

(19) 日本国特許庁(JP)

## (12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2007-162685

(P2007-162685A)

(43) 公開日 平成19年6月28日(2007.6.28)

(51) Int.CI.

FO2D 17/02

(2006.01)

F 1

FO2D 17/02

FO2D 17/02

テーマコード(参考)

3GO92

R

H

審査請求 未請求 請求項の数 7 O L 外国語出願 (全 25 頁)

(21) 出願番号 特願2006-321070 (P2006-321070)  
 (22) 出願日 平成18年11月29日 (2006.11.29)  
 (31) 優先権主張番号 0512286  
 (32) 優先日 平成17年11月30日 (2005.11.30)  
 (33) 優先権主張国 フランス (FR)

(71) 出願人 591007826  
 アンスティテュ フランセ デュ ペトロ  
 ール  
 INSTITUT FRANCAIS DU PETROLE  
 フランス国 92852 リュエイユ マ  
 ルメゾン セデックス アヴニュ ド ボ  
 ワーブレオ 1エ4  
 (74) 代理人 100123788  
 弁理士 宮崎 昭夫  
 (74) 代理人 100106138  
 弁理士 石橋 政幸  
 (74) 代理人 100127454  
 弁理士 緒方 雅昭

最終頁に続く

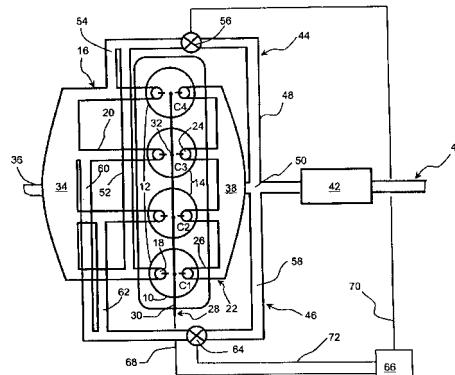
(54) 【発明の名称】特にガソリンタイプまたはディーゼルタイプの内燃エンジンの吸気の制御方法と該制御方法を使用したエンジン

## (57) 【要約】 (修正有)

【課題】触媒の起動に必要な時間を短縮し、燃料の過剰消費を最小にし、触媒温度が触媒のライトオフまで上昇する間に発生する汚染物質の排出を減少させる。

【解決手段】エンジンが低速および/または低トルクで動作しているときに、排気浄化手段の温度上昇を速くするために、排気温度が上昇するように、全供給のうち、2つのグループの一方のグループのシリンダに、他方のグループのシリンダよりも多量の燃料量、空気量、排気再循環量を供給する。

【選択図】図1



**【特許請求の範囲】****【請求項 1】**

少なくとも 1 つのシリンダ ( C 1 ~ C 4 ) を有している少なくとも 2 つのグループ ( 1 2 、 1 4 ) を有している内燃エンジンの吸気を制御する方法であって、前記エンジンの動作に対して供給がされ、排気ライン ( 4 0 、 9 4 、 1 0 0 ) は少なくとも 1 つの排気浄化手段 ( 4 2 、 9 6 、 1 0 2 ) を有する方法において、

前記エンジンが低速および / または低トルクで動作しているときに、

前記エンジンを動作させるために前記複数のシリンダ内にされる全供給を求ることと、

前記排気浄化手段 ( 4 2 、 9 6 、 1 0 2 ) の温度の上昇を速くすることができるよう<sup>10</sup>に、排気温度が上昇するように、前記全供給のうち、前記 2 つのグループの一方のグループ ( 1 2 ) の前記シリンダ ( C 1 、 C 4 ) に、他方のグループ ( 1 4 ) の前記シリンダ ( C 2 、 C 3 ) よりも大きな割合を供給することと、を特徴とする方法。

**【請求項 2】**

前記全供給のたかだか全部の供給を前記 2 つのグループ ( 1 2 、 1 4 ) の一方のグループの前記シリンダにすることを特徴とする、請求項 1 に記載の内燃エンジンの吸気を制御する方法。

**【請求項 3】**

前記 2 つのグループの一方のグループ ( 1 2 ) の前記シリンダ ( C 1 、 C 4 ) に前記全供給の実質的に 75 % の割合を供給し、他方のグループ ( 1 4 ) の前記シリンダ ( C 2 、 C 3 ) に前記全供給の残りを供給することを特徴とする、請求項 1 に記載の内燃エンジンの吸気を制御する方法。<sup>20</sup>

**【請求項 4】**

前記供給は前記複数のシリンダ内に噴射される燃料の量からなることを特徴とする、請求項 1 から 3 のいずれか 1 項に記載の内燃エンジンの吸気を制御する方法。

**【請求項 5】**

前記供給は前記複数のシリンダ内に供給される燃料混合気の量からなることを特徴とする、請求項 1 から 3 のいずれか 1 項に記載の内燃エンジンの吸気を制御する方法。

**【請求項 6】**

前記少なくとも 2 つのグループのシリンダの間で前記全供給の最も大きな割合の吸気を切り替えることを特徴とする、請求項 1 から 5 のいずれか 1 項に記載の内燃エンジンの吸気を制御する方法。<sup>30</sup>

**【請求項 7】**

前記全供給の最も大きな割合を受ける前記シリンダのグループのシリンダの燃焼遅れを増加させることを特徴とする、請求項 1 に記載の内燃エンジンの吸気を制御する方法。

**【発明の詳細な説明】****【技術分野】****【0001】**

本発明は、内燃エンジン、特にガソリンタイプまたはディーゼルタイプの内燃エンジンの吸気を制御する方法と、そのような方法を使用しているエンジンに関する。<sup>40</sup>

**【背景技術】****【0002】**

一般的にこのタイプのエンジンでは、排気はこの排気を大気に排出する前に浄化する手段を備えている排気ラインを通じて大気に排出される。

**【0003】**

この浄化手段は、このガスが貫流し、このガスに含まれている何らかの汚染物質を除去することを目的とした触媒であることが有利である。触媒の主な機能、特にいわゆる「 3 元」触媒の機能は、未燃焼炭化水素 ( H C ) と一酸化炭素 ( C O ) とを酸化し、排気中に通常存在する汚染物質である窒素酸化物 ( N O x ) を減少させることである。

**【0004】**

10

20

30

40

50

この種類の触媒は、(200程度の)ライトオフと呼ばれる動作開始つまり始動の最低温度に達したときにだけその役割を果たすことができるることは公知である。この温度レベルは、触媒に備わっている触媒要素と排気中に含まれている汚染物質との間の反応を起こさせるには必須である。しかし、特にエンジンの始動後のエンジンの低温動作期間中は、触媒の温度の上昇は十分に速くなく、そのため未処理の排気が大気中に排出される原因となる。その結果、排気の浄化と、したがって、自動車エンジンに適用される、ますます厳格になっている基準への適合にはこの触媒の温度上昇速度の加速が必要となる。この問題は、(動作温度において)触媒の温度が高くエンジンの温度が高いときと、エンジンがアイドル速度などの低速および/または低トルクで動作しているときにも発生する。そのような構成では、エンジンから排出される排気は、触媒が十分に効果を発揮するように触媒温度を十分に高く維持することができず、逆に触媒を通して流れることによって触媒を冷却する温度(200未満)である。

10

20

30

40

## 【0005】

触媒温度を急速に上昇させるために、この問題には多くの解決策が用意されてきた。これらの解決策は、ディーゼルエンジンの場合には空気不足にしてシリンダ内に存在している燃料混合気の空燃比を短時間上昇させることによって、またはガソリンエンジンの場合には遅延燃焼と共にシリンダ内に噴射する燃料を増加させ、平行して空気を排気ラインに噴射して触媒の上流で排気の再燃焼を発生させることによって、本質的には排気温度を上昇させることにある。

10

20

30

## 【0006】

そのような解決策の主な欠点は、燃料消費が非常に顕著に上昇し、運転の快適性を損なうことである。さらに、空燃比の増大つまり排気の再燃焼によって、触媒で処理できない汚染物質の排出が増加することである。

30

40

## 【0007】

本発明は、触媒の起動に必要な時間を短縮し、燃料の過剰消費を最小にし、触媒温度が触媒のライトオフまで上昇する間に発生する加熱されていない汚染物質の排出を減少させながら、排気温度を急速に上昇させることができるエンジン吸気制御方法によって前述の欠点を解決することを目的としている。

30

40

## 【発明の開示】

## 【0008】

そのため、本発明は、少なくとも1つのシリンダを有している少なくとも2つのグループを有している内燃エンジンの吸気を制御する方法であって、エンジンの動作に対して供給がされ、排気ラインは少なくとも1つの排気浄化手段を有する方法において、

エンジンが低速および/または低トルクで動作しているときに、  
エンジンを動作させるために複数のシリンダ内にされる全供給を求めることと、  
排気浄化手段の温度の上昇を速くすることができるよう、排気温度が上昇するよう、  
全供給のうち、より大きな割合を、2つのグループの一方のグループのシリンダに、他方のグループのシリンダよりも大きな割合を供給することと、を特徴とする方法に関する。  
。

30

40

## 【0009】

本方法は、全供給のたかだか全部の供給を2つのグループの一方のグループのシリンダにしてもよい。

30

40

## 【0010】

本方法は、2つのグループの一方のグループのシリンダに全供給の実質的に75%の割合を供給し、他方のグループのシリンダに全供給の残りを供給してもよい。

30

40

## 【0011】

供給は複数のシリンダ内に噴射される燃料の量からなってもよい。

30

40

## 【0012】

供給は複数のシリンダ内に供給される燃料混合気の量からなってもよい。

30

40

## 【0013】

本方法は、少なくとも 2 つのグループのシリンダの間で全供給の最も大きな割合の吸気を切り替えてよい。

【0014】

本方法は全供給の最も大きな割合を受けるシリンダのグループのシリンダの燃焼遅れを増加させてもよい。

【0015】

本発明のその他の特徴と利点は、添付の図面を参照して、非限定的な例によって説明する以降の説明を読むことで明らかになろう。

【図面の簡単な説明】

【0016】

【図1】本発明の方法を使用している内燃エンジンを模式的に示している図である。

【図2】本発明の方法を使用している内燃エンジンの変形例を模式的に示している図である。

【図3】本発明の方法を実装した結果として、従来技術に対する排気温度の増加を示しているグラフである。

【図4】本発明の方法を実装した結果として、従来技術に対する未燃焼炭化水素の排出の減少を示しているグラフである。

【図5】本発明の方法を実装した結果として、従来技術に対する一酸化炭素の排出の減少を示しているグラフである。

【図6】本発明の方法を実装した結果として、従来技術に対する燃焼騒音の減少を示しているグラフである。

【発明を実施するための最良の形態】

【0017】

図1は、本発明の方法を使用している直噴タイプの内燃エンジン、特にディーゼルエンジンの例を示している。

【0018】

このエンジンは、燃料混合気の燃焼が行われる少なくとも 2 つのシリンダ、または少なくとも 1 つのシリンダの少なくとも 2 つのグループを有している。図1の例では、エンジンは以降の説明がより良く理解できるように、図1の下から C1 から C4 の番号が付けられている 4 つのシリンダ 10 を有している。図1のエンジンは、当業者には公知の 1、3、4、2 と呼ばれる点火周期に従って動作する。これらのシリンダ 10 は、シリンダ C1 と C4 とのグループ 12 とシリンダ C3 と C2 とのグループ 14 の 2 つのシリンダの 2 つのグループ 12, 14 に分割されている。この例は、3 つのシリンダ C1、C4、C3 のグループと 1 つのシリンダ C2 のグループとの 2 つのグループや、この点火周期に依存した任意の構成など、その他の全ての構成を除外するものではない。

【0019】

各シリンダ 10 は、吸気弁 18 と吸気管 20 とを備えている少なくとも 1 つの吸気手段 16 と、排気弁 24 と排気管 26 とを備えている少なくとも 1 つの排気手段 22 と、燃料をシリンダ 10 内に直接供給できる噴射ノズル 32 を備えている噴射ランプ 30 などの燃料噴射手段 28 とを有している。吸気手段 16 の 4 つの吸気管 20 は、周囲の空気または過給空気が吸気ライン 36 を通して供給される吸気マニホールド 34 に接続されている。排気手段 22 の 4 つの排気管 26 は、排気ライン 40 に結合している排気マニホールド 38 に開口している。この排気ライン 40 は、この排気ライン 40 内を循環している排気を対象としている浄化手段 42、図1に示しているようなディーゼルエンジンの場合には特に酸化触媒を備えているが、酸化触媒には限定されない。

【0020】

このエンジンは、燃焼排気を 4 つのシリンダ 10 に再供給できるようにする EGR と呼ばれる排気再循環手段を有している。この再循環によって、流体を含んだ燃料の燃焼を制御することができる。特に、この排気の再導入によって、噴射する燃料を燃焼に供給するために、これらのシリンダ 10 内に存在している量の酸素を割り当てることができる。

10

20

30

40

50

## 【0021】

説明している例では、このEGRは、2つの別個のEGR回路44と46とからなる。回路44は、排気ライン40の排気マニホールド38の下流に位置しており、触媒42の上流に位置している点50から始まる排気再循環管48を有している。この管48は、同じグループの両シリンダ10上で開口している2つの分岐ラインに吸気マニホールド34の近くで分岐している。より正確には、グループ12については、分岐ライン52はシリンダC1の吸気管20上に開口しており、他の分岐ライン54はシリンダC4の吸気管20上に開口している。この回路は、点50と両分岐ライン52、54との間に位置しており、排気再循環管48内を循環する排気の量を制御できるようにしているEGR弁と呼ばれる弁56も有している。EGR回路46は、点50から始まり、吸気マニホールド34の近くで2つの分岐ライン60、62に分岐している排気再循環管58も有している。これらの分岐ライン60、62は、両シリンダ10のグループ14上に開口しており、より正確にはシリンダC2とC3の吸気管20上に開口している。同様に、排気再循環管58はEGR弁56と同じ構成のEGR弁64を備えている。

10

## 【0022】

それ自体公知のエンジンコンピュータなどのエンジン制御ユニット66がエンジンの動作を制御している。このエンジン制御ユニットは、エンジン速度などのエンジンの動作条件に従って、エンジンの動作に必要な複数のパラメータを求めることができるように複数のマッピングつまりデータの表を有している。このコンピュータは、制御線68による燃料噴射手段28および制御線70、72によるEGR弁56と64など、このエンジンの構成要素を制御することができる。

20

## 【0023】

エンジンの動作中には、エンジンコンピュータは、このエンジンが冷間動作条件下で動作しているのかどうか、または、エンジンが高温であるが低速および／または低トルクで動作しているかどうかを、特にこのエンジンに通常備わっている温度検出器によって判断する。

## 【0024】

これらの場合、全供給の分配は、4つシリンダ10の2つのグループ12、14の間では非対称になる。特にシリンダ10のグループ12、14の一方は、エンジンへの供給の全体の量を変更することなく、他方よりもより大量的供給を受ける。例として、グループ12、14の一方は最初の全供給の75%を受け、グループ12、14の他方はこの供給の残り、つまり25%を受ける。もちろん、供給しないことによってシリンダ10の一方のグループの動作を停止させる場合も含め、この非対称性をさらに大きくすることができる。その場合、このシリンダ10の吸気弁20と排気弁24は、これらの弁20、24を通した気体の移動動作を使用するよう、作動させたままである。これによって、動作中の2つのシリンダ10のグループに供給される供給を増加させ、排気温度の上昇を助長することができる。

30

## 【0025】

この非対称性を達成するために、コンピュータはそのメモリつまり表に、冷間動作段階で4つのシリンダ10内に噴射しなければならない燃料の総量の計算値を保持している。

40

## 【0026】

従来技術の方法で行われているように各シリンダ10内に燃料の全体量の同じ割合を噴射する代わりに、このコンピュータは4つのシリンダ10の各グループに対して燃料の分配が非対称になるように4つの噴射ノズル32を制御する。したがって、例として、4つのシリンダ10のグループ12、14の一方、たとえばシリンダC1とC4のグループ12は、シリンダC2とC3の他方のグループ14よりも、燃料の全体量のより大きな割合を受ける。

## 【0027】

シリンダC1とC4内に噴射されるより多い量の燃料を考えると、これらのシリンダC1とC4内で発生する燃焼は、シリンダC2とC3内で発生する燃焼よりも、かなり大き

50

く、この燃焼は、このエンジンの通常動作状態よりも高温の排気を発生する。この高温排気は、排気弁 24 が開いたときにシリンドラ C1、C4 から排出され、シリンドラ C2 と C3 からの排気と混合される。この混合によって、排気マニホールド 38 内では、従来技術の方法によってこの排気マニホールド 38 内で通常得られる排気温度よりも高温の排気を得ることができる。それから排気はこの排気マニホールド 38 から排出され、触媒 42 がライトオフに到達するように、触媒 42 の本体の温度をより速く上昇させながら触媒 42 を通して流れれる。

#### 【0028】

4つのシリンドラ 10 の 2つのグループ 12、14 間でエンジン内の温度勾配が大きくなり過ぎるのを防止するために、4つのシリンドラ 10 のグループ 12、14 の間の切り替えを実施することになる。したがって、コンピュータは、動作の一定の期間後、たとえば 10 秒ごとに、4つのシリンドラ 10 のグループ 12、14 を切り替えるように 4つの噴射ノズル 32 を制御する。この切り替えが実施されると、シリンドラ C2 と C3 のグループ 14 はより大きな割合の燃料を受け、シリンドラ C1 と C4 のグループ 12 はより小さな割合を受ける。

#### 【0029】

さらに、4つのシリンドラ 10 の各グループの 2つのシリンドラ 10 内の燃焼を制御するために、両 EGR 弁 56、64 は、EGR のより多くの量がより大きい割合の供給を受けているシリンドラ 10 に送られ、EGR のより少ない量がより小さい割合の供給を受けているシリンドラ 10 のグループに送られるように、制御されることになる。

#### 【0030】

さらに、供給を受けるシリンドラ 10 の燃焼を遅らせることによって、最も大きな割合を受けるシリンドラ 10 をさらにタイミングすることによって、排気温度をさらに上昇させることができる。実際、シリンドラ 10 の動作の安定性は、シリンドラ 10 が供給を受けていため、所与のタイミングに対しなおさら低くなる。シリンドラ内の供給の割合が大きいため、燃焼の遅れはなあさら大きくすることができるので、有利である。

#### 【0031】

触媒 42 が動作温度に到達するとすぐに、コンピュータ 66 は、各シリンドラ 10 に同じように供給を分配するようにエンジンのさまざまな構成要素を制御する。

#### 【0032】

試験調査中、出願人は図 3 から 6 において結果を見ることができる本発明の方法の多くの試験を実施した。これらの試験は、0.5 バール程度の低 MEP で低速（約 1500 rpm）でディーゼルエンジンを使用し、本発明の方法と従来技術の方法とに従ってディーゼルエンジンの冷間動作を実施することにあった。

#### 【0033】

図 3 は、冷間動作について、供給がシリンドラ間で均等に分配されている従来技術の方法によって動作しているエンジンの排気温度（セ氏表示 T）（AA）と、本発明の方法で動作しているエンジンの排気温度（N）とを示している。この温度 T は従来技術による方法を使用しているエンジンの排気温度と本発明の方法を使用しているエンジンの排気温度との間で約 50 上昇していることがわかる。本発明の方法を使用しているエンジンについては、未燃焼炭化水素 HC（時間あたりのグラム表示の HC を示している図 4）について約 36%、一酸化炭素 CO（時間あたりのグラム表示の CO を示している図 5）について約 62%、排出物が大きく減少しており有利である。同様に、燃焼騒音 B（デシベル表示の B を示している図 6）が、従来技術の方法に対して約 0.6 dB 減少している。

#### 【0034】

したがって、本発明によって、排気温度が大幅に上昇し、したがって触媒の速い動作開始を促進するだけでなく、汚染物質も高燃焼温度の結果、大幅に減少する。

#### 【0035】

図 2 は、概ね理論混合比状態で動作するガソリン形式の直噴内燃エンジンについて本発明の方法を使用している図 1 の変形例を示している。

10

20

30

40

50

## 【0036】

もちろん、本発明は、燃料の間接噴射が実現できるように吸気管あたり少なくとも1つの噴射ノズルを備えている順序噴射ガソリン形式内燃エンジンにも適用することができる。

## 【0037】

簡略化のために、図2の例は、2つの図に共通の要素に対して同じ参照番号を有している。

## 【0038】

このエンジンは、2つのシリンダからなる2つのグループ12、14を有しており、C1とC4とはグループ12に属し、C2とC3とはグループ14に属している。各シリンダは、吸気弁18と吸気管20を備えている少なくとも1つの吸気手段16と、排気弁24と排気管26を備えている少なくとも1つの排気手段22と、シリンダ10で混合気を生成するように燃料をシリンダ10内に供給できる噴射ノズル78を備えている噴射ランプ76などの間接燃料噴射手段74とを有している。シリンダC1とC4のグループ12の2つの吸気管20は、バタフライシャッタ84などの遮断手段によって流れの断面が制御される吸気ライン82を通して吸入空気が供給される吸気マニホールド80に接続されている。シリンダC2とC3のグループ14の2つの吸気管20も、バタフライシャッタ90によって制御されている吸気ライン88を通して吸入空気が供給される他の吸気マニホールド86に接続されている。シリンダ10は、それ自体公知の点火栓91などの混合気に点火する手段を有している。

## 【0039】

2つの吸気管20と対称に、シリンダC1とC4のグループ12の2つの排気管26が、3元触媒96などの排気浄化手段を備えている排気ライン94が始まっている排気マニホールド92に接続されている。同様に、シリンダC2とC3のグループ14の2つの排気管26は排気ライン100と3元触媒などの浄化手段102を備えている排気マニホールド98に接続されている。両排気ライン94と100は、1つの排気ライン(不図示)を構成するように3元触媒96と102の下流で合流している。

## 【0040】

エンジンは、エンジンの動作を制御できるようにするエンジンコンピュータ66も有している。特に、このコンピュータ66は、制御線104を通して4つの噴射ノズル78を制御できるようにし、制御線106と108を通してバタフライシャッタ84、90を制御できるようにしているのに加えて、制御線(不図示)を通して4つの点火線91を制御できるようにしている。

## 【0041】

図1のエンジンの動作については、低速および/または低トルクでのエンジンの冷間または温間動作のために排気温度を上昇させるように、供給分配が非対称化されている。

## 【0042】

この非対称性を実現するように、コンピュータ66は4つのシリンダ10に供給される燃料混合気(燃料を含んだ空気または過給された空気)の総量に対応している、通常の冷間動作段階で4つのシリンダ10に噴射される全供給を求める。コンピュータ66は、このようにして求めた全供給から、燃料混合気の量がシリンダ10の一方のグループで多くなるように、たとえばシリンダC1とC4のグループ12でシリンダC2とC3の他方のグループ14よりも多くなるように燃料混合気が分配されるように4つの噴射ノズル78と2つのバタフライシャッタ84、90を制御する。

## 【0043】

シリンダC1とC4との燃料混合気の量が多いため、コンピュータ66による点火栓91の制御後にこれらのシリンダC1とC4とで発生する燃焼によって、シリンダC2とC3よりも高い燃焼熱が発生する。そのため、この燃焼によって発生する排気は、このエンジンの従来の冷間動作時よりも温度が高い。それから、排気弁24が開いたときに排気が排気マニホールド92に排出され、排気は排気マニホールド92を離れて触媒96を通し

て流れ、したがって触媒 96 の温度を上昇させることができる。

#### 【0044】

エンジン内の高い温度勾配を防止するためにも、コンピュータ 66 は、一定の動作期間後、たとえば 10 秒後、シリンダ 10 のグループに供給する割合を切り替えるように、4 つの噴射ノズル 78 と両バタフライシャッタ 84、90 を制御する。したがって、この切り替え後、シリンダ C2 と C3 のグループ 14 はより大きな割合の燃料混合気を受け、シリンダ C1 と C4 のグループ 12 はより小さな割合の燃料混合気を受ける。

#### 【0045】

同様に、図 1 を参照して前述したように、燃焼温度をさらに高くするよう、最も大きな量の供給を受けるシリンダの燃焼遅延によってこれらのシリンダのタイミングを行うことも可能である。

#### 【0046】

もちろん、触媒の温度を上昇させるために、全ての方法を考慮することもできる。対象としている触媒が動作開始温度に達するまでシリンダのグループの一方への供給を非対称に行い、それから、他方の触媒の温度を動作温度に達するまで上昇させるためにシリンダの他方のグループへこの燃料の非対称の供給を切り替えることが特に可能である。

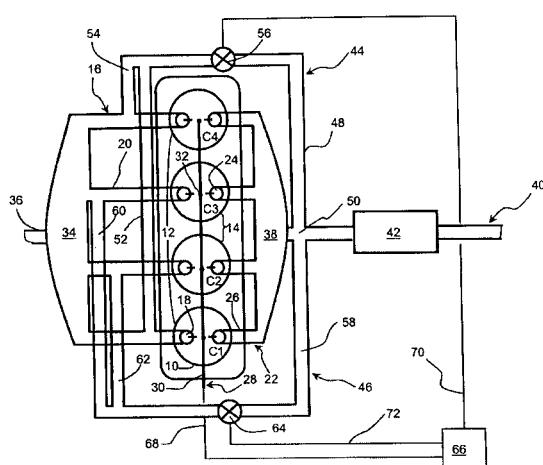
#### 【0047】

複数の触媒が動作温度に達すると即座に、コンピュータ 66 は供給がシリンダの 2 つのグループに、そして最終的に各シリンダに均等に分配されるように 4 つの噴射ノズル 78 と両バタフライシャッタ 84、90 を制御する。

#### 【0048】

本発明は、前述の実施形態には限定されておらず、あらゆる変形例と等価な例を含んでいる。

【図 1】



---

フロントページの続き

(72)発明者 アラン ラニニ  
フランス国 92500 リュエイユ マルメゾン ル ド ラ メロニエール 19  
(72)発明者 セバスティアン ポト  
フランス国 78510 トリエル シュル セーヌ サント プティ テール 14  
F ターム(参考) 3G092 AA02 AA06 AA13 AA17 BA01 BB01 BB15 CA03 CB01 DC02  
DC08 DE03S GA02 HE01Z

【外國語明細書】

**Title: METHOD OF CONTROLLING THE INTAKE OF AN INTERNAL-COMBUSTION ENGINE, NOTABLY OF GASOLINE OR DIESEL TYPE, AND ENGINES USING SAME**

## FIELD OF THE INVENTION

The present invention relates to a method of controlling the intake of an internal-combustion engine, notably of gasoline or diesel type, and to engines using such a method.

## BACKGROUND OF THE INVENTION

Generally, in this type of engine, the exhaust gas is discharged into the atmosphere through an exhaust line bearing a means for depolluting this exhaust gas before it is discharged into the atmosphere.

Advantageously, this depollution means is a catalyst through which this gas flows, and which is intended to remove some pollutants contained therein. The main function of the catalyst, more particularly a so-called "three-way" catalyst, is to oxidize the unburnt hydrocarbons (HC) and the carbon monoxide (CO), and to reduce the nitrogen oxides ( $\text{NO}_x$ ), which are the pollutants that are usually present in the exhaust gas.

It is common knowledge that this type of catalyst can only fill its role when it has reached a minimum temperature of operation start or initiation, referred to as light-off (of the order of 200°C). This temperature level is essential to allow reaction between the catalytic elements borne by the catalyst and the pollutants contained in the exhaust gas. However, notably during the engine cold running period that follows start-up of this engine, the rise in temperature of the catalyst is not fast enough, which causes discharge of the unprocessed exhaust gas into the atmosphere. An increase in the temperature rise speed of this catalyst is consequently necessary to provide exhaust gas depollution and thus to meet the standards applied to motor vehicle engines that are increasingly severe.

This problem also arises when the engine is warm with a warm catalyst (at operating temperature) and when this engine runs at low speeds and/or low torques, such as at idle speed. In such configurations, the exhaust gas discharged from the engine is at such a temperature (below 200°C) that it cannot keep the catalyst temperature high enough for it to be efficient and on the contrary cools it down by flowing therethrough.

Many solutions have been provided to this problem in order to rapidly increase the catalyst temperature. These solutions essentially consist in increasing the exhaust gas temperature by either raising, for a short time, the fuel/air ratio of the fuel mixture present in the cylinders by creating an air deficit in the case of a diesel engine or, in the case of a gasoline engine, by injecting more fuel into the cylinders with delayed combustions and by injecting in parallel air into the exhaust line so as to create afterburning of the exhaust gas upstream from the catalyst.

The major drawback of such solutions is to raise very significantly the fuel consumption and to be detrimental to the driving comfort. Furthermore, the fuel/air ratio increase or the exhaust gas afterburning causes an increase in the discharge of pollutants that will not be treated by the catalyst.

The present invention aims to overcome the aforementioned drawbacks by means of an engine intake control method that allows to rapidly raise the exhaust gas temperature while shortening the time required for initiation of the catalyst, and while minimizing the fuel overconsumption and reducing the discharge of pollutants that are produced and not treated during the catalyst temperature rise up to the light-off thereof.

## SUMMARY OF THE INVENTION

The invention therefore relates to a method of controlling the intake of an internal-combustion engine comprising at least two groups of at least one cylinder wherein a feed is admitted for operation of said engine, and an exhaust line comprising at least one exhaust gas depollution means, characterized in that it consists, while the engine runs at low speeds and/or at low torques:

- in evaluating the total feed to be admitted into the cylinders to operate the engine,
- in admitting a greater proportion of the total feed into one of the groups of cylinders than in the other group of cylinders so as to achieve an exhaust gas temperature increase allowing to speed up the rise in temperature of the depollution means.

This method can consist in admitting at most all of the total feed into one of the groups of cylinders.

It can also consist in admitting into one of the groups of cylinders a proportion of substantially 75 % of the total feed and in admitting into the other group of cylinders the rest of the total feed.

The feed can consist of the amount of fuel to be injected into the cylinders.

The feed can also consist of the amount of fuel mixture to be fed into the cylinders.

The method can consist in switching the intake of the greatest proportion of the total feed between the at least two groups of cylinders.

The method can consist in increasing the combustion underadvance of the cylinders of the group of cylinders with the greatest proportion of total feed.

## BRIEF DESCRIPTION OF THE FIGURES

Other features and advantages of the invention will be clear from reading the description hereafter, given by way of non limitative example, with reference to the accompanying figures wherein:

- Figure 1 diagrammatically shows an internal-combustion engine using the method according to the invention,
- Figure 2 diagrammatically shows an internal-combustion engine variant using the method according to the invention, and
- Figures 3 to 6 are graphs showing, in relation to the state of the art, the exhaust gas temperature increase (Figure 3), the decrease in the unburnt hydrocarbons emissions (Figure 4), in the carbon monoxide emissions (Figure 5) and in the combustion noise (Figure 6) as a result of the implementation of the method according to the invention.

## DETAILED DESCRIPTION

Figure 1 shows an example of an internal-combustion engine of direct fuel injection type, in particular a diesel engine, using the method according to the invention.

This engine comprises at least two cylinders or at least two groups of at least one cylinder wherein combustion of the fuel mixture takes place. In the example of Figure 1, the engine comprises four cylinders 10 numbered from C1 to C4 from the bottom of Figure 1, for better understanding of the description hereafter. The engine of this Figure 1 works according to the ignition cycle referred to as 1, 3, 4, 2, which is known to the man skilled in the art. These cylinders are divided up into two groups 12, 14 of two cylinders with, for group 12, cylinders C1 and C4 and, for group 14, cylinders C3 and

C2. This example does not rule out all the other configurations, such as two groups with a group of three cylinders C1, C4, C3 and a group of one cylinder C2, or any configurations depending on the ignition cycle.

Each cylinder comprises at least one intake means 16 with an intake valve 18 and an intake pipe 20, at least one exhaust means 22 with an exhaust valve 24 and an exhaust pipe 26, and a fuel injection means 28 such as an injection ramp 30 bearing injection nozzles 32 allowing fuel to be directly fed into the cylinders. Pipes 20 of intake means 16 are connected to an intake manifold 34 into which ambient air or supercharged air is fed through a line 36. Pipes 26 of exhaust means 22 open onto an exhaust manifold 38 that is associated with an exhaust line 40. This exhaust line bears depollution means 42 intended for the exhaust gas circulating in this line and more particularly, but not exclusively, an oxidation catalyst in the case of the diesel engine as illustrated in Figure 1.

This engine optionally comprises exhaust gas recirculation means referred to as EGR, allowing the burnt exhaust gas to be fed into the cylinders again. This recirculation allows to control combustion of the fuel with the fluid(s) present therein. More particularly, reintroduction of this exhaust gas allows the amount of oxygen present in these cylinders to be measured out to provide combustion with the fuel injected.

In the case of the example described, this EGR consists of two distinct EGR circuits 44 and 46. Circuit 44 comprises an exhaust gas recirculation pipe 48 that starts at exhaust line 40 at a point 50 located downstream from exhaust manifold 38 and upstream from catalyst 42. This pipe divides, in the vicinity of the intake manifold, into

two branch lines that open onto the same group of cylinders. More precisely, for group 12, a branch line 52 opens onto intake pipe 20 of cylinder C1 and another branch line 54 opens onto the intake pipe of cylinder C4. This circuit also comprises a valve 56, referred to as EGR valve, located between point 50 and branch lines 52, 54, and which allows to control the amount of exhaust gas circulating in pipe 48. EGR circuit 46 also comprises an exhaust gas recirculation pipe 58 that starts at point 50 and divides, in the vicinity of the intake manifold, into two branch lines 60, 62. These branch lines open onto group 14 of cylinders and more precisely onto intake pipe 20 of cylinder C2 and of cylinder C3. Similarly, pipe 58 bears an EGR valve 64 with the same configuration as valve 56.

As it is known *per se*, an engine control unit 66 such as an engine computer controls running of the engine. This unit contains mappings or data tables allowing to evaluate, according to the engine running conditions, such as the engine speed, the parameters required for its operation. This computer also allows to control the components of this engine, such as fuel injection means 28, through a control line 68 and valves 56 and 64 through a control line 70, 72.

During engine running, the engine computer determines whether this engine runs under cold operation conditions or if the engine is hot but runs at low speeds and/or low torques, notably by means of the temperature detector this engine is usually equipped with.

In these cases, the distribution of the total feed is to be asymmetrized between the two groups of cylinders. More particularly, one of the groups of cylinders receives a larger amount of feed than the other, without the overall amount of engine feed being

changed. By way of example, one of the groups receives 75 % of the initial total feed and the other one of the groups receives the rest of this feed, i.e. 25 %. Of course, this asymmetry can be even greater, including operation stop of a group of cylinders by admitting no feed. In this case, the intake and exhaust valves of this cylinder remain activated so as to use the gas transfer work through these valves. This allows to increase the feed supplied to the group of cylinders in operation and thus to contribute to the exhaust gas temperature increase.

To achieve this asymmetry, the computer contains in its memory or in its tables an evaluation of the overall amount of fuel that has to be injected into the four cylinders during the cold operation phase.

Instead of injecting the same proportion of the overall amount of fuel into each cylinder, as it is done according to the method of the prior art, this computer controls injection nozzles 32 in such a way that the fuel distribution occurs dissymmetrically for each group of cylinders. Thus, by way of example, one of the groups of cylinders, for example group 12 with cylinders C1 and C4, receives a greater proportion of the overall amount of fuel than the other group with cylinders C2 and C3.

Considering the large amount of fuel injected into cylinders C1 and C4, the combustion that takes place in these cylinders is more considerable than that in cylinders C2 and C3, and it generates exhaust gas at higher temperature than the usual running conditions of this engine. This high-temperature gas is discharged from cylinders C1, C4 upon opening of exhaust valves 24 and it mixes with the exhaust gas from cylinders C2 and C3. This mixing allows to obtain exhaust gas in manifold 38 at a higher temperature than the exhaust gas temperature commonly obtained in this

manifold by means of the method according to the prior art. The gas is then discharged from this manifold and flows through catalyst 42 while raising more rapidly the temperature of the body thereof so that it reaches its light-off.

In order to prevent too great a temperature gradient in the engine between the two groups of cylinders, a switch between the groups of cylinders is to be performed. Thus, the computer controls injection nozzles 32 so as to switch the groups of cylinders after a certain time of operation, every 10 second for example. When this switch is performed, group 14 of cylinders C2 and C3 receives the greater proportion of fuel and group 12 of cylinders C1 and C4 receives the smaller proportion.

Furthermore, in order to control the combustion in the cylinders of each group of cylinders, valves 56 and 64 are to be controlled in such a way that a large amount of EGR is sent into the cylinders containing a great proportion of feed and, conversely, a small amount of EGR is sent to the group of cylinders with a small proportion of feed.

Besides, it is possible to increase still further the exhaust temperatures by subtimming even more the cylinders that receive the greatest proportion by means of a combustion underadvance of the cylinders laden with feed. In fact, the working stability of a cylinder is all the lower for a given subtimming since the cylinder contains feed. Advantageously, the underadvance can be all the greater since the proportion of feed in the cylinder is great.

As soon as the catalyst has reached its operating temperature, computer 66 controls the various components of the engine so as to distribute the feed identically in each cylinder.

During a testing survey, the applicant carried out many tests of the method according to the invention whose results can be seen in Figures 3 to 6. These tests consisted in using a diesel engine at low speed (approximately 1500 rpm) with a low MEP, of the order of 0.5 bar, and in performing cold operation thereof according to the method of the invention and according to the method of the prior art.

Figure 3 shows, for cold operation, the exhaust gas temperature (T in Celsius degrees) of an engine running according to the method of the prior art (AA) with a feed evenly distributed among the cylinders and that of an engine running according to the method of the invention (N). It can be observed that this temperature T increases by about 50°C between the exhaust gas temperature of the engine using the method according to the prior art and that of the engine using the method according to the invention. Advantageously, for the engine using the method according to the invention, emissions are greatly reduced, by about 36 % for the unburnt hydrocarbons HC (Figure 4 with HC in grams per hour) and by about 62 % for the carbon monoxide CO (Figure 5 with CO in grams per hour). Similarly, the combustion noise B (Figure 6 with B in decibel) is reduced by about 0.6 dB in relation to the method of the prior art.

Thus, by means of the invention, the exhaust gas temperature is not only considerably increased, thus promoting fast catalyst operation start, but the pollutants are also greatly reduced as a result of the high combustion temperature.

Figure 2 shows a variant of Figure 1 with a use of the method according to the invention in connection with a gasoline type direct-injection internal-combustion engine generally running under stoichiometric conditions.

Of course, the present invention can also apply to a sequential-injection gasoline type internal-combustion engine with at least one fuel injection nozzle per intake pipe allowing to achieve indirect injection of the fuel.

For simplification reasons, the example of Figure 2 comprises the same reference numbers for the elements common to the two figures.

This engine also comprises two groups 12, 14 of two cylinders, C1 and C4 for group 12 and C2 and C3 for group 14. Each cylinder comprises at least one intake means 16 with an intake valve 18 and an intake pipe 20, at least one exhaust means 22 with an exhaust valve 24 and an exhaust pipe 26, and an indirect fuel injection means 74, for example an injection ramp 76 with injection nozzles 78 feeding fuel into the cylinders to make a fuel mixture therein. Pipes 20 of group 12 of cylinders C1 and C4 are connected to an intake manifold 80 into which intake air (ambient air or supercharged air) is fed through a line 82 whose cross section of flow is controlled by a shutoff means such as a butterfly shutter 84. Pipes 20 of group 14 of cylinders C2 and C3 are also connected to another intake manifold 86 into which intake air is fed through a line 88 controlled by a butterfly shutter 90. The cylinders comprise, as it is known *per se*, a means for igniting the fuel mixture, such as a spark plug 91.

Symmetrically to the intake pipes, exhaust pipes 26 of group 12 of cylinders C1 and C4 are connected to an exhaust manifold 92 from which starts an exhaust line 94 bearing an exhaust gas depollution means such as a three-way catalyst 96. Similarly, exhaust pipes 26 of group 14 of cylinders C2 and C3 are connected to an exhaust manifold 98 with an exhaust line 100 and a depollution means 102 such as a three-way

catalyst. Advantageously, lines 94 and 100 can meet downstream from catalysts 96 and 102 so as to form a single exhaust line (not shown).

The engine also comprises an engine computer 66 allowing to control operation of the engine. This computer notably allows to control injection nozzles 78 through a control line 104 and butterfly shutters 84, 90 through a control line 106 and 108, as well as spark plugs 91 through a control line (not shown).

As for the operation of the engine of Figure 1, asymmetrization of the feed distribution is performed to increase the exhaust gas temperature for cold or hot operation of the engine at low speeds and/or low torques.

To achieve this asymmetry, the computer evaluates the total feed that has to be injected into the four cylinders during the conventional cold operation phase, which corresponds to the total amount of fuel mixture (air or supercharged air with fuel) to be fed into the cylinders. From this evaluation, the computer controls injection nozzles 78 and butterfly shutters 84, 90 so that the fuel mixture distribution occurs in such a way that an amount of fuel mixture is greater in one group of cylinders, for example group 12 with cylinders C1 and C4, than in the other group 14 with cylinders C2 and C3.

Thanks to a larger amount of fuel mixture in cylinders C1 and C4, the combustion that takes place therein, after control of spark plug 91 by the computer, generates a higher combustion temperature than in cylinders C2 and C3. The exhaust gas produced by this combustion is therefore at a higher temperature than under convention cold operation conditions of this engine. The gas is then discharged, upon opening of exhaust valves 24, into exhaust manifold 92, which it leaves to flow through catalyst 96, thus allowing the temperature thereof to be raised.

In order to also prevent high temperature gradients in the engine, computer 66 controls injection nozzles 78 and butterfly shutters 84, 90 so as to switch the proportions of the feed in the groups of cylinders after a certain time of operation, every 10 second for example. Thus, after this switch, group 14 of cylinders C2 and C3 receives the larger amount of fuel mixture and group 12 of cylinders C1 and C4 receives the smaller amount.

Similarly, as mentioned above in connection with Figure 1, it is possible to provide subtiming of the cylinders with the greatest amount of feed by means of a combustion underadvance of these cylinders so as to increase even further the exhaust temperatures.

Of course, all the strategies can be considered for raising the temperature of the catalysts. It is notably possible to perform asymmetrization of the feed for one of the groups of cylinders until the catalyst concerned has reached its operation initiation temperature, then to switch this asymmetrization to the other group of cylinders to raise the temperature in the other catalyst up to the operating temperature thereof.

As soon as the catalysts have reached their operating temperature, computer 66 controls injection nozzles 78 and butterfly shutters 84, 90 so that the feed is evenly distributed in the groups of cylinders and, consequently, in each cylinder.

The present invention is not limited to the embodiment examples described above and it encompasses any variant or equivalent.

## CLAIMS

1) A method of controlling the intake of an internal-combustion engine comprising at least two groups (12, 14) of at least one cylinder (C1-C4) wherein a feed is admitted for operation of said engine, and an exhaust line (40, 94, 100) comprising at least one exhaust gas depollution means (42, 96, 102), characterized in that it consists, while the engine runs at low speeds and/or at low torques:

- in evaluating the total feed to be admitted into the cylinders to operate the engine,
- in admitting a greater proportion of the total feed into one (12) of the groups of cylinders (C1, C4) than in the other (14) group of cylinders (C2, C3) so as to achieve an exhaust gas temperature increase allowing to speed up the rise in temperature of depollution means (42, 96, 102).

2) A method of controlling the intake of an internal-combustion engine as claimed in claim 1, characterized in that it consists in admitting at most all of the total feed into one of groups (12, 14) of cylinders.

3) A method of controlling the intake of an internal-combustion engine as claimed in claim 1, characterized in that it consists in admitting into one (12) of the groups of cylinders (C1, C4) a proportion of substantially 75 % of the total feed and in admitting into the other (14) group of cylinders (C2, C3) the rest of the total feed.

4) A method of controlling the intake of an internal-combustion engine as claimed in any one of the previous claims, characterized in that the feed consists of the amount of fuel to be injected into the cylinders.

5) A method of controlling the intake of an internal-combustion engine as claimed in any one of claims 1 to 3, characterized in that the feed consists of the amount of fuel mixture to be fed into the cylinders.

6) A method of controlling the intake of an internal-combustion engine as claimed in any one of the previous claims, characterized in that it consists in switching the intake of the greatest proportion of the total feed between the at least two groups of cylinders.

7) A method of controlling the intake of an internal-combustion engine as claimed in claim 1, characterized in that it consists in increasing the combustion underadvance of the cylinders of the group of cylinders with the greatest proportion of total feed.

## 1. Abstract

The present invention relates to a method of controlling the intake of an internal-combustion engine comprising at least two groups (12, 14) of at least one cylinder (C1-C4) wherein a feed is admitted for operation of said engine, and an exhaust line (40, 94, 100) comprising at least one exhaust gas depollution means (42, 96, 102).

According to the invention, the method consists, while the engine runs at low speeds and/or at low torques, in evaluating the total feed to be admitted into the cylinders to operate the engine, in admitting a greater proportion of the total feed into one (12) of the groups of cylinders (C1, C4) than in the other (14) group of cylinders (C2, C3) so as to achieve an exhaust gas temperature increase allowing to speed up the rise in temperature of depollution means (42, 96, 102).

## 2. Representative Drawing: Fig. 1

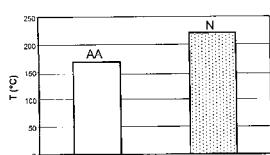
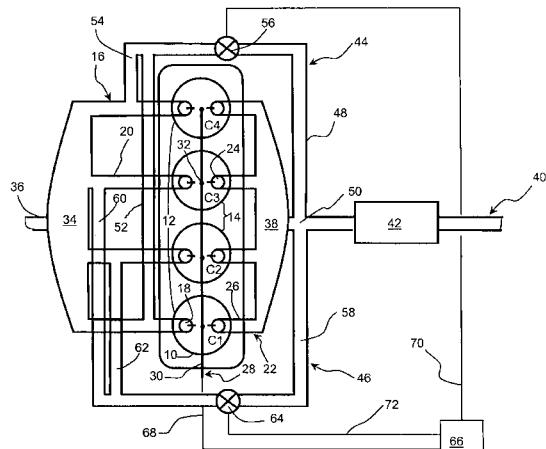


Figure 3

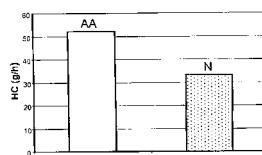


Figure 4

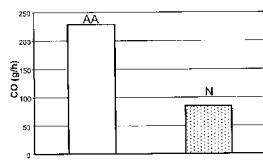
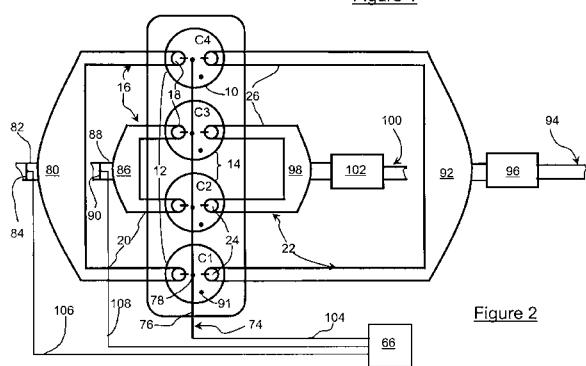


Figure 5

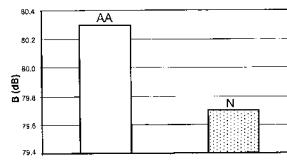


Figure 6