

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号  
特許第6898346号  
(P6898346)

(45) 発行日 令和3年7月7日 (2021. 7. 7)

(24) 登録日 令和3年6月14日 (2021. 6. 14)

(51) Int. Cl.	F I
F O 2 B 37/04 (2006. 01)	F O 2 B 37/04 B
F O 2 B 37/013 (2006. 01)	F O 2 B 37/013
F O 2 B 37/00 (2006. 01)	F O 2 B 37/00 5 O O B
F O 2 B 75/28 (2006. 01)	F O 2 B 75/28 E
F O 2 M 26/08 (2016. 01)	F O 2 M 26/08 3 O 1
請求項の数 9 (全 17 頁) 最終頁に続く	

(21) 出願番号 特願2018-549123 (P2018-549123)	(73) 特許権者 506405644 アカーテース パワー、インク、 アメリカ合衆国 カリフォルニア州 92 121, サンディエゴ, ソレント バレイ ブルバード 4060
(86) (22) 出願日 平成28年12月2日 (2016. 12. 2)	
(65) 公表番号 特表2019-502868 (P2019-502868A)	
(43) 公表日 平成31年1月31日 (2019. 1. 31)	
(86) 国際出願番号 PCT/US2016/064766	
(87) 国際公開番号 W02017/100097	(74) 代理人 110000659 特許業務法人広江アソシエイツ特許事務所
(87) 国際公開日 平成29年6月15日 (2017. 6. 15)	(72) 発明者 レグナー, ゲルハルト アメリカ合衆国 カリフォルニア州 92 128, サン ディエゴ, フォンティセロ ウェイ 17612
審査請求日 令和1年10月28日 (2019. 10. 28)	
(31) 優先権主張番号 62/279, 284	
(32) 優先日 平成28年1月15日 (2016. 1. 15)	
(33) 優先権主張国・地域又は機関 米国 (US)	
(31) 優先権主張番号 62/264, 022	
(32) 優先日 平成27年12月7日 (2015. 12. 7)	
(33) 優先権主張国・地域又は機関 米国 (US)	最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 高負荷対向ピストンエンジンの空気処理

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

2 サイクルユニフロー掃気対向ピストンエンジン ( 8 0、3 0 2 ) であって、  
1 つまたは複数のシリンダー ( 5 0 ) であって、各シリンダーが、ボア ( 5 2 ) と、長手方向に分離された排気ポートおよび吸気ポート ( 5 4 および 5 6 ) と、前記ボア内に対向して移動するように配置された 1 対のピストン ( 6 0 および 6 2 ) とを有し、前記ピストン対の第 1 ピストンの移動が前記排気ポートを制御し、前記ピストン対の第 2 ピストンの移動が前記吸気ポートを制御する、1 つまたは複数のシリンダーと、  
スーパーチャージャ ( 3 0 5 ) であって、前記吸気ポート ( 5 6 ) と流体連通して配置され、前記吸気ポート ( 5 6 ) から前記排気ポート ( 5 4 ) へ連続的な正圧差を提供し、  
前記エンジンの 2 ストローク運転中に前記吸気ポートから前記排気ポートへの一方向のガス流を維持する、スーパーチャージャと、  
前記スーパーチャージャの出口を前記スーパーチャージャの入口に結合する再循環チャネル ( 3 1 3 ) と、  
前記再循環チャネル内のスーパーチャージャ再循環バルブ ( 3 1 1 ) と、  
を備え、

第 1 ターボチャージャ ( 3 1 2 ) および第 2 ターボチャージャ ( 3 1 4 ) を含むシーケンシャルターボチャージャ ( 3 0 6 ) であって、各ターボチャージャは、タービンおよび圧縮機を含み、前記第 1 および第 2 ターボチャージャの前記圧縮機は、前記スーパーチャージャ ( 3 0 5 ) と直列に配置されて、前記第 1 ターボチャージャ ( 3 1 2 ) の前記圧縮

機が前記第2ターボチャージャ(314)の前記圧縮機と流体連通し、前記第2ターボチャージャ(314)の前記圧縮機が前記スーパーチャージャ(305)と流体連通し、前記第1および第2ターボチャージャの前記タービンが前記排気ポート(54)と直列に配置され、前記第2ターボチャージャ(314)の前記タービンが前記排気ポート(54)と流体連通し、前記第1ターボチャージャ(312)の前記タービンが前記第2ターボチャージャ(314)の前記タービンと流体連通する、シーケンシャルターボチャージャと、

前記第2ターボチャージャ(314)に関連付けられ、前記第2ターボチャージャの前記圧縮機と並列に配置された圧縮機バイパスバルブ(316c)であって、第2ターボチャージャの圧縮機と並列に配置され、前記第1ターボチャージャ(312)の前記圧縮機からの加圧空気を前記第2ターボチャージャ(314)の前記圧縮機を通過させる閉設定と、前記第1ターボチャージャ(312)の前記圧縮機からの加圧空気を、前記第2ターボチャージャ(314)の前記圧縮機を通り越して、前記スーパーチャージャ(305)の入口に導く開設定とを有する、圧縮機バイパスバルブと、

前記第2ターボチャージャ(314)に関連付けられ、前記第2ターボチャージャ(314)の前記タービンと並列に配置されたタービンバイパスバルブ(316t)であって、前記排気ポート(54)からの排気ガスを、前記第2ターボチャージャ(314)の前記タービンを通過させる閉設定を有し、また前記排気ポート(54)からの排気ガスを、前記第2ターボチャージャ(314)の前記タービンを通り越して前記第1ターボチャージャ(312)のタービンに導く開設定を有する、タービンバイパスバルブと、

エンジン速度、エンジン負荷および吸気ポート圧に応答する、前記圧縮機バイパスバルブ(316c)、前記タービンバイパスバルブ(316t)および前記スーパーチャージャ再循環バルブ(311)の制御設定に結合された、プログラムされたエンジン制御ユニット(ECU)(740)と、をさらに備え、

エンジン速度およびエンジン負荷の上昇により、エンジン動作が過渡モードに移行された場合、前記ECU(740)は、前記圧縮機バイパスバルブ(316c)および前記タービンバイパスバルブ(316t)を閉じさせることを特徴とする2サイクルユニフロー掃気対向ピストンエンジン。

【請求項2】

前記第1ターボチャージャが低圧ターボチャージャであり、前記第2ターボチャージャが高圧ターボチャージャである、請求項1に記載の2サイクルユニフロー掃気対向ピストンエンジン。

【請求項3】

前記第1および第2ターボチャージャの前記圧縮機と、前記吸気ポートに供給する給気を生成するように動作可能な前記スーパーチャージャとの前記直列配置を含む給気チャネル(320)と、

前記排気ガスの一部を前記給気チャネルに循環させるように動作可能なEGRループ(400、500、600)と

をさらに含む、請求項2に記載の2サイクルユニフロー掃気対向ピストンエンジン。

【請求項4】

前記EGRループが低圧EGRループ(600)、中圧EGRループ(500)、および高圧EGRループ(400)のうちの1つまたは複数を含む、請求項3に記載の2サイクルユニフロー掃気対向ピストンエンジン。

【請求項5】

前記第1および第2ターボチャージャの前記圧縮機と、前記吸気ポートに供給する給気を生成するように動作可能な前記スーパーチャージャとの前記直列配置を含む給気チャネル(320)と、

前記排気ガスの一部を前記給気チャネルに循環させるように動作可能なEGRループ(400、500、600)と

をさらに含む、請求項1に記載の2サイクルユニフロー掃気対向ピストンエンジン。

## 【請求項 6】

前記 EGR ループが、前記シーケンシャルターボチャージャの上流の低圧 EGR ループ (600) と、前記第 1 ターボチャージャと第 2 ターボチャージャとの間の中圧 EGR ループ (500) と、前記第 2 ターボチャージャと前記スーパーチャージャとの間の高圧 EGR ループ (400) のうちの 1 つまたは複数を含む、請求項 5 に記載の 2 サイクルユニフロー掃気対向ピストンエンジン。

## 【請求項 7】

前記第 1 ターボチャージャ (312) に関連し、前記第 1 ターボチャージャの前記圧縮機と並列に配置された圧縮機バイパスバルブ (330c) であって、空気入口からの加圧されていない新鮮な空気を前記第 1 ターボチャージャ (312) の前記圧縮機を通過させる閉設定と、前記加圧されていない新鮮な空気を前記第 1 ターボチャージャ (312) の前記圧縮機を乗り越して導く開設定とを有する、圧縮機バイパスバルブと、

前記第 1 ターボチャージャ (312) に関連し、前記第 1 ターボチャージャ (312) の前記タービンと並列に配置されたタービンバイパスバルブ (330t) であって、排気ガスを前記第 2 ターボチャージャ (314) の前記タービンを通過させる閉設定と、排気ガスを前記第 1 ターボチャージャ (312) の前記タービンの前記タービンを乗り越して導く開設定とを有する、タービンバイパスバルブと、

をさらに含む、請求項 1 に記載の 2 サイクルユニフロー掃気対向ピストンエンジン。

## 【請求項 8】

前記吸気ポートに供給する給気を生成するために、前記第 1 および第 2 ターボチャージャの前記圧縮機と、前記スーパーチャージャとの前記直列配置を含む給気チャネル (320) と

前記排気ポート (54) から排気を搬送するための前記第 1 および第 2 ターボチャージャの前記タービンの前記直列配置を含む排気チャネル (340) と、

前記第 2 ターボチャージャ (314) の前記タービンの入口の上流の前記排気チャネルに入口 (402) を有し、前記第 2 ターボチャージャ (314) の前記圧縮機の下流の前記給気チャネルに出口 (403) を有する EGR ループ (400) と、

をさらに含む、請求項 7 に記載の 2 サイクルユニフロー掃気対向ピストンエンジン。

## 【請求項 9】

前記第 1 および第 2 ターボチャージャの前記タービンと、前記第 1 ターボチャージャ (312) の前記タービンの下流の 1 つまたは複数の後処理装置 (342) との前記直列配置を含む排気チャネル (340) をさらに含む、請求項 1 に記載の 2 サイクルユニフロー掃気対向ピストンエンジン。

## 【発明の詳細な説明】

## 【技術分野】

## 【0001】

## [ 関連出願の相互参照 ]

本出願は、2015 年 12 月 7 日に提出された米国仮特許出願第 62 / 264, 022 号、および 2016 年 1 月 15 日に提出された米国仮特許出願第 62 / 279, 284 号に基づく優先権を主張する。

## 【0002】

本出願は、米国特許出願第 2014 / 0026563 号として公開された 2013 年 9 月 27 日に提出された所有者が共通の米国特許出願第 14 / 039, 856 号明細書と、2014 年 2 月 12 日に提出された米国特許出願第 61 / 939, 170 号明細書に基づく優先権を主張する 2015 年 2 月 11 日に提出された所有者が共通の PCT 出願 US 2015 / 015365 とに関連する主題を含む。

## 【0003】

本分野は、2 サイクルユニフロー掃気対向ピストンエンジンである。より具体的には、本出願は、最小限のポンピングロスで給気の可変流量を提供するための、スーパーチャージャと直列に設けられたターボチャージャの多段配置による対向ピストンエンジンの空気

10

20

30

40

50

処理に関する。

【背景技術】

【0004】

2サイクルエンジンは、クランクシャフトの単一の完全な回転とクランクシャフトに接続されたピストンの2ストロークで動作サイクルを完了する内燃機関である。ストロークは、典型的には、圧縮および出力行程として示される。2サイクルエンジンの一例は、対向方向の往復運動のために2つのピストンがシリンダーのボア内で頭を付き合わせて配置される対向ピストンエンジンである。シリンダーは、シリンダーの各端部近くのシリンダー側壁に形成された長手方向に間隔を置いて配置された吸気ポートおよび排気ポートを有する。対向するピストンの各々は、ポートのそれぞれの1つを制御し、出力行程（膨張行程とも呼ばれる）の間にポートが下死点（BDC）位置に向かって移動するとポートを開き、圧縮行程の間にポートがBDCから上死点（TDC）に向かって移動するとポートを閉じる。ポートの1つは、ボアからの燃焼生成物用の通路を提供し、他のポートは、ボア内へ給気进行供給し、これらはそれぞれ「排気」口および「吸気」口と呼ばれる。ユニフロー掃気対向ピストンエンジンでは、吸気ポートを通してシリンダーに入る給気は、排気ポートから流出する排気ガスを移動させるため、ガスはシリンダーを通して、吸気ポートから排気ポートへの一方向（「ユニフロー」）に流れる。

10

【0005】

給気、排気生成物、およびそれらの混合物を含むガスは、空気処理システムを介してエンジンのシリンダーを通して搬送される。空気処理システムは、燃焼によって生成される望ましくない化合物を低減するために排気ガス再循環（「EGR」）用に装備されてもよい。エンジンが循環するにつれて、空気処理制御機構は、エンジン動作条件およびオペータコマンドに応答して空気処理システムを作動させることによってガス流を制御する。

20

【0006】

2ストロークユニフロー掃気対向ピストンエンジンでは、シリンダー内の所望の一方向のガス流を維持するために、吸気ポートから排気ポートまで連続的な正差圧が存在しなければならない。さらに、開いている時間が短いため、高い空気質量密度が吸気ポートに供給されなければならない。この必要性は、エンジン始動および加速中に特に深刻である。典型的には、これらの必要性は、エンジンの吸気ポートのすぐ上流の、給気チャンネルに高速作用の容積型ポンプを設けることによって満たされる。この役割は、通常、ベルト、チェーン、ギヤなどの直接接続、またはシングルスピード、マルチスピード、または連続可変駆動のいずれかによって、エンジンクランクシャフトから機械的に駆動されるスーパーチャージャ（またはブロワ）によって満たされる。多くの場合、スーパーチャージャに供給される吸気の密度を高めるために、排気エネルギーにより動力を与えられるターボチャージャがスーパーチャージャの前方（上流）に配置される。

30

【0007】

2サイクル対向ピストンエンジンは、4ストロークのものと比較して優れた出力密度およびブレーキ熱効率を提供する。現在まで、これらのエンジンは、据え置き用途、航空機、海洋船舶、機関車、および装軌式軍用車両において首尾よく使用されてきた。

【0008】

40

現代の高負荷車両において対向ピストンエンジンを使用することによって同様の利益を達成することが望ましい。高負荷車両は、米国では、連邦規制によると、8,500ポンド（約3,856kg）より重いGVWR（定格車両総重量、gross vehicle weight rating）の車両として、またカリフォルニア州では14,000ポンド（約6,350kg）より重い重量の車両として定義されている場合がある。同様の定義および分類が、他の国で高負荷車両の定義に用いられている。トラックおよびバスは高負荷車両の例である。本開示では、高負荷車両に動力を供給するように設計および/または構築された対向ピストンエンジンは、「高負荷」対向ピストンエンジンと呼ばれる。高負荷対向ピストンエンジンは、高負荷車両の運転中に遭遇する通常の条件において、特定の効率および排出基準下で十分な出力を供給できなければならない。

50

## 【0009】

Commer TS3エンジンは、中負荷商用トラックへの対向ピストンエンジン設計の1つの成功した用途を表している。TS3エンジンの空気処理構成はターボ過給型ではなかったが、エンジンに高速で空気を供給する3ローブ、クランクシャフト駆動のルーツ式ブロワを使用するスーパーチャージャ付きであった。モデルによって、TS3エンジンの排気量は3.26~3.52リットルで変化し、出力は78.3~107.4KWに変化した。PiraultとFlintによると、TS3は、「当時の自然吸気の4ストロークディーゼルトラックエンジンの同等の排気量よりも、およそ50%超の大きなトルク」を出力するほど強力であった(OPPOSED PISTON ENGINES、Evolution、Use and Future Applications、J-P 10  
Pirault and M. Flint著、SAE International、Warrendale Pa.、2010、p.144)。

## 【0010】

大排気量および高出力定格の2サイクルエンジンには、大量の高密度空気を汲み出すことのできる空気処理システムを装備する必要がある。高負荷対向ピストンエンジンの空気処理システムは、高負荷で低エンジン速度から加速するとき、または急斜面の丘に遭遇するときのように、エンジンがトルク要求の急な増加を経験するときに、望ましい掃気比(Mtrapped/Mdelivered)および高いブレーキ熱効率を維持できることが望ましい。スーパーチャージャは、通常、掃気比を維持するのに十分な速さで給気をエンジン吸気ポートに迅速に移動させるために使用されるが、長期間激しく動作するとポンピングロスが増加し、エンジンのブレーキ熱効率が低下する。 20

## 【0011】

過剰なポンピングロスを発生させることなく、高負荷2サイクルユニフロー掃気対向ピストンエンジンの増強要求を満たすために、スーパーチャージャと直列に配置されたシーケンシャルターボチャージャによって、空気処理システム内のスーパーチャージャへの依存を低減することが望ましい。

## 【発明の概要】

## 【0012】

本発明は、エンジンの1つまたは複数の吸気ポートと流体連通するスーパーチャージャと、スーパーチャージャと直列のシーケンシャルターボチャージャを含む2サイクルユニフロー掃気対向ピストンエンジンの空気処理システムに関する。シーケンシャルターボチャージャは、低圧運転用の第1段と、高圧運転用の第2段と、第2段を係合または解放する少なくとも1つのバルブ制御バイパス回路とを含む。いくつかの例では、第2バルブ制御バイパス回路を設けて、第1段を連結または解放することができる。シーケンシャルターボチャージャは、エンジン運転中に必要に応じて圧縮給気をスーパーチャージャに供給する。通常および過渡的なエンジン動作条件では、第1段が作動している間は第2段をバイパスすることができる。高圧比が必要な場合、第2段が係合され、それにより、給気圧縮のさらなる段が追加され、スーパーチャージャに投入される給気の圧力が増加し、それにより、給気質量が吸気ポートに送られる(Mdelivered)。 30

## 【0013】

いくつかの態様では、空気処理システムは、EGRループを含むことができる。いくつかのさらなる態様では、EGRループは、シーケンシャルターボチャージャの上流の低圧EGRループと、第1ターボチャージャ段と第2ターボチャージャ段との間の中圧EGRループと、第2段とスーパーチャージャとの間の高圧EGRループのうちの1つを含んでもよい。さらに、空気処理システムは、低圧EGRループ、中圧EGRループ、および高圧EGRループのうちの1つまたは複数を用意することができる。 40

## 【図面の簡単な説明】

## 【0014】

以下に説明する図面は、本発明の原理および実施例を説明することを意図している。それらは限定することを意図するものではなく、必ずしも一定の縮尺ではない。 50

【 0 0 1 5 】

【図 1】ユニフロー掃気を伴う先行技術の 2 サイクル対向ピストンエンジンの概略図であり、「先行技術」と適切に表示されている。

【 0 0 1 6 】

【図 2】対向ピストンエンジンの先行技術の空気処理システムの詳細を示す概略図であり、「先行技術」と適切に表示されている。

【 0 0 1 7 】

【図 3】第 1 の実施形態による 2 サイクル対向ピストンエンジンの空気処理システムの詳細を示す概略図である。

【 0 0 1 8 】

【図 4】第 2 の実施形態による 2 サイクル対向ピストンエンジンの空気処理システムの詳細を示す概略図である。

【 0 0 1 9 】

【図 5】第 3 の実施形態による 2 サイクル対向ピストンエンジンの空気処理システムの詳細を示す概略図である。

【 0 0 2 0 】

【図 6】第 4 の実施形態による 2 サイクル対向ピストンエンジンの空気処理システムの詳細を示す概略図である。

【 0 0 2 1 】

【図 7】第 5 の実施形態による 2 サイクル対向ピストンエンジンの空気処理システムの詳細を示す概略図である。

【 0 0 2 2 】

【図 8】本発明による空気処理システムの制御機構の詳細を示す概略図である。

【発明を実施するための形態】

【 0 0 2 3 】

本開示では、「燃料」は対向ピストンエンジンで利用できる任意の燃料である。燃料は、比較的均質な組成物またはブレンドであってもよい。例えば、燃料は、ディーゼル燃料、天然ガス、ガソリン、または圧縮、パイロット、および/または火花点火によって点火可能な別の同等の燃料を含むことができる。さらに、説明は、空気/燃料混合物の圧縮に起因する点火を考慮するが、いくつかの例では、圧縮点火を支援するグロープラグ、点火プラグ、パイロット噴射、またはレーザ回路などの追加の機構を設けることが望ましい場合がある。

【 0 0 2 4 】

本開示によれば、ピストンが T D C 位置にあるかまたは T D C 位置に近い場合、燃料は、対向するピストンの端面の間に形成された燃焼室で圧縮空気に噴射される。他の態様では、両方のポートが閉鎖された直後に圧縮行程の早期に噴射が行われてもよい。空気は、加圧された周囲空気であることが好ましいが、排気ガスまたは他の希釈剤などの他の成分を含んでいてもよい。このようななどのような場合でも、吸気ポートに供給される加圧空気を「給気」と呼ぶ。

【 0 0 2 5 】

本開示によれば、対向ピストンエンジンには、エンジン制御機構、すなわち、関連するセンサー、アクチュエータ、ならびに空気処理システム、燃料システム、冷却システム、潤滑システム、および他のエンジンシステムを含む様々なエンジンシステムの動作を管理するエンジン全体の他の機械装置に結合された 1 つまたは複数の電子制御ユニットを含むコンピュータベースシステムが設けられる。空気処理システムを管理するエンジン制御要素を集合的に「空気処理制御機構」と呼ぶ。

【 0 0 2 6 】

対向ピストン構造および動作：

図 1 および図 2 は、ユニフロー掃気を伴う先行技術のターボ過給型 2 サイクル対向ピストンエンジン 1 0 を示す。エンジン 1 0 は、少なくとも 1 つのポート付きシリンダー 5 0

10

20

30

40

50

を有する。例えば、エンジンは、１つのポート付きシリンダー、２つのポート付きシリンダー、３つのポート付きシリンダー、または４つ以上のポート付きシリンダーを有することができる。各ポート付きシリンダー５０は、ボア５２と、シリンダー側壁の各端部近くに形成された、または機械加工された、長手方向に離間した排気ポート５４および吸気ポート５６とを有する。排気ポート５４および吸気ポート５６のそれぞれは、隣接する開口部が「ブリッジ」と呼ばれるシリンダー側壁の中実の部分によって分離された１つまたは複数の円周の開口部アレイを含む。いくつかの説明では、各開口部を「ポート」と呼ぶが、このような「ポート」の円周のアレイの構成は、図１に示すポート構造と変わらない。ピストン６０および６２は、その端面６１および６３が互いに対向して、ボア５２内に摺動可能に配置される。ピストン６０は排気ポート５４を制御し、ピストン６２は吸気ポート５６を制御する。図示の例では、エンジン１０は、少なくとも１つのクランクシャフトをさらに含み、好ましくは、エンジンは、２つのクランクシャフト７１および７２を含む。図示の例では、エンジンの排気ピストン６０がクランクシャフト７１に結合され、吸気ピストン６２がクランクシャフト７２に結合されている。

10

#### 【００２７】

ピストン６０および６２がＴＤＣに近づくと、ピストンの端面６１と６３との間のボア５２内に燃焼室が画定される。燃焼タイミングには、最小の燃焼チャンバ容積が生じる圧縮サイクルのポイントが頻繁に参照され、この点を「最小容積」と呼ぶ。燃料は、端面６１と６３との間に位置するシリンダー空間に直接噴射される。いくつかの例では、噴射は最小容積またはそれに近い容積で起こり、他の例では、噴射は最小容積よりも先に行われてもよい。燃料は、シリンダー５０の側壁を通るそれぞれの開口部に配置された燃料噴射ノズル６８および７０を介して噴射される。好ましくは、燃料噴射ノズル６８および７０は、ボア５２の対向する半径方向に燃料のそれぞれの噴霧を噴射するように配置される。燃料は、吸気ポート５６を通してボア５２内に流入した給気と混合する。混合気が端面６１と６３との間で圧縮されると、圧縮空気は燃料を点火させる温度に達し、続いて燃焼が起こる。

20

#### 【００２８】

エンジン１０は、エンジン１０に供給される給気と、エンジン１０によって生成される排気ガスの搬送を管理する空気処理システム８０を含む。代表的な空気処理システム構成は、給気チャンネル（流路）と排気チャンネル（流路）とを含む。空気処理システム８０では、給気源が入口空気を受け取り、処理して給気にする。給気チャンネルは、給気を受け取り、給気をエンジンの少なくとも１つの吸気ポートに運ぶ。排気チャンネルは、他の排気部品への供給のために、エンジンの少なくとも１つの排気ポートから排気生成物を運ぶ。

30

#### 【００２９】

空気処理システム８０は、共通のシャフト１２３上で回転するタービン１２１と圧縮機１２２とを有するターボチャージャ１２０を含む。タービン１２１は排気サブシステムと流体連通し、圧縮機１２２は給気サブシステムと流体連通する。ターボチャージャ１２０は、排気ポート５４から出て、排気ポート５４を通して排出される排気ガスを集める排気マニホールド、プレナム、またはチェスト１２５（便宜上、集合的に「排気マニホールド」）から排気チャンネル１２４に流れる排気ガスからエネルギーを抽出する。これに関して、タービン１２１は、それを通過し、排気出口チャンネル１２８に進む排気ガスによって回転される。これは圧縮機１２２を回転させ、新鮮な空気を圧縮することによって給気を発生させる。給気チャンネル１２６は、圧縮機、スーパーチャージャ１１０、および吸気マニホールド、プレナム、またはチェスト１３０（便宜上、集合的に「吸気マニホールド」という）を含む。給気チャンネルは、エンジンの吸気ポートに送る前に給気を受け入れて冷却するための少なくとも１つの給気冷却器（以下、「冷却器」という）をさらに含んでもよい。圧縮機１２２によって出力された給気は、給気チャンネル１２６を通過して冷却器１２７に流れ、そこでスーパーチャージャ１１０によって吸気ポートに圧送される。スーパーチャージャ１１０によって圧縮された給気は吸気マニホールド１３０に出力される。吸気ポート５６は、吸気マニホールド１３０を介して、スーパーチャージャ１１０によって圧送

40

50

された給気を受ける。スーパーチャージャ 110 の出力と吸気マニホールド 130 への入力との間に第 2 冷却器 129 を設けてもよい。

【0030】

いくつかの態様では、空気処理システム 80 は、燃焼によって生成された排気ガスの一部を、エンジンのポート付きシリンダーを通して再循環させることによって、燃焼によって生成される NOx 排出物を低減するように装備されてもよい。再循環排気ガスは、ピーク燃焼温度を低下させるために給気と混合され、NOx の生成を減少させる。このプロセスは、排気ガス再循環（「EGR」）と呼ばれる。示された EGR 構成は、掃気の際にポート 54 から流れる排気ガスの一部を得て、シリンダーの外部の EGR チャンネル 131 を介して、給気サブシステム内の吸気流入流にそれらを搬送する。再循環排気ガスは、バルブ 138（このバルブは「EGR バルブ」とも呼ばれる）の制御下で EGR チャンネル 131 を流れる。

10

【0031】

図 2 は、空気処理システム 80 をより詳細に示す。これに関して、給気サブシステムは、空気フィルタ 150 を介して圧縮機 122 に空気を供給する。圧縮機 122 が回転すると、圧縮空気が圧縮機の出口から、給気チャンネル 126 を通って、スーパーチャージャ 110 の入口 151 に流入する。スーパーチャージャ 110 によって圧送された給気は、スーパーチャージャの出口 152 を通って吸気マニホールド 130 に流入する。加圧給気は吸気マニホールド 130 からエンジンブロック 160 内に支持されたシリンダー 50 の吸気ポートに供給される。第 2 冷却器 129 は、スーパーチャージャ 110 の出力と吸気マニホールド 130 との間に直列に、給気サブシステム内に設けられてもよい。

20

【0032】

シリンダー 50 の排気ポートからの排気ガスは、排気マニホールド 125 からタービン 121 の入口に流入し、タービン出口から排気出口チャンネル 128 に流入する。いくつかの例では、1 つまたは複数の後処理装置 162 が排気チャンネル 128 内に設けられる。排気は、排気マニホールド 125 とタービン 121 への入力との間の点でチャンネル 124 からの排気を得る高圧 EGR チャンネル 131 を介して再循環することができ、新鮮な給気と混合するための排気を、圧縮機 122 の出力とスーパーチャージャ入力 151 との間の点に供給する。これに代えて（または追加的に）、排気は、排気出口 128 とタービン 121 の出力との間の点で排気を得る低圧 EGR チャンネル 131<sub>LP</sub> を介して再循環することができ、入力の上流で新鮮な給気と混合するための排気を圧縮機 122 に供給する。空気処理システムが高圧 EGR チャンネルを含むと仮定すると、マニホールド 125 から流出する排気の一部は、EGR バルブ 138 の制御下で、EGR チャンネル 131 を通って再循環される。EGR チャンネル 131 は、EGR ミキサー 163 を介して給気サブシステムに結合される。いくつかの例では、必ずしも必要ではないが、EGR 冷却器 164 が、EGR バルブ 138 と EGR ミキサー 163 との間に直列に、EGR チャンネル 131 内に設けられる。他の例では、EGR チャンネル 131 内に冷却器がなくてもよい。図 2 に示すように、低圧 EGR チャンネルも同様に構築することができる。

30

【0033】

空気処理システム 80 は、給気および排気サブシステム内の別個の制御点で、ガス流の制御のために装備されている。給気チャンネルでは、給気流および過給圧は、スーパーチャージャの出口 152 をスーパーチャージャの入口 151 に結合する再循環チャンネル 165 の動作によって制御される。場合によっては、チャンネル 165 は、「バイパスチャンネル（bypass channel）」または「シャントチャンネル（shunt channel）」と呼ばれてもよい。再循環チャンネル 165 は、再循環バルブ 166 の設定に従って、スーパーチャージャの出口 152 から入口 151 への給気流を分流する。再循環チャンネルは、吸気マニホールド 130 内への給気の流れを制御し、それにより吸気マニホールド 130 内の圧力を制御することを可能にする。空気処理システム内の他の制御点に他のバルブを設けてもよい。このような他のバルブには、限定するものではないが、タービンに関連する背圧およびウェイストゲートバルブ、冷却器に関連するバイパスバルブ、およ

40

50



び場合によっては他のバルブが含まれ得る。

【 0 0 3 4 】

いくつかの例では、可変速スーパーチャージャおよび/または可変形状タービンによって、ガス流（および圧力）の追加の制御が提供される。したがって、いくつかの態様では、スーパーチャージャ 1 1 0 は、クランクシャフトまたはエンジンの別の回転要素の 1 つに駆動機構（「駆動装置」）によって結合され、それによって駆動されてもよい。駆動装置は、クラッチを備えた単一速度変速機、段階的変速機、または無段変速機（C V T）装置を含むことができ、その場合、給気流および過給圧は、スーパーチャージャの速度を変化させることによって、変化してもよい。他の例では、スーパーチャージャは、クラッチの有無にかかわらず単一速度の装置であってもよい。タービンが可変形状装置であるこれらの態様では、エンジンの変化する速度および負荷に応じて変化し得る有効開口サイズを有する。

10

【 0 0 3 5 】

高負荷対向ピストンエンジンにおける空気処理：

本発明は、主に対向ピストンエンジンにおける空気処理システムの態様に関し、これらの態様は、対向ピストンエンジンにおける燃料噴射、冷却、潤滑、車載診断などの他のシステムおよび機能と組み合わせることができることを理解されたい。

【 0 0 3 6 】

スーパーチャージャが過給圧を提供し、エンジン動作中にユニフロー掃気を駆動する高負荷 2 サイクルユニフロー掃気対向ピストンエンジンの空気処理システムが、図 3 ~ 図 7 に示される実施形態によって示されており、図 2 による空気処理システムは、本開示に従って変更される。

20

【 0 0 3 7 】

これらの実施形態では、2 サイクルユニフロー掃気対向ピストンエンジンは、ボアと、長手方向に分離された排気ポートおよび吸気ポートと、ボア内に対向して移動するように配置された 1 対のピストンとを有する少なくとも 1 つのシリンダーを含み、ピストン対の第 1 ピストンの移動が排気ポートを制御し、ピストン対の第 2 ピストンの移動が吸気ポートを制御する。スーパーチャージャはエンジンの吸気ポートと流体連通して配置され、吸気ポートから排気ポートへ連続的な正圧差を提供し、エンジンの 2 ストローク運転中に吸気ポートから排気ポートへの一方向のガス流を維持する。多段ターボチャージャ装置（時には「シーケンシャルターボチャージャ」と呼ばれることもある）は、直列に配置された少なくとも 2 つのターボチャージャを含む。各ターボチャージャは、共通のシャフト上で回転するタービンおよび圧縮機を含む。ターボチャージャの圧縮機は、第 1 ターボチャージャの圧縮機出口が第 2 ターボチャージャの圧縮機入口と流体連通し、第 2 ターボチャージャの圧縮機出口がスーパーチャージャの入口と流体連通するように、スーパーチャージャと直列に配置される。第 1 および第 2 ターボチャージャのタービンは、第 2 ターボチャージャのタービン入口が排気ポートと流体連通し、第 1 ターボチャージャのタービン入口が、第 2 ターボチャージャのタービン出口に接続されるように、エンジンの排気ポートと直列に配置される。

30

【 0 0 3 8 】

各実施形態では、空気処理システムは、1 つまたは複数のシリンダー吸気ポートに結合された出口と、スーパーチャージャの吸気に圧縮空気を提供するための 1 つまたは複数のターボチャージャとを有するスーパーチャージャを含む質量空気チャネル（「給気チャネル」と呼ばれる）で構成される。いくつかの実施形態は、E G R ループをさらに含む。

40

【 0 0 3 9 】

第 1 の空気処理実施形態：

本発明による第 1 の空気処理の実施形態を図 3 に示す。この実施形態は、2 サイクルユニフロー掃気対向ピストンエンジン 3 0 2 を含む。エンジン 3 0 2 は、図 1 および図 2 のシリンダー 5 0 のように、1 つまたは複数のシリンダーを含む。燃料、冷却液、および潤滑剤は、エンジンに供給されるが、そのためのシステムは図示されていない。エンジン 3

50

02には空気処理システム300が装備される。空気処理システム300は、新鮮な空気をエンジン302に送り、エンジン302から排出する。空気処理システム300は、エンジン302の1つまたは複数の吸気ポート（図示せず）と流体連通するスーパーチャージャ305と、スーパーチャージャ305と直列のシーケンシャルターボチャージャ306とを含む。

#### 【0040】

スーパーチャージャ305は、入口307および出口309を含む。望ましくは、出口309は、給気がエンジン302の吸気マニホールド（図示せず）に供給される給気冷却器（CAC）310に結合される。スーパーチャージャ305は、エンジン302のクランクシャフトによって駆動される容積式装置であり、いくつかの態様では、スーパーチャージャ305は、クランクシャフトに直接的にまたは間接的に結合されたスーパーチャージャ駆動装置315によって作動される。好ましくは、駆動装置315は、駆動装置315をクランクシャフトに結合し、クランクシャフトから駆動装置315を切り離すクラッチ機構を含むか、または関連付けられる。ドライブがクランクシャフトに結合されると、スーパーチャージャ305が作動して、シーケンシャルターボチャージャ306によって生成された加圧された給気の流れを吸気ポート56に加速（昇圧する）する。一方、駆動装置315が切り離される場合、スーパーチャージャはクランクシャフトによって駆動されなくなる。スーパーチャージャ再循環（SC RECIRC）バルブ311を含むスーパーチャージャ再循環チャネル313がスーパーチャージャ305の入口307と出口309との間に接続される。スーパーチャージャ305が駆動される場合、バルブ311を開くことにより、加圧された給気がスーパーチャージャ305の出口309から入口307に再循環され、これにより昇圧の調整が可能になる。スーパーチャージャ305が駆動されない場合、バルブ311を開くことにより、加圧された給気がスーパーチャージャ305をバイパスして吸気ポート56に流入する。

#### 【0041】

シーケンシャルターボチャージャ306は、低圧運転用の第1段ターボチャージャ312と、高圧運転用の第2段ターボチャージャ314と、第2段ターボチャージャ314に係合または解放するバルブ制御バイパス回路316とを含む。第1段ターボチャージャ312は、共通のシャフト上で回転する低圧圧縮機および低圧タービンを含む。第2段ターボチャージャ314は、共通のシャフト上で回転する高圧圧縮機および高圧タービンを含む。場合によっては、第1段ターボチャージャおよび第2段ターボチャージャは、それぞれ「大型」および「小型」ターボチャージャと呼ばれる。バルブ制御バイパス回路316は、高圧圧縮機の入口と出口との間に接続された圧縮機（COMP）バイパスバルブ316cと、高圧タービンの入口と出口との間に接続されたタービン（TURBO）バイパスバルブ316tとを含む。

#### 【0042】

第1の空気処理の実施形態は、低圧圧縮機、高圧圧縮機、およびスーパーチャージャ305を含む給気チャネル320を含む。加圧されていない新鮮な空気は、空気入口を介して給気チャネルに入り、空気フィルタ322を通して低圧圧縮機の入口に流れる。低圧圧縮機の出口は、高圧圧縮機の入口に結合される。いくつかの態様では、給気チャネル320は、低圧圧縮機の出口と高圧圧縮機の入口との間に配置された給気冷却器（CAC）323を含む。これらの場合、圧縮機バイパスバルブ316cは、CAC323の入口と高圧圧縮機の出口との間に接続される。給気チャネル320では、高圧圧縮機の出口がスーパーチャージャ305の入口307に結合される。いくつかの態様では、給気チャネル320は、高圧圧縮機の出口とスーパーチャージャ305の入口307との間に配置されたCAC325を含む。エンジン302内の燃焼用の加圧給気は、スーパーチャージャ305の出口309から吸気マニホールド（図示せず）を通してエンジンの給気口に流れる。

#### 【0043】

第1の空気処理の実施形態は、低圧タービンおよび高圧タービンを含む排気チャネル340を含む。高圧タービンの出口は、低圧タービンの入口に結合される。低圧タービンの

10

20

30

40

50

出口は、排気が大気に排出される排気出口に結合される。いくつかの例では、排気チャネルは、低圧タービンの出口に結合された、第1ターボチャージャ312の下流にある1つまたは複数の後処理装置342を含むことができる。エンジン302における燃焼によって生成された排気ガスは、排気マニホールド（図示せず）から高圧タービンの入口へと排気チャネル340に流入する。排気チャネル340を流れる排気ガスは、低圧および高圧タービンを駆動する。

#### 【0044】

追加の実施形態：

場合によっては、図3の空気処理システムは、エンジンによって生成された排気ガスの一部を給気チャネルに循環させるように動作可能な排気ガス再循環（EGR）ループを装備してもよい。この点に関して、本発明による第2、第3、第4および第5の空気処理の実施形態の各々は、図3に示すようなEGRループを有する給気および排気チャネルを含む。いずれの場合においても、EGRループは、排気チャネル340に接続された入口と、給気チャネル320に接続された出口と、EGRループ入口とEGRループ出口との間のEGRバルブとを含む。

10

#### 【0045】

図4に示す第2の実施形態では、高圧EGRループ400は、ループ入口402と、ループ出口403と、ループ入口とループ出口との間のEGRバルブ405とを含む。ループ入口402は、第2ターボチャージャ314のタービンの上流の、エンジン302のマニホールド出口とタービンバイパスバルブ316tとの間の排気チャネル340に結合される。ループ出口403は、第2ターボチャージャ314の圧縮機の下流の、圧縮機バイパスバルブ316cとCAC325の入口との間の給気チャネル320に結合される。

20

#### 【0046】

図5に示す第3の実施形態では、中圧EGRループ500は、ループ入口502と、ループ出口503と、ループ入口とループ出口との間のEGRバルブ505とを含む。ループ入口502は、タービンバイパスバルブ316tと低圧タービンの入口との間の排気チャネル340に結合される。ループ出口503は、CAC323の入口と低圧圧縮機の出口との間の給気チャネル320に結合される。さらに、再循環された排気を冷却することが望ましいため、CAC323は、この目的のために連続的に利用でき、その場合、高圧圧縮機がバイパスされるとCAC325は冗長になる。この場合、圧縮機バイパスバルブ316cは、高圧圧縮機の入口とCAC325の出口との間に接続される。

30

#### 【0047】

図6に示す第4の実施形態では、低圧EGRループ600は、ループ入口602と、ループ出口603と、入口と出口との間のEGRバルブ605と、EGRバルブ605の下流のEGR冷却器607とを含む。ループ入口602は、低圧タービンの出口の下流の排気チャネル340に結合される。排気チャネル340が後処理装置342を含む場合、ループ入口602は、低圧タービンの出口と後処理装置342との間の排気チャネル340に結合される。ループ出口603は、低圧圧縮機の入口の上流の給気チャネル320に結合される。給気チャネル320が空気フィルタ322を含む場合、ループ出口603は、低圧圧縮機の入口と空気フィルタとの間の給気チャネル320に結合される。EGRバルブ605は、ループ入口602とEGR冷却器607との間のEGRループ600内に配置される。この実施形態では、圧縮機バイパスバルブ316cは、図3および図4に示すようにCAC323および高圧圧縮機、または図5および図6に示すように高圧圧縮機およびCAC325をバイパスするように接続されてもよい。

40

#### 【0048】

図7に示す第5の実施形態は、図4に示す第2の実施形態の変形例である。この実施形態では、第1段ターボチャージャを係合または解放するために、第2バルブ制御バイパス回路330が設けられる。第2バイパス回路330は、第1ターボチャージャ312に関連し、第1ターボチャージャの圧縮機と並列に配置された圧縮機（COMP）バイパスバルブ330cを含む。圧縮機バイパスバルブ330cは、空気入口からの加圧されてい

50

い新鮮な空気を第1ターボチャージャ312の圧縮機を通過させる閉設定と、加圧されていない新鮮な空気を圧縮機を乗り越して導く開設定とを有する。好ましい実施形態では、圧縮機バイパスバルブ330cは、低圧圧縮機の入口と給気冷却器323の出口との間に接続される。この実施形態では、COMPバイパスバルブ316cは、高圧圧縮機の入口と出口との間に接続される。

【0049】

第2バイパス回路330は、第1ターボチャージャ312に関連し、第1ターボチャージャ312のタービンと並列に配置されたタービン(TURBO)バイパスバルブ330tをさらに含む。タービンバイパスバルブ330tは、排気ガスを第2ターボチャージャ314のタービンを通過させる閉設定と、排気ガスを第1ターボチャージャ312のタービンのタービンを乗り越して導く開設定とを有する。タービンバイパスバルブ330tは、低圧タービンの入口と出口との間に接続されている。

10

【0050】

第5の実施形態は、再循環排気が高圧EGRループ400を介して送られ、高圧タービンが可変形状(VGT)タービン装置である場合に特に有用であり、追加のバイパス回路330は、特定のエンジン動作点で所望の掃気比を達成し、同時にピークシリンダー圧力限界を下回るようにすることができる。

【0051】

空気処理制御機構：

図8に示すように、空気処理システム300のガス搬送構成の制御は、プログラムされたECU(エンジン制御ユニット)740、ECU上で実行される空気処理アルゴリズム、空気処理バルブ311、316c、316t、330c、および330t、ならびにエンジンセンサーを含む制御機構により実現される。いくつかの態様では、空気処理制御機構は、スーパーチャージャ駆動装置315、および可能であれば、低圧タービンおよび高圧タービンの形状を制御する他の駆動装置をさらに含むことができる。空気処理システムの制御は、空気処理バルブの設定を変更することによって行なわれる。これに関して、例えば、再循環バルブ311は、ECU740がスーパーチャージャ305を通る給気の流れを制御できるように、スーパーチャージャに関連付けられている。スーパーチャージャ再循環バルブ311は、スーパーチャージャ305によって生成された加圧された給気を、出口309を入口307に接続する再循環チャンネル313を介してガス抜きし(図3~7参照)、エンジン302の吸気ポート56における給気圧を調整し、サージを減衰させる。圧縮機バイパスバルブ316cおよびタービンバイパスバルブ316tは、ECU740がエンジントルクの要求の突然の増加にตอบสนองして昇圧するために、必要に応じてスーパーチャージャに供給される給気の質量を制御することを可能にする第2段ターボチャージャ314に関連付けられ、図7の第5の実施形態では、圧縮機バイパスバルブ330cおよびタービンバイパスバルブ330tによって追加の制御が提供される。

20

30

【0052】

圧縮機バイパスバルブ316cは、第2ターボチャージャ314の圧縮機と並列に配置され、第1ターボチャージャ312の圧縮機からの加圧空気を第2ターボチャージャ314の圧縮機を通過させる閉設定と、第1ターボチャージャ312の圧縮機からの加圧空気を、第2ターボチャージャ314の圧縮機を乗り越して、スーパーチャージャ305の入口307に導く開設定とを有する(第3および第4の実施形態のように直接か、または第1および第2の実施形態のようにCAC325を介するかのいずれか)。

40

【0053】

タービンバイパスバルブ316tは、第2ターボチャージャ314のタービンと並列に配置され、エンジンの排気ポートからの排気ガスを、第2ターボチャージャ314のタービンを通過させる閉設定を有し、また排気ポート54からの排気ガスを、第2ターボチャージャ314のタービンを乗り越して第1ターボチャージャ312のタービンに導く開設定を有する。

【0054】

50

図 7 に示す第 5 の実施形態では、圧縮機バイパスバルブ 330c は、第 1 ターボチャージャ 312 の圧縮機および給気冷却器 323 と並列に配置され、周囲環境からの新鮮な空気を第 1 のターボチャージャ 312 の圧縮機を通過させる閉設定と、周囲環境からの新鮮な空気を第 2 のターボチャージャ 314 の圧縮機入口に導く開設定とを有する。タービンバイパスバルブ 330t は、第 1 ターボチャージャ 312 のタービンと並列に配置され、排気ガスを第 1 ターボチャージャ 312 のタービンを通過させる閉設定を有し、また排気ガスを第 2 ターボチャージャ 314 のタービンを通り越して後処理装置 342 に導く開設定を有する。

#### 【0055】

高速かつ精密な自動運転のために、これらおよび他の空気処理バルブは、段階的または連続的に可変の設定を有する高速コンピュータ制御装置であることが好ましい。ECU740 は、ECU が発する制御信号に応答して空気処理バルブを作動させるアクチュエータ（図示せず）と制御的に通信する。

#### 【0056】

ECU740 は、様々なセンサーを介して空気処理システムの動作状態を監視する。これに関して、例えば、スーパーチャージャの入り口および出口給気圧は、ガス圧センサーで測定することができる。給気サブシステムへの空気質量流量は、低圧圧縮機の上流の質量空気流量（MAF）センサーによって測定することができ、EGR チャンネルの排気質量流量は、EGR バルブの下流のセンサーによって測定することができ、スーパーチャージャ入口におけるガス温度は、ガス温度センサーによって測定することができる。具体的には、ECU740 は、ガス圧力センサー P によって、吸気マニホールド 745 での給気圧を検出する。さらに、ECU740 は、エンジンのクランクシャフトの 1 つに係合する速度センサー 749 によって、エンジン速度およびクランクシャフト角度（CA）を検出する。いくつかの要因を用いて、ECU740 はエンジン負荷を計算する。エンジン負荷の要因は、例えば、燃料流量、アクセル/スロットル位置、エンジン速度、環境条件、および場合によっては他の要因を含むことができる。プログラムされた制御モジュールを使用して、ECU740 は、定常状態モジュール 751 に実装されたアルゴリズムを使用する定常状態モードと、過渡モジュール 752 に実装されたアルゴリズムを使用する過渡モードと、他のモードでエンジンを動作させる。

#### 【0057】

図 3 および図 8 に示すように、シーケンシャルターボチャージャ 306 の高圧段および低圧段は、空気処理バルブ 316c および 316t ならびに空気処理バルブ 330c および 330t を操作する ECU740 によって、スーパーチャージャ 305 に供給される質量空気圧を変化させるように動作することができる。排気チャンネル 340 に関して、バルブ 316t が全閉に作動されると、エンジン 302 内の燃焼によって生成された排気が高圧タービンを駆動し、バルブ 316t が全開に作動されると、排気は高圧タービンをバイパスする。いずれの場合も、排気は低圧タービンに流入し、低圧タービンを駆動する。しかしながら、第 1 の場合には、排気のエネルギーは高圧タービンと低圧タービンとに分割され、第 2 の場合には、低圧タービンが全ての排気エネルギーを受け取る。

#### 【0058】

給気チャンネル 320 に関して、空気は、低圧圧縮機によって受け取られ、圧縮される。低圧圧縮機によって生成された圧縮空気は、高圧圧縮機の入口に向かって流れる。バルブ 316c が全閉になると、低圧圧縮機によって生成された圧縮空気のすべてが高圧圧縮機によってさらに圧縮され、これにより、低圧段によって通常生成される給気圧よりも給気圧が高くなる。バルブ 316c が全開になると、低圧圧縮機を出る圧縮空気は高圧圧縮機をバイパスする。いずれの場合も、圧縮給気は、スーパーチャージャ 305 に流入し、スーパーチャージャ 305 によって加速される。しかしながら、給気が両方の圧縮機によって圧縮される場合、低圧圧縮機のみによって圧縮される場合よりも高い圧力（したがって、より高い質量）を有する。したがって、スーパーチャージャに入力された給気はより大きい質量を有し、両方の圧縮機がオンライン状態にある場合、燃焼のために供給される給

10

20

30

40

50

気質量 (M d e l i v e r e d) はより大きい。その結果、単一の圧縮機によって供給される場合ほど、応答して昇圧を供給するためにスーパーチャージャを激しく駆動する必要がない。その結果、高トルク要求時のスーパーチャージャ作動に起因するポンピングロス を低減することができる。

【 0 0 5 9 】

好ましくは、バイパスバルブ 3 1 6 c および 3 1 6 t は、トルク要求の変化に円滑に 10  
応答するために、E C U 7 4 0 によって一緒に作動される (バイパスバルブ 3 3 0 c および 3 3 0 t と同様に)。空気処理バルブの段階的または連続的に可変の動作が与えられると、高圧ターボチャージャ 3 1 4 は、徐々に (および円滑に) 作動中および作動外に移行することができる。したがって、定常運転モードで遭遇する低負荷低エンジン速度に対して、E C U 7 4 0 は、バイパスバルブを全開に保持し、それにより高圧ターボチャージャ 3 1 4 をバイパスし、低圧ターボチャージャ 3 1 2 のみでスーパーチャージャ 3 0 5 に供給する空気を圧縮することを可能にする。トルク要求が急激に上昇してエンジン速度および負荷がエンジン動作の過渡モードに移行する場合、E C U 7 4 0 はバイパスバルブを閉じ、それにより高圧ターボチャージャによる (M d e l i v e r e d) における昇圧への要求の迅速な応答を誘導する。過渡動作中、E C U 7 4 0 は、必要な昇圧レベルに応じて、バイパスバルブ 3 1 6 c および 3 1 6 t (および / またはバイパスバルブ 3 3 0 c および 3 3 0 t) を適切に設定する。次いで、トルク要求が減少するにつれて (エンジン速度および負荷の減少によって示されるように)、E C U 7 4 0 は、エンジン速度 / 負荷が定常状態動作モードに戻るとき、バイパスバルブを徐々にリセットする。 20

【 0 0 6 0 】

ここでは、給気冷却器の役割をより明確に理解することができる。圧縮空気は、給気チャネル内の圧縮機およびスーパーチャージャに沿って通過するため、圧力の増加に伴う温度上昇による膨張により、質量が減少し始める。給気冷却器を通ることにより、圧縮空気の温度が低下し、それによって質量が維持される。

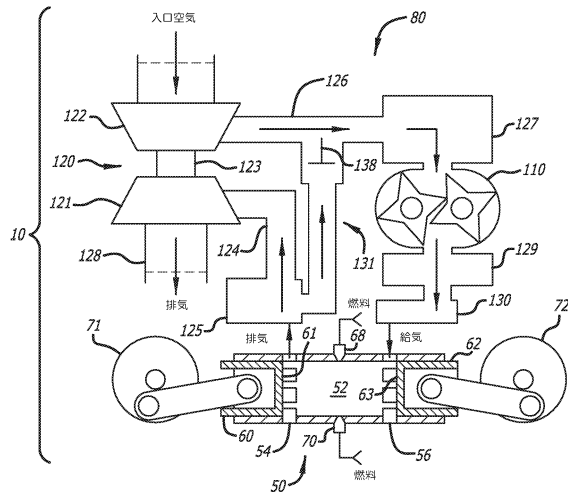
【 0 0 6 1 】

図 4 ~ 8 に示すように、N O x の制御は、E C U 7 4 0 によって実行される定常状態アルゴリズムおよび過渡アルゴリズムを、E G R バルブ ( 1 もしくは複数 ) の制御によって、高圧、中圧、および低圧 E G R ループのいずれか 1 つまたは任意の組合せにおいて、再循環排気の変調を含むように適合させることによって、図 3 の高負荷空気処理の実施形態に維持できる。 30

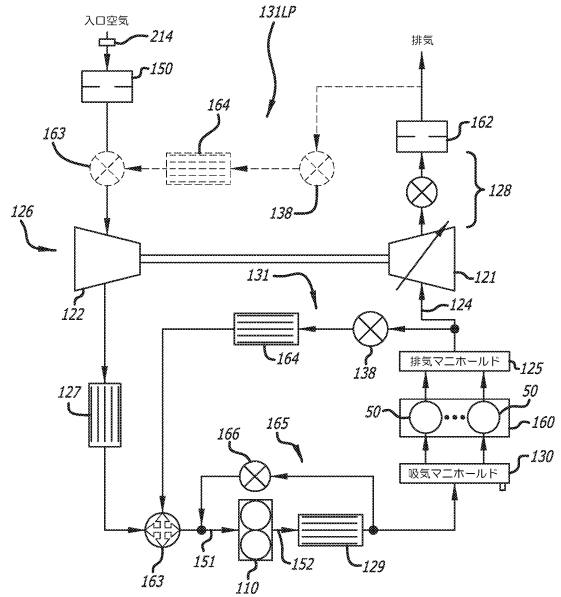
【 0 0 6 2 】

本開示は、高負荷 2 サイクルユニフロー掃気対向ピストンエンジンに関する特定の空気処理の実施形態を記載しているが、これらの実施形態は、本開示の基本原則の単なる例として記載されている。したがって、実施形態はいかなる限定的な意味にも考えられるべきではない。

【図 1】

FIG. 1  
(先行技術)

【図 2】

FIG. 2  
(先行技術)

【図 3】

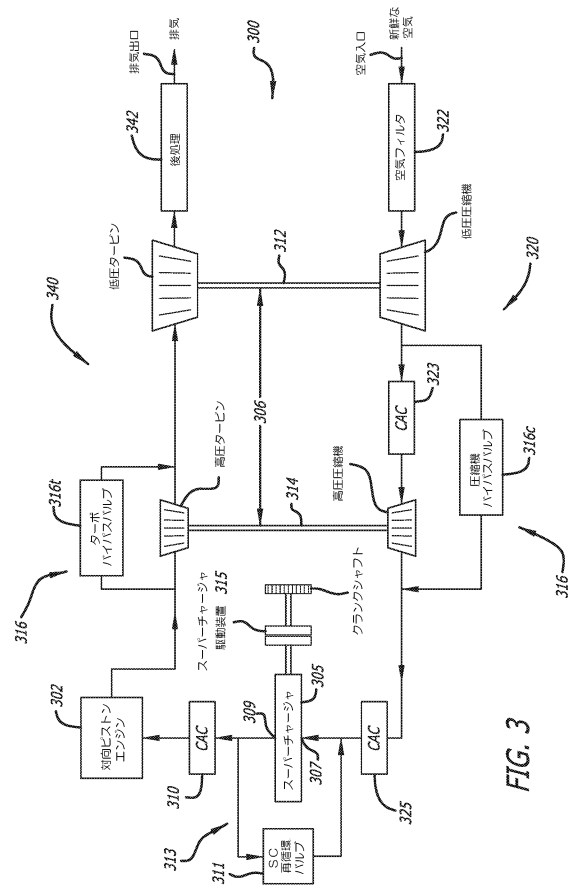


FIG. 3

【図 4】

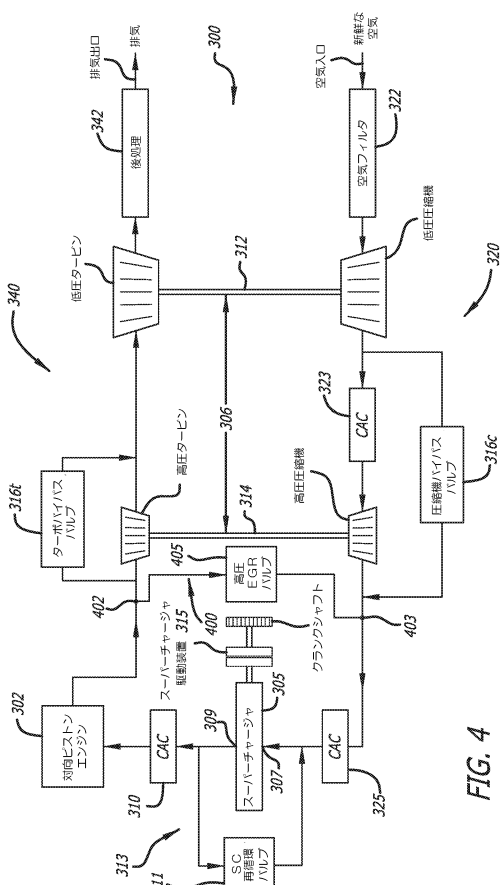


FIG. 4

【図 5】

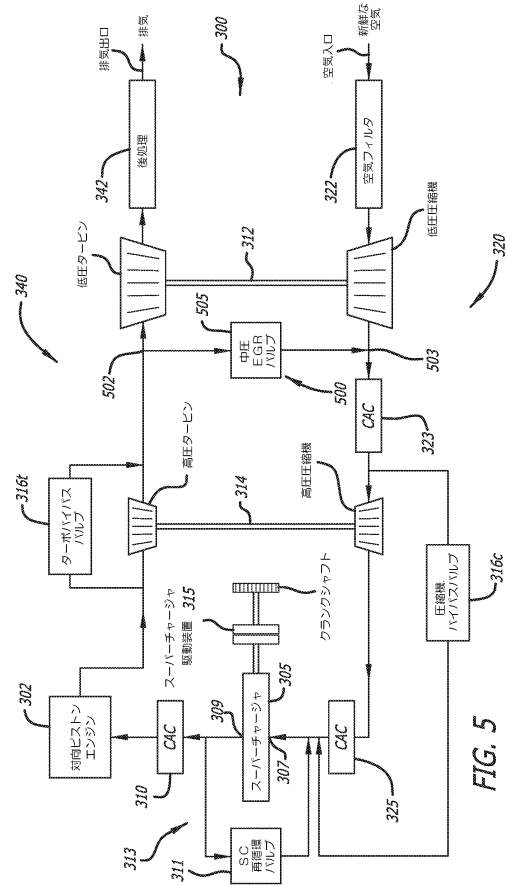


FIG. 5

【図 6】

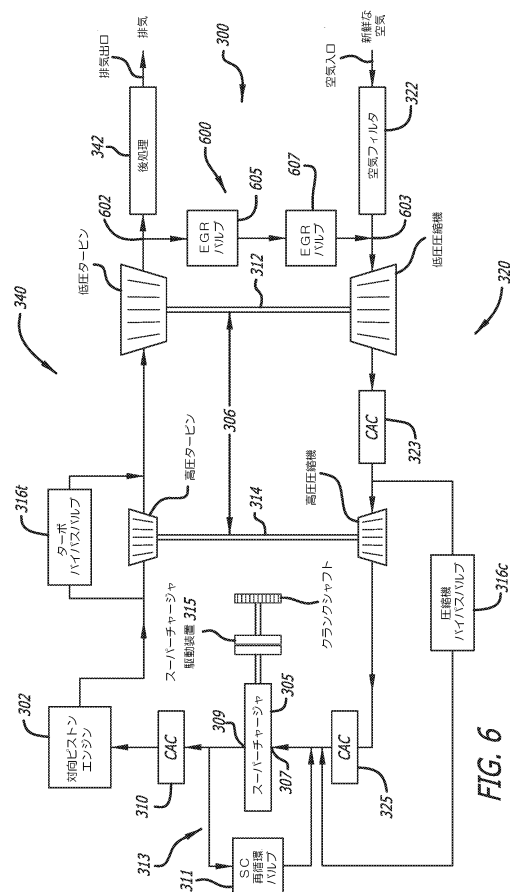


FIG. 6

【図 7】

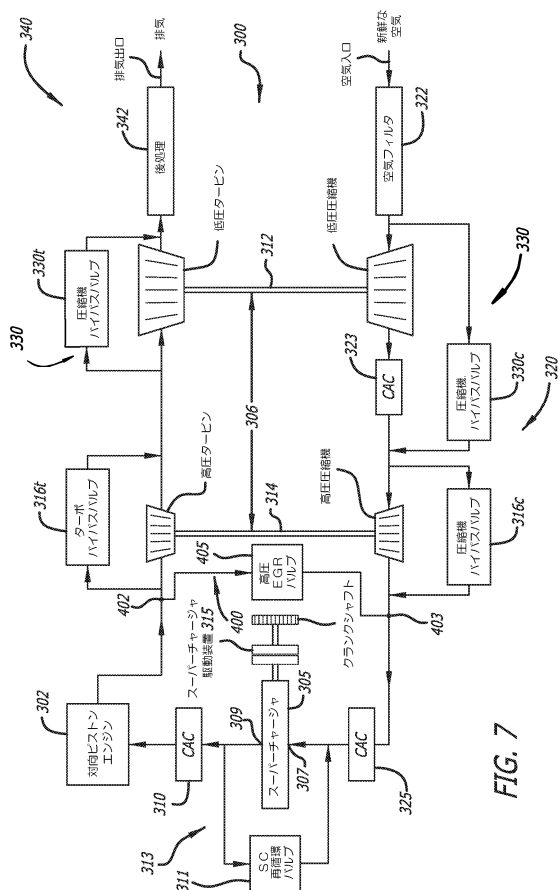
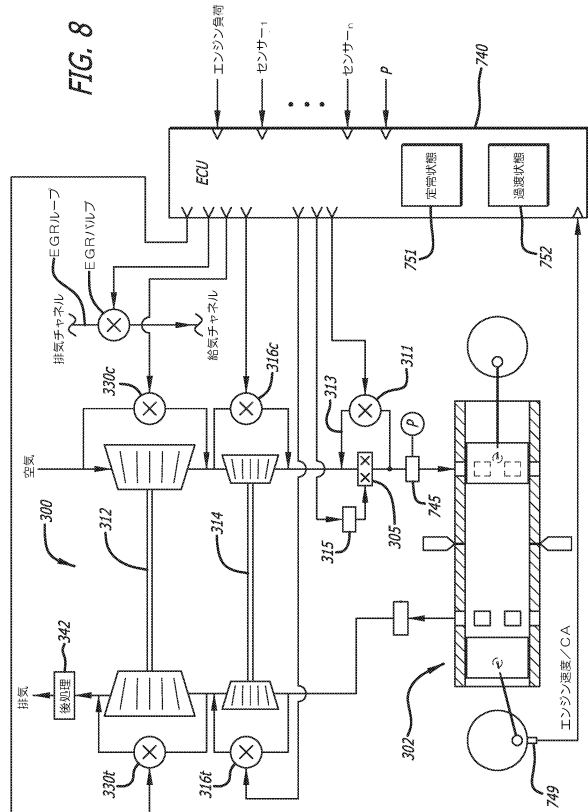


FIG. 7

【図 8】





## フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I  
F 0 2 M 26/42 (2016.01) F 0 2 M 26/08 3 1 1  
F 0 2 M 26/08 3 2 1  
F 0 2 M 26/08 3 3 1  
F 0 2 M 26/08 3 4 1  
F 0 2 M 26/08 3 5 1  
F 0 2 M 26/42

(72)発明者 チャン, マイケル  
アメリカ合衆国 カリフォルニア州 9 2 1 2 3, サン ディエゴ, アパートメント 3 5 9, カ  
ーニー ヴィラ ロード 3 4 5 5

審査官 小林 勝広

(56)参考文献 国際公開第 2 0 1 5 / 1 2 3 2 6 2 ( W O , A 1 )  
特開 2 0 1 0 - 1 2 1 5 2 1 ( J P , A )  
特開 2 0 0 6 - 2 1 4 3 4 7 ( J P , A )

(58)調査した分野(Int.Cl., D B 名)  
F 0 1 B 1 / 0 1 - 3 1 / 3 6  
F 0 2 B 3 3 / 0 0 - 4 1 / 1 0、4 7 / 0 8 - 4 7 / 1 0、  
6 1 / 0 0 - 7 9 / 0 0  
F 0 2 M 2 6 / 0 0 - 2 6 / 7 4