いられる。固定カムという用語は、開弁時期および閉弁時期を変動させることができない、機

10

20

30

40

50

械的に制御される開閉装置を意味する。本発明のある変形例によれば、所望の容積効率は、吸気弁が下死点の手前で閉じられることによって達成される。このようなエンジンは、該エンジンが、ある動作点において良好な効率で駆動されなければならない固定装置に適する。

【 0 0 3 3 】

本発明のひとつの実施形態によれば、開弁および閉弁プロセスを調節することができるガス交換弁が用いられる。この場合は、前記燃焼室に取り付けられるガス交換弁が制御されて、エンジンの動作状態によって45%~85%の範囲内で変動する容積効率が達成される。

【 0 0 3 4 】

本発明のこの実施形態によれば、内燃機関は、該内燃機関の動作状態によって燃焼室の吸気弁閉じ時期が変動せしめられることにより、適正な空気量を保証される。この実施形態のある変形例によれば、前記ガス交換弁は、少なくとも第1の動作範囲である6m/秒を超える平均ピストン瞬間速度かつ15バールのBMEPを超えるエンジン負荷を内燃機関にもたすように制御され、第1の動作範囲内における容積効率が70%未満となっている。ガス容積効率の変動は、電子制御弁または可変カム形状を有する機械制御弁を設けること、または当業者に周知の何らかのその他の方法で内燃機関の弁の閉弁時期を変動させることによって達成されうる。

【 0 0 3 5 】

前記変動は、好ましくは、吸気弁閉じ時期が、エンジン負荷および速度の増加とともに早められるようにして行なわれる。閉弁時期の変動がどのように行なわれうるかの一例が、図7に示されている。この例証的な実施形態では、1500rpmのエンジン速度において、全ての動作点における可能な限り早期の閉弁が用いられる。閉弁点は、520度のクランク角に設定される。従来的には、閉弁点は、596度のクランク角に設定される。1250rpmのエンジン速度では、520度のクランク角の閉弁点が、全負荷と全負荷の75%に対応する部分負荷とにおいて用いられる。全負荷の50%に対応する部分負荷では、550度のクランク角の閉弁点が用いられ、全負荷の25%に対応する部分負荷では、596度のクランク角の閉弁点が用いられる。1000rpmのエンジン速度では、540度のクランク角の閉弁点が、全負荷において用いられる。全負荷の75%に対応する部分負荷では、550度のクランク角の閉弁点が用いられる。全負荷の50%および25%に対応する部分負荷では、596度のクランク角の閉弁点が用いられる。この実施形態によれば、閉弁点の変動を用いて、内燃機関の燃焼室にさまざまな動作条件下で適正な空気量が供給されることが保証される。過給装置は、これにより、より自由に制御されて、該過給装置が、該過給装置の良好な効率を得られる動作条件下において動作することが保証されうる。吸気弁が低負荷下かつ低エンジン速度においてより長時間にわたって開かれたままになることは、内燃機関がこの動作範囲内において非常に良好な過渡応答を得ることを意味する。本用途においては、閉弁点は、4行程内燃機関の吸気段階における吸気弁の開弁に関連ある上死点が、360°に位置するように寸法決めされる。続く下死点は、540°に位置する。

【 0 0 3 6 】

従来のディーゼル式内燃機関においては、噴射は、早期に、すなわち上死点の10~15度手前のクランク角で開始されて、十分な量の燃料が上死点の手前で供給され、以って膨張することによって冷却される燃焼室への噴射による悪影響が軽減されることが保証されなければならない。このような悪影響の例は、熱効率の低下とスーティングの増加である。従来のディーゼル式内燃機関では、さらにまた、噴射は、上死点の最大15~20度後のクランク角まで継続する。緩慢な燃焼は、大量の熱が内燃機関の冷却装置に排出されて、その結果として内燃機関の熱効率が低下することに繋がる。さらにまた、緩慢な燃焼においては、高温の排気ガスがより大量に排出され、以ってこれもまた熱効率の低下に寄与する。周知の直接噴射ディーゼルエンジンと比べて噴射時間を実質的に短縮することにより、長い噴射時間に付随する問題が緩和されるとともに、エンジンの熱効率が増加するこ

10

20

30

40

50

とが保証される。本発明のひとつの実施形態によれば、燃料は、前記燃料噴射装置から、内燃機関に対する負荷が7バールのBMEPを超える場合に、クランク角度0.12度/(バール×m/秒)未満の比噴射時間で噴射される。

【0037】

比噴射時間は、エンジンの大きさと無関係な、噴射時間の長さの尺度である。この比噴射時間( $\phi_{spec}$ )は、クランク角で表される噴射時期( $\phi_{inj}$ )と、バールを単位とする平均有効圧力(BMEP)と、m/秒を単位とする平均ピストン瞬間速度( $v_p$ )とを用いて、以下のように計算される：

【数1】

$$\phi_{spec} = \frac{\phi_{inj}}{BMEP \cdot v_p} \quad [^\circ \text{ v v} / (\text{バール} \cdot \text{m} / \text{秒})]$$

10

BMEPは、以下のように定義される：

【数2】

$$BMEP = \frac{T_{brake} \cdot 4\pi}{V} \cdot 10^{-5} \quad [\text{バール}]$$

ここで、 $T_{brake}$ は、Nmを単位とする、クランク軸における測定軸トルクであり、 $V$ は、 $\text{m}^3$ を単位とする気筒容積である。したがって、BMEPは、エンジンの大きさと無関係な、吸気段階と圧縮段階と膨張段階と排気段階とを含む完全な1サイクルにおいて伝達されるクランク軸トルクの平均値である。

20

【0038】

噴射時間の長さは、開弁および閉弁フランクに関する50%のニードルリフト間のクランク角度で表される距離として定義される。図8に、ニードルリフトがクランク角の関数として図示されたグラフが線図で示されている。噴射弁の開弁を表すフランクOと噴射弁の閉弁を表すフランクCとのいずれもが相対的に急勾配である。一般に、噴射弁の弾性特性によって、開弁段階において、ある程度の行過ぎ量 $O_s$ が存在する。開弁の開始に先立って、零点からのある一定のわずかな偏差Bが生じうる。さらにまた、反跳現象Rの結果として、噴射弁の閉弁の瞬間が不明確になりうる。噴射時間を判断する際の困難をなくすために、前記説明にしたがって、噴射時間は、開弁フランクOと閉弁フランクCとに関する50%のニードルリフト間のクランク角度で表される距離Dとして定義される。

30

【0039】

本発明では、相対的に高い負荷および回転数の下で短い比噴射時間が用いられる。このクランク角度0.12度/(バール×m/秒)という比噴射時間のスレッシュホールド値は、クランク角度として測定される噴射時間が、22バールのBMEPかつ7.5m/秒の平均ピストン瞬間速度において18度未満のクランク角度となるように選択される。22バールのBMEPは、大型自動車用の近代的なディーゼルエンジンにおいて略全負荷に対応する。

40

【0040】

図9(a)から(d)に、多数の動作シナリオにおける噴射時間の測定値が示されている。

【0041】

本発明の開発過程において、研究から、内燃機関の熱効率に対する特に好ましい効果は、BMEPが高くなると得られることがわかった。本発明の好適な実施形態では、前記の基準は、比噴射時間を、12バールのBMEPを超えるエンジン負荷、特に18バールのBMEPを超える負荷において、クランク角度0.095度/(バール×m/秒)未満およびクランク角度0.09度/(バール×m/秒)未満とするという趣旨でいくらか改変される。1組の平均ピストン瞬間速度に関する内燃機関に対する負荷の関数としての比噴

50

射時間が、図 10 に示されている。

【0042】

本発明のひとつの実施形態によれば、燃料供給は、上死点の10度手前のクランク角から上死点の1度後のクランク角までの範囲内において開始される。図11に記録されている計算から、熱効率は、噴射の開始点に大きく依存することがわかる。噴射は、好ましくは、上死点の8度手前のクランク角から上死点までの間において行なわれる。前記の提案にしたがって噴射時間の開始点を設定することにより、熱伝達および摩擦による寄生損が減少することが保証される。噴射の持続時間もまた、燃料消費量に顕著な影響を及ぼす。

【0043】

内燃機関は、中間冷却を有する低圧ターボと高圧ターボとからなるターボ装置を介して過給される。第6の実施形態の第1の変形例によれば、このターボ装置の高圧ターボと低圧ターボとは、60%を超える効率を有する。第2の変形例においては、効率は、65%を超える。第3の変形例では、効率は、70%を超える。図12~15と関連して、約70%のターボマップ効率を有するターボ装置を説明する。このターボ装置は、中間冷却を有する低圧ターボと高圧ターボとからなる。計算から、高速燃焼と可変吸気弁閉じ時期とを併用すると、その結果として、内燃機関の熱効率は、ターボマップ効率の1パーセンテージポイントの増加に対して0.15パーセンテージポイントだけ増加する。従来の制御方式のエンジンを用いた場合は、熱効率は、ターボマップ効率の1パーセンテージポイントの増加に対してわずか0.05パーセンテージポイントしか増加しない。このように熱効率の向上に対する貢献度が低いことは、歴史的に、単段タービンにおけるコンプレッサ部の効率が、過去25年間にわずか数パーセンテージポイントしか高められなかったことを意味した。周知の商業的に入手可能なトラック用ターボコンプレッサでは、効率は、1977年の約77%から2000年の約79%に高められた。ただ単に、さらなる効率の向上は、行なうだけの価値がなかったのである。図12~15に関連して説明される新しいターボ装置では、低圧コンプレッサおよび高圧コンプレッサは、約83%の効率を有する。

【0044】

さらに熱効率を高めるために、排気ダクト、タービンケーシングおよび排気マニホールド、すなわち排気ガスにより明らかに加熱される全ての部分に断熱被覆を施す。これは、排気ダクトへの熱伝達の減少に繋がり、過給装置においてより大きい比率のエネルギーを再生することが可能になる。

【0045】

さらに熱効率を高めるという観点から、前記燃焼室への空気および燃料の供給を調節して、燃焼時の最大シリンダ圧力を8\*BMEPパールより大とすることができる。好適な実施形態においては、前記燃焼室への空気および燃料の供給が調節されて、燃焼時の最大シリンダ圧力は、9\*BMEPパールより大とされ、さらに他の変形例では、前記燃焼室への空気および燃料の供給が調節されて、燃焼時の最大シリンダ圧力は、10\*BMEPパールより大とされる。

【0046】

本発明は、さまざまな実施形態および変形例を組み合わせることによって変化せしめられうる。

【0047】

本発明は、さらにまた、前記の原理が用いられた内燃機関に関する。本発明は、請求項22の特徴部分に記載の内燃機関に示されている。

【0048】

本発明の実施例は、従属請求項23乃至43に示されている。

【発明を実施するための最良の形態】

【0049】

以下に、添付図面と関連して、本発明の実施形態を説明する。

【0050】

10

20

30

40

50

図16に、良好な熱効率が得られるように制御される内燃機関の線図が示されている。この内燃機関51は、ピストンエンジン形であり、シリンダ52と、各シリンダ内において移動可能に配置されるとともに接続棒55によりクランク軸54に接続されるピストン53とによって形成される1組の各燃焼室を含む。前記燃焼室は、燃料を該燃焼室に直接噴射するように設計される噴射装置56を備える。前記噴射装置は、6バールのBMEPを超えるエンジン負荷で6m/秒を超える平均ピストン瞬間速度における内燃機関の動作範囲内においてクランク角度0.12度/(バール×m/秒)未満の比噴射時間が得られるように設計される。

#### 【0051】

この目的のために、前記噴射装置は、クランク角度0.12度/(バール×m/秒)未満の比噴射時間を可能にする噴射ノズルを含む。2リットル/シリンダの気筒容積を有する内燃機関の場合は、好ましくは、従来の噴射器に比べて大きい穴面積を有する噴射器が用いられる。さらにまた、噴射装置を調節して、メートル毎秒を単位として測定される噴射速度が従来の噴射器の場合と略同じに維持されるようにすることが望ましい。噴射器の流量係数は、2リットル/シリンダに達する気筒容積を有する内燃機関に関しては2.5リットル/シリンダを超える。急速噴射時間を可能にする噴射装置の構成については、特許文献2および特許文献3を参照しており、前記特許の記載内容は、本明細書に取り入れられる。所望の比噴射時間を達成するための噴射器のカムおよび噴射ノズルの構成は、当業者にはよく知られている。

#### 【0052】

各シリンダ室52は、少なくとも1個の吸気弁57と排気弁58とを備える。これらの弁は、好ましくは、内燃機関を前記にしたがった低容積効率で動作させることができるように構成される。この目的のために、前記吸気弁および/または前記排気弁は、固定動作状態において最適な低容積効率を可能にする固定カムを備えうる。これは、エンジンが定負荷を有する設備において用いられる場合に可能である。エンジンが可変負荷を有する設備において用いられる場合は、好ましくは、吸気弁および/または排気弁の調節可能な開弁および閉弁が可能になる弁作動装置59、60が用いられる。ガス交換弁の調節可能な開弁および閉弁は、本質的にすでに周知である。弁の可変的開弁および/または閉弁を達成する装置の例は、特許文献4、特許文献5、特許文献6、特許文献7に示されており、前記特許の記載内容は、本明細書に取り入れられる。

#### 【0053】

吸気弁57と排気弁58との開弁および/または閉弁点をそれぞれ調節するために、制御装置61が設けられる。この制御装置61は、それぞれの弁作動装置59、60と通信して、開弁および閉弁時期を調節する。前記制御装置は、所望の容積効率がエンジン負荷と平均ピストン瞬間速度との関数として示される第1の表示を含む。この表示は、マトリックスの形態に構成されうるとともに、図1に示されている図と同様の図を表す。前記マトリックスに記憶される測定値は、現行の排出規制を満たす一方で最大限の熱効率を得ることができる最適な容積効率に関する、試験台での測定値である。前記マトリックスは、所望の容積効率  $\eta$  が、エンジン速度  $n$  と、たとえばBMEPで表されるエンジン負荷との形態をとる入力データにより与えられるデータベース62として記憶される。エンジン速度情報は、周知の態様で、たとえばクランク軸に取り付けられる歯車の歯の通過を検出する誘導検出器によって得られる。エンジン負荷情報は、たとえば燃料噴射量に関するデータから、またはトルク伝達装置から直接測定により得られうる。さらにまた、所望の空気過剰係数に関する情報または、該当する場合は、内燃機関が排気ガス再循環を備える場合に、所望の等価空気過剰係数に関する情報がある。等価空気過剰係数という用語は、シリンダ内の特定の空気および再循環される排気ガスの質量と、化学量論的燃焼を可能にする空気の質量との間における比を意味する。この情報は、負荷およびエンジン速度の関数として示される所望の空気過剰に関する表示13として記憶される。所望の容積効率に関する情報から、または、EGRが用いられる場合は、等価空気過剰係数から、ガス交換弁59、60の開弁時期および閉弁時期が、第3の表示64において得られる。本発明のひと

10

20

30

40

50

つの実施形態によれば、表示 62 ~ 64 は、単純に、吸気弁閉じ時期がエンジン負荷とエンジン速度との関数として示される単一の表示として表されうる。このような表示の一例は、図 7 に示されている。

#### 【0054】

本発明のひとつの実施形態によれば、以下により詳細に説明される過給装置が用いられる。この過給装置は、そもそも、好ましくはトラック、バスおよび建設機械等の大型自動車に用いられる約 6 ~ 約 20 リットルの気筒容積を有するディーゼルエンジン用に意図されている。前記過給装置は、現行の装置よりはるかに効率的な過給を達成するという特徴を有する。この過給は、中間冷却を有する 2 個の直列接続ラジアル形コンプレッサを用いて 2 段階で実現される。低圧コンプレッサと呼ばれる第 1 のコンプレッサ段は、軸流形の低圧タービンによって駆動される。第 2 のコンプレッサ段である高圧コンプレッサは、ラジアル形の高圧タービンによって駆動される。

10

#### 【0055】

図 12 に、吸気マニホールド 12 および 2 個の別個の排気マニホールド 13、14 と従来式の態様で連通する 6 個のエンジンシリンダ 11 を有するエンジンプロック 10 が示されている。これらの 2 個の排気マニホールドの各々は、3 個のエンジンシリンダから排気ガスを受ける。これらの排気ガスは、別個の管路 15、16 を介して、タービン 17 と共通の軸に取り付けられるコンプレッサ 19 からなる高圧ターボ装置 18 内のタービン 17 まで送られる。

#### 【0056】

前記排気ガスは、さらに管路 20 を介して、タービン 21 と共通の軸に取り付けられるコンプレッサ 23 からなる低圧ターボ装置 22 内のタービン 21 に送られる。前記排気ガスは、最終的に、さらに管路 24 を介して、排気ガスの後処理装置からなりうる、エンジンの排気装置に送られる。

20

#### 【0057】

濾過された吸気は、管路 25 を介してエンジンに引き込まれるとともに、低圧ターボ装置 22 のコンプレッサ 23 に送られる。管路 26 は、前記吸気をさらに第 1 の給気冷却器 27 を介して高圧ターボ装置 18 のコンプレッサ 19 に送る。この中間冷却を有する 2 段階過給後に、前記吸気は、さらに管路 28 を介して第 2 の給気冷却器 29 に送られ、その後、前記吸気は、管路 30 を介して吸気マニホールド 12 に到達する。

30

#### 【0058】

この実施形態にしたがったターボ過給装置は、入口ガイドレール 17a によりタービンの半分にガス流を供給する、高圧タービン 17 への二重の螺旋状の各吸気管 15、16 が図示されている図 13 に、より詳細に図示されている。高圧タービン 17 は、ラジアル形であるとともに、低圧タービンが軸流形であるために用いられうる短い中間ダクト 20 により低圧タービン 21 に接続される。この短い流路は、タービン段間における圧力損失を最小限に抑える。

#### 【0059】

高圧タービン 17 は、高圧コンプレッサ 19 と一緒に軸 31 に取り付けられる。低圧タービン 21 は、低圧コンプレッサ 23 と一緒に軸 32 に相応に取り付けられる。2 個のターボ装置 18、22 は、本質的に同じ長手軸に沿って配向される。中間ダクト 20 は、熱応力とある一定の組立上の不具合とを吸収するある一定の軸方向および半径方向の可動性を与えることによって設置引張力と漏れとに対抗するシール 33 を備える。

40

#### 【0060】

軸流形低圧タービンは、最大限の効率を得るために負荷をタービンの中心部分に近接して最適化するように構成される入口ガイドレール 34 を備える（タービン段において、限界効果および損失が最小となるタービン翼の中心の方向に負荷を最適化するように分散させることを目的として、翼形の重心が曲線に沿って位置するガイドレールを有するいわゆる「コンパウンドリーン」構成）。低圧コンプレッサは、図 14 を参照して以下により詳細に説明されるように、大きい後退角を有して構成される羽根を備えたラジアル形である

50

。高圧コンプレッサ 19 も同様に、低圧コンプレッサ 23 の羽根に対応する態様で適切に後退せしめられる羽根を有するラジアル形である。

【0061】

図 14 から、出口接線方向の付け根部分と先端部分との間における中心線に沿った羽根 35 の想像延長線と、コンプレッサ翼車の中心軸と羽根の外側先端部とを結ぶ線 36 (鎖線で示される) との間における羽根角  $b_2$  は、少なくとも約 40 度、好ましくは少なくとも約 45 ~ 55 度であることが理解されうる。市場で入手可能なターボコンプレッサは、約 25 ~ 約 35 度の範囲内の羽根角  $b_2$  を有する。この実施形態にしたがったターボ過給装置の試験において、羽根角を少なくとも約 40 度に増加させることが有利であることが立証された。この羽根角の増加の効果は、主として、付随するタービンを有するコンプレッサ翼車が、所定の圧力比において、より高い速度で回転することによって構成される。この速度の増加は、タービン翼車の直径が、以ってさらにまた質量慣性モーメントが減じられうることを意味する。さらにまた、質量慣性モーメントの減少は、タービン翼車がより容易に自身の有効速度範囲まで加速されうることを意味するため、このことの副次的効果として、エンジンの過渡応答が向上する。加えて、特に、二次流れの減少と、以って損失の減少とにつながる、羽根の圧力側と吸込み側とに沿った流れの間における速度差の減少の結果として、かつ、さらにまた、後続のディフューザにおける損失の減少につながる、ロータ出口における流量の減少の結果として、コンプレッサの効率が高まる。

10

【0062】

いずれのコンプレッサも、それぞれのコンプレッサ翼車の下流においてガイドレールを備えて、圧力増大が最適化される。このディフューザは、羽根の長さが羽根間の距離 (ピッチ) に対して 0.75 ~ 1.5 の範囲内のある比をなす空力学的に設計された羽根を有するディフューザを意味する LSA (低弦節比翼) 形であることが有利である。

20

【0063】

出口ディフューザ 37 は、低圧タービン 21 の後に配置されて、タービンから出る動圧を回収する。このディフューザは、排気ガスを排気管 24 に送り出す排気集合管 38 内へと開口する。前記ディフューザは、軸方向の入口と実質的に半径方向の出口とを有する環状ダクトとして設計される。前記ディフューザの外側ダクトは、フランジ 37a によって閉鎖されて、流出が後続の集合管からの再循環ガスによって妨害されることを防ぐ。このフランジ 37a を非対称に配置して、集合管の大きさを減じることができる。前記フランジは、排気集合管 38 の出口の直前に自身の半径方向最大高さを、その直径方向反対側に自身の半径方向最小高さを有する。

30

【0064】

図 15 に示される、高圧コンプレッサ 19 を駆動する高圧タービン 17 は、相対的に高速で回転するために小直径を有して形成されるタービン翼車を有するラジアル形である。このことは、この種のタービンにおいて一般に従来技術で用いられる種類のタービン翼車ハブ 40 内の凹部 39 (いわゆる「扇形切欠き」) を排除することを可能にする。これらの凹部 39 は、単に従来技術を示すために、図 15 に破線により示されている。これらの凹部が排除されるため、タービン翼車は、より効果的に動作して、より高い全効率を達成しうる。

40

【0065】

前記タービンは、翼車に対する流れを最適化するために、各翼車の上流において入口ガイドレールを有する。ラジアル形高圧および軸流形低圧タービンからなる前記構成は、タービン段間における流れの損失が、短い中間ダクトによって、最小限に抑えられうることを意味する。高圧タービンは、二重螺旋状入口を備えて、ディーゼルエンジンからの排気ガス中のエネルギーを最適に利用することができた。しかしながら、前記実施形態の変形例においては、単一、二重または多重の入口を有する従来式の入口も用いられうる。

【0066】

6 ~ 20 リットルの気筒容積のディーゼルエンジンに適する約 4 ~ 6 バールの絶対圧力である圧力を生じしめるために、各コンプレッサは、入口圧力の 2 ~ 2.5 倍の圧力しか

50

要さず、したがって標準の単段コンプレッサより低い圧力比に対して最適化される。

【0067】

前記説明のターボ過給装置は、いわゆるミラー機能を有する4行程ディーゼルエンジンに有利に適用され得、このことは、有効圧縮比の一部がシリンダからターボコンプレッサへと移行され、その後、給気冷却装置において冷却が行なわれて、以って空気の温度が減じられ、これによってシリンダ内におけるより効果的な熱力学的プロセスと、排気ガス排出量、たとえば窒素酸化物( $\text{NO}_x$ )の減少とがもたらされることを意味する。

【0068】

前記ターボ過給装置は、さらにまた、「ロングルートEGR」形の、すなわち、排気ガスが低圧タービン21の出口の後で除去されるとともに低圧コンプレッサの入口の前でエンジンの入口側に再循環される排気ガス再循環を有するエンジンにも用いられうる。

10

【0069】

内燃機関からの排出物を減少させるために、内燃機関は、排気ガスを触媒還元する手段を、可能性としてEGRとの組合せで備えうる。窒素酸化物を選択的に触媒還元する既存の技術の一例は、特許文献8に示されており、前記特許の記載内容は、本出願に取り入れられる。

【0070】

内燃機関は、さらにまた、該内燃機関からのすすの排出を減少させる粒子状物質濾過装置を備えうる。本発明にしたがったエンジン制御機構を用いるエンジンとともに用いられうる粒子状物質濾過装置の一例は、特許文献9に示されており、前記特許の記載内容は、本出願に取り入れられる。

20

【0071】

本発明は、前記の実施形態に制限されると見なされるべきではなく、以下の特許請求の範囲内において自由に改変されうる。

【図面の簡単な説明】

【0072】

【図1】最適な容積効率をエンジン負荷の関数として示す図である。

【図2】熱効率が、50%に達する段毎のターボマップ効率を有するターボ装置の空気過剰係数の関数として示されている図である。

【図3】熱効率が、70%に達する段毎のターボマップ効率を有するターボ装置の空気過剰係数の関数として示されている図である。

30

【図4】熱効率が、従来式の2段過給装置を有するエンジンの吸気弁閉じ時期の関数として表されている図である。

【図5】熱効率が、約65%に達する、より高いターボマップ効率を有する2段過給装置を備えたエンジンの吸気弁閉じ時期の関数として示されている図である。

【図6】熱効率が、約70%に達する、より高いターボマップ効率を有する2段過給装置を備えたエンジンの吸気弁閉じ時期の関数として示されている図である。

【図7】吸気弁閉じ時期の変動がどのように行なわれうるかの一例を示す図である。

【図8】燃料噴射器におけるニードルリフトがクランク角度の関数として示されているグラフである。

40

【図9】(a)から(d)は、多数の動作シナリオにおいてニードルリフトの測定値がクランク角度の関数として示されている図である。

【図10】1組の平均ピストン瞬間速度に関して比噴射時間が内燃機関のBMEPの関数として示されている図である。

【図11】噴射開始点と噴射の持続時間とに対する熱効率の依存性を示す図である。

【図12】2段ターボ過給装置を有する内燃機関の線図である。

【図13】前記ターボ過給装置を形成する2つのターボ過給段を通る縦断面図である。

【図14】前記ターボ過給装置に用いられるコンプレッサホイールを示す部分切取平面図である。

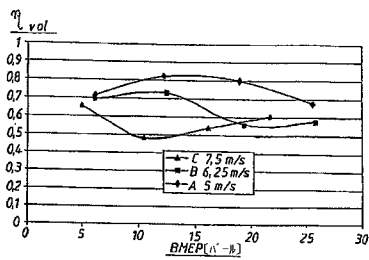
【図15】高圧タービンのタービン翼車を示す平面図である。

50

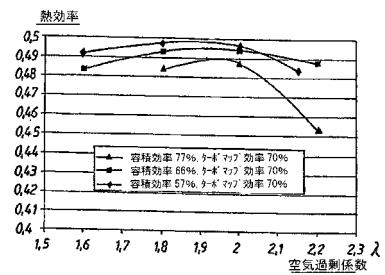


【図16】良好な熱効率が得られるように制御される内燃機関を示す線図である。

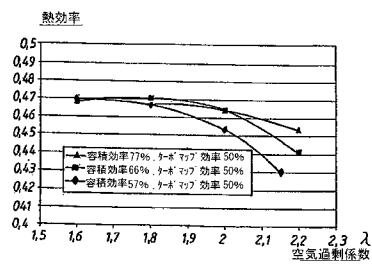
【図1】



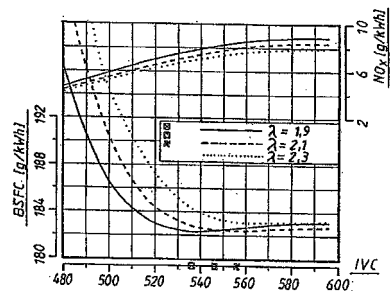
【図3】



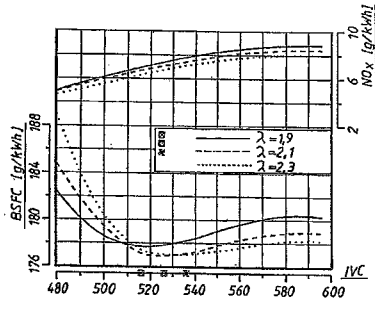
【図2】



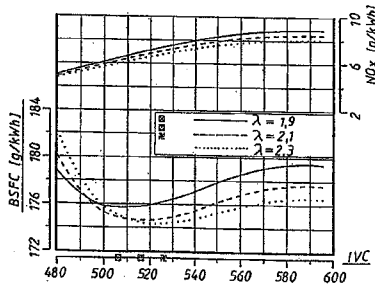
【図4】



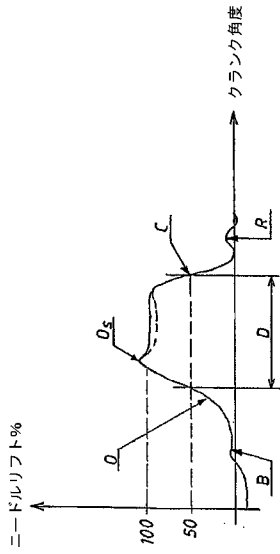
【 図 5 】



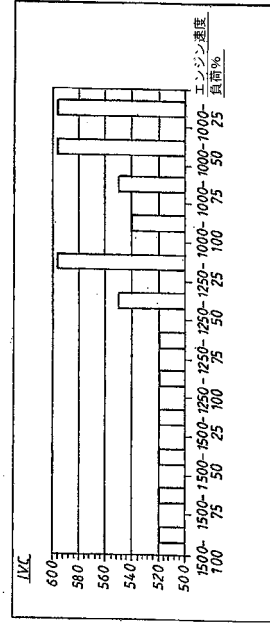
【 図 6 】



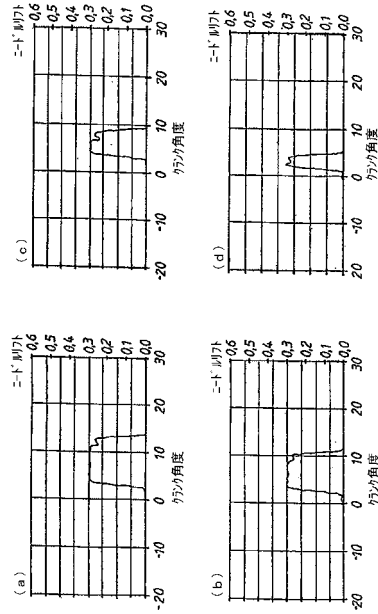
【 図 8 】



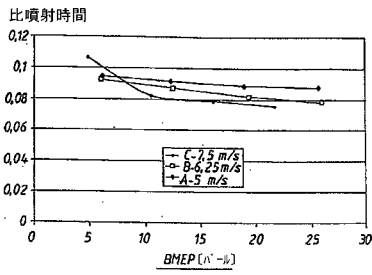
【 図 7 】



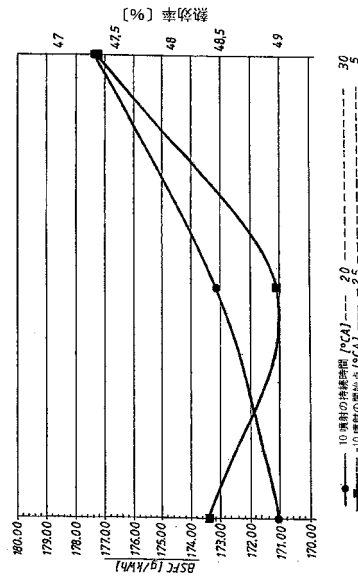
【 図 9 】



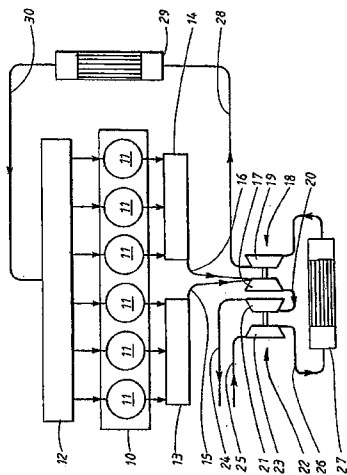
【図10】



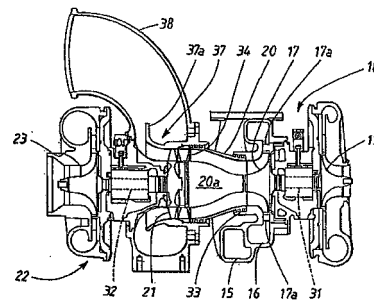
【図11】



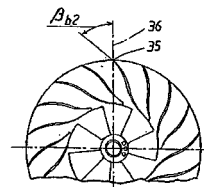
【図12】



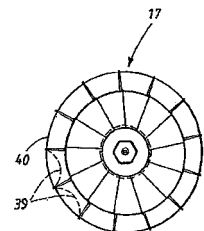
【図13】



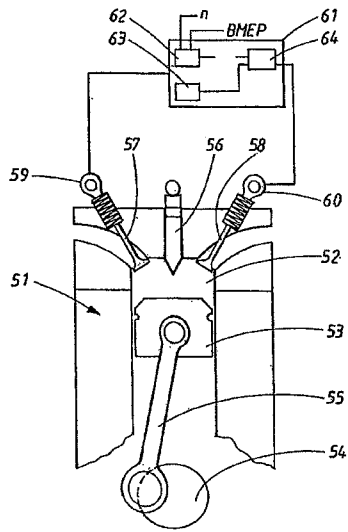
【図14】



【図15】



【 図 16 】



## フロントページの続き

(51) Int.Cl.		F I
<b>F 0 2 B 37/013 (2006.01)</b>		F 0 2 D 13/02 J
<b>F 0 2 B 37/00 (2006.01)</b>		F 0 2 D 45/00 3 1 2 H
<b>F 0 2 M 61/18 (2006.01)</b>		F 0 2 B 37/00 3 0 1 B
<b>F 0 1 N 13/14 (2010.01)</b>		F 0 2 B 37/00 3 0 2 D
		F 0 2 M 61/18 3 2 0 Z
		F 0 1 N 7/14
		F 0 2 D 13/02 B

- (72)発明者 サンディン, ラルス  
スウェーデン国 エス - 2 1 2 3 2 マルメ タクサスガタン 4
- (72)発明者 イシン, マグナス  
スウェーデン国 エス - 2 2 2 2 5 ルンド リングベージェン 1 1
- (72)発明者 グルンディッツ, ダニエル  
スウェーデン国 エス - 4 3 3 5 1 エジェルスジェ ストレガルデン 7 4
- (72)発明者 アンデルソン, ペル  
スウェーデン国 エス - 2 1 7 4 3 マルメ ケペンハムンスベージェン 2 0 ディー
- (72)発明者 ジセルモ, ケント  
スウェーデン国 エス - 2 3 6 3 8 ヴェリング シデンスヴァンスガタン 2 5
- (72)発明者 クラウスチェ, セバスチャン  
スウェーデン国 エス - 2 3 6 3 6 ヘルヴィケン グレンテベージェン 8 エイ

審査官 後藤 信朗

- (56)参考文献 米国特許第 0 5 6 8 2 8 5 4 ( U S , A )  
米国特許第 0 2 6 7 0 5 9 5 ( U S , A )  
米国特許第 0 6 2 7 3 0 7 6 ( U S , B 1 )  
米国特許第 0 6 4 6 7 2 5 7 ( U S , B 1 )

## (58)調査した分野(Int.Cl., D B名)

F02D 23/02  
F01N 13/14  
F02B 37/00  
F02B 37/013  
F02D 13/02  
F02D 23/00  
F02D 41/04  
F02D 45/00  
F02M 61/18