

(19)



(11)

EP 2 182 196 B1

(12)

FASCICULE DE BREVET EUROPEEN

(45) Date de publication et mention
de la délivrance du brevet:
25.07.2018 Bulletin 2018/30

(51) Int Cl.:
F02D 35/02 (2006.01) **F02D 37/02** (2006.01)
F02D 41/00 (2006.01) **F02D 41/18** (2006.01)
F02D 41/14 (2006.01)

(21) Numéro de dépôt: **09290783.1**

(22) Date de dépôt: **14.10.2009**

(54) **Procédé de contrôle de combustion d'un moteur à allumage commandé au moyen d'un contrôle du phasage de la combustion**

Verfahren zur Verbrennungskontrolle eines Motors, dessen Zündung über ein
Verbrennungsphasenplanungs-Steuergerät gesteuert wird

Method for controlling the combustion of a spark-ignition engine by controlling combustion phasing

(84) Etats contractants désignés:
**AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR
HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO PL
PT RO SE SI SK SM TR**

(30) Priorité: **31.10.2008 FR 0806058**

(43) Date de publication de la demande:
05.05.2010 Bulletin 2010/18

(73) Titulaire: **IFP Energies nouvelles
92500 Reuil-Malmaison (FR)**

(72) Inventeurs:
• **Hillion, Mathieu
91430 Vauhallan (FR)**
• **Chauvin, Jonathan
92200 Neuilly-sur-Seine (FR)**

(56) Documents cités:
EP-A- 1 650 422 WO-A-02/095191
US-A1- 2004 194 758 US-A1- 2006 122 763

EP 2 182 196 B1

Il est rappelé que: Dans un délai de neuf mois à compter de la publication de la mention de la délivrance du brevet européen au Bulletin européen des brevets, toute personne peut faire opposition à ce brevet auprès de l'Office européen des brevets, conformément au règlement d'exécution. L'opposition n'est réputée formée qu'après le paiement de la taxe d'opposition. (Art. 99(1) Convention sur le brevet européen).

Description

[0001] La présente invention concerne le domaine du contrôle moteur et plus particulièrement le contrôle de combustion des moteurs à allumage commandé.

[0002] Le fonctionnement du moteur à allumage commandé (type essence) est basé sur la combustion d'un mélange d'air, de gaz brûlés et de carburant. Le cycle du moteur se décompose en quatre phases (figure 1) :

- Phase d'admission (ADM) : la soupape d'admission laisse entrer dans la chambre *CHB* le mélange d'air et de gaz brûlés. L'air est prélevé dans l'environnement extérieur du moteur. Les gaz brûlés sont prélevés dans la tubulure d'échappement *ECH* et ramené vers la tubulure d'admission (re-circulation de gaz brûlés *EGR*) et/ou ré aspiré par la soupape d'échappement (re-circulation interne de gaz brûlés *iEGR*). Le carburant est injecté pendant l'admission. Le dispositif de Variable Valve Timing (*VTT*) permet de décaler dans le temps les profils de levée des soupapes d'admission (*VVTa*) et d'échappement (*VVTe*). Ceci joue directement sur la composition des gaz ainsi que sur la turbulence dans la chambre de combustion.
- Phase de compression : Après que la soupape d'admission se ferme (*IVC* : intake valve closing), le piston *PIS* comprime les gaz.
- Phase de combustion : La bougie d'allumage *BOUG* produit une étincelle qui initie la combustion du mélange air, gaz brûlés, carburant, qui s'enflamme en libérant l'énergie chimique disponible dans le carburant, créant ainsi une surpression qui repousse le piston.
- Phase de détente : Une fois le piston redescendu, la soupape d'échappement s'ouvre, le mélange gazeux est alors évacué par la tubulure d'échappement.

[0003] Le but du contrôle moteur est de garantir au conducteur le couple qu'il demande tout en minimisant le bruit et les émissions de polluants. Il faut donc régler aussi finement que possible le pilotage des quantités des différents gaz et du carburant.

État de la technique

[0004] Pour réaliser un contrôle de combustion d'un moteur à allumage commandé, on connaît des méthodes permettant de déterminer le milieu de combustion à l'aide de capteurs montés sur le moteur. On connaît des méthodes se basant sur des mesures directes dans la chambre de combustion tels que celles fournies par :

- des capteurs de pression cylindre : Paljoo Yoon et al., "Closed-loop Control of Spark Advance and Air-fuel Ratio in SI Engines Using Cylinder Pressure", Society of Automotive Engineering World Congress, 2000-01-0933.
- des capteurs de courants d'ions dans la chambre de combustion : Lars Eriksen et al., "Closed loop Ignition Control by Ionization Current Interpretation", SAE 1997 Transactions, Journal of Engines, Vol. 106, Section 3, pp. 1216-1223, 1997.

[0005] Cependant l'utilisation de tels capteurs sur des véhicules de série est rendue difficile du fait de leur coût très important. De plus, ces capteurs sont généralement sujets à des dérives relativement rapides.

[0006] On connaît également des méthodes dans lesquelles les quantités et les phasages sont optimisés sur chaque point de fonctionnement statique (régime et couple) de manière à dégager une stratégie idéale à chaque point. On utilise donc un calibrage sur banc moteur pour dégager les valeurs optimales des trois jeux de données principaux :

Boucle d'air :

[0007]

- les masses d'air M_{air} et de gaz brûlés M_{gb} nécessaires dans la chambre de combustion.
- La pression et la température de ces gaz dans la chambre de combustion.
- La position des dispositifs de levée variable des soupapes (*VVT*) et notamment l'angle de fermeture de la soupape d'admission notée θ_{IVC} .

on représentera par X_{air} ces variables thermodynamiques et physiques $X_{air} = (M_{air}, M_{bg}, P, T, \theta_{VC})$.

Boucle de carburant :

- 5 **[0008]** La masse de carburant M_f injectée dans la chambre de combustion (injection directement dans la chambre ou indirectement dans la pipe d'admission). $X_{fuel} = (M_f)$

Boucle d'allumage :

- 10 **[0009]** L'angle vilebrequin θ_{all} auquel apparaît l'étincelle (via la bougie), qu'on représentera par $X_{all} = (\theta_{all})$.
[0010] Cependant ces stratégies se révèlent insuffisantes dans les phases transitoires. En effet, lors des phases de transition d'un point de fonctionnement à un autre (changement de vitesse du véhicule ou du profil de la route), le contrôle moteur supervise les différents actionneurs présents dans le moteur pour garantir le couple désiré tout en minimisant le bruit, les émissions de polluants et la consommation. Cela se traduit donc par le passage des valeurs des paramètres
 15 du point initial aux valeurs des paramètres du point final :

$$\begin{cases} X_{air}^{initial} \rightarrow X_{air}^{final} & (a) \\ X_{fuel}^{initial} \rightarrow X_{fuel}^{final} & (b) \\ X_{all}^{initial} \rightarrow X_{all}^{final} & (c) \end{cases}$$

20

- 25 **[0011]** Or, il existe dans le moteur deux échelles de temps. La plus rapide (50 Hz) correspond à l'ensemble du phénomène de combustion (1 cycle moteur). A cette échelle, on est capable de changer la stratégie de l'injection (X_{fuel}) et de l'allumage (X_{all}) pour piloter la combustion. La plus lente (1 Hz) correspond à la dynamique des gaz dans les tubulures du moteur (admission, échappement, re-circulation de gaz brûlés) et les inerties des actionneurs (turbo compresseur TC). On ne peut changer plus vite la stratégie de cette boucle d'air (X_{air}).

- 30 **[0012]** Avec les méthodes actuelles, les variables pilotées ($X_{air}, X_{fuel}, X_{all}$) n'arrivent donc pas en même temps à leurs valeurs de consigne à cause de cette différence de dynamique. Les objectifs en production de couple, consommation, polluants, bruit sont donc respectés dans les phases statiques (les boucles dynamiques sont stabilisées à leurs valeurs de référence), en revanche, si on ne prend pas de précaution dans les phases transitoires, une partie des paramètres atteignant presque instantanément la valeur de consigne finale alors que l'autre partie est encore aux valeurs de consigne initiale, le moteur produit alors plus de polluants ou de bruit, et peut même dans certain cas s'éteindre.

- 35 **[0013]** De plus, sans capteurs de pressions cylindre, les méthodes connues ne permettent pas de contrôler le phasage de la combustion pendant les phases transitoires. Or comme l'illustre les figures 2 et 3, ceci est insuffisant pour assurer le fonctionnement du moteur en transitoire.

- [0014]** L'objet de l'invention concerne un procédé pour assurer le contrôle de la combustion d'un moteur à allumage commandé, notamment en phase transitoire, tout en s'affranchissant des problèmes de l'art antérieur. Le procédé y parvient, d'une part en contrôlant les trois boucles dynamiques de manière séparée, et d'autre part en corrigeant la
 40 valeur de référence de l'angle d'allumage via un contrôle de l'angle CA_{50} .

- [0015]** WO 02/095191 décrit un procédé de contrôle de combustion d'un moteur à allumage commandé dans lequel l'instant d'allumage est contrôlé de façon à ce que l'angle de vilebrequin auquel y % du carburant est consommé lors de la combustion soit égal à une valeur de consigne, afin d'optimiser la combustion.

45

Le procédé selon l'invention

- [0016]** L'invention concerne un procédé de contrôle de combustion d'un moteur à allumage commandé selon la revendication 1. Dans ce procédé : - on détermine des valeurs de consigne de paramètres physiques liés à la combustion
 50 d'un mélange de gaz et de carburant dans une chambre de combustion, ainsi qu'une valeur de consigne $(\theta_{all})_{ref}$ d'un angle vilebrequin d'allumage dudit mélange, lesdites valeurs de consigne étant déterminées de façon à optimiser la combustion, - un système de contrôle moteur pilote des actionneurs de façon à ce que les valeurs desdits paramètres physiques soient égales auxdites valeurs de consigne.

- [0017]** Le procédé comporte les étapes suivantes :

55

- on corrige la valeur de consigne $(\theta_{all})_{ref}$ avant que lesdits paramètres physiques n'atteignent leurs valeurs de consigne, en calculant une correction $d\theta_{all}$ à appliquer à ladite valeur de consigne $(\theta_{all})_{ref}$, de façon à ce qu'un angle vilebrequin CA_y , auquel y pour cent du carburant est consommé lors de la combustion, soit égale à une valeur de

consigne de cet angle pour une combustion optimisée ;

- ledit système de contrôle moteur pilote l'allumage dudit mélange dans la chambre de combustion lorsque l'angle vilebrequin est égal à ladite valeur de consigne (θ_{all}^{ref}) corrigée afin de conserver la combustion optimale.

[0018] Selon l'invention, on détermine la correction $d\theta_{all}$ en tenant compte de différences dp entre des valeurs réelles p desdits paramètres physiques et lesdites valeurs de consignes p^{ref} desdits paramètres physiques. Pour ce faire, on utilise un modèle de combustion défini par une équation différentielle permettant de modéliser une évolution au cours du temps d'une masse de carburant consommée, et en linéarisant ce modèle de combustion en p autour des valeurs de consignes p^{ref} , puis en calculant une solution au premier ordre de la correction à apporter, de façon à ce que la correction $d\theta_{all}$ soit proportionnelle aux différences dp .

[0019] Selon un mode de réalisation, on peut ainsi déterminer la correction $d\theta_{all}$ en appliquant les étapes suivantes :

- on détermine lesdites valeurs réelles desdits paramètres physiques ;
- on calcule lesdites différences dp entre lesdites valeurs réelles et lesdites valeurs de consignes ;
- on détermine ladite valeur de consigne $(CA_y)_{ref}$ de l'angle vilebrequin CA_y , au moyen d'une intégration numérique dudit modèle de combustion en affectant à chaque paramètre du modèle sa valeur de consignes ;
- on calcule la matrice de linéarisation Λ du modèle de combustion en linéarisant le modèle de combustion en p autour des valeurs de consignes p^{ref} ;
- on calcule la correction $d\theta_{all}$ au moyen de la formule suivante :

$$d\theta_{all} = ((CA_y)_{ref} - (\theta_{all})_{ref}) \Lambda dp$$

[0020] Selon un mode de réalisation préférentiel, l'angle vilebrequin CA_y est l'angle vilebrequin auquel cinquante pour cent du carburant est consommé lors de la combustion.

[0021] Selon l'invention, les paramètres physiques sont choisis parmi les paramètres suivants au moment de la fermeture soupape : pression dans la chambre de combustion (P_{IVC}), température dans la chambre de combustion (T_{IVC}), rapport (X_{IVC}) entre une masse de gaz brûlés et une masse de gaz totale dans la chambre de combustion, masse (M_{IVC}) d'air dans le cylindre, et angle de fermeture d'une soupape d'admission (θ_{IVC}).

[0022] Enfin, on peut adapter également une masse de carburant injectée dans la chambre de combustion, avant que les paramètres physiques n'atteignent leurs valeurs de consigne, au moyen d'un contrôle de la richesse de combustion.

[0023] D'autres caractéristiques et avantages du procédé selon l'invention, apparaîtront à la lecture de la description ci-après d'exemples non limitatifs de réalisations, en se référant aux figures annexées et décrites ci-après.

Présentation succincte des figures

[0024]

- la figure 1 illustre les différentes phases d'un cycle de combustion d'un moteur à allumage commandé.
- la figure 2 illustre une chronologie de combustion, en fonction de l'angle vilebrequin selon trois situations de contrôle de combustion : contrôle optimal (réalisé en phase stabilisée), contrôle actuel en phase transitoire sans contrôle du CA_{50} et contrôle souhaité en phase transitoire avec contrôle du CA_{50} .
- la figure 3 illustre les trois courbes de dégagement d'énergie Q en fonction de l'angle vilebrequin θ pour les trois situations décrites en figure 2.
- la figure 4 illustre un schéma de calcul de la correction $d\theta_{all}$ de l'angle d'allumage.

Description détaillée du procédé

[0025] Le procédé selon l'invention permet de contrôler le déroulement de la combustion d'un moteur à allumage commandé, en phase statique comme en phase transitoire. Il comporte un contrôle séparé et indépendant de la boucle d'air (boucle lente) et des boucles de fuel et d'allumage (boucles rapides), par une adaptation de la dynamique des boucles rapides de manière à être cohérent avec la boucle d'air. Le procédé permet ainsi une adaptation de X_{fuel} et X_{all} pour conserver les caractéristiques de la combustion demandée (à travers la demande de couple du conducteur). On limite ainsi l'impact sur les émissions de polluants et de bruit tout en garantissant au conducteur le couple demandé.

[0026] Selon ce procédé, le contrôle de la combustion d'un moteur à allumage commandé s'effectue en cinq étapes :

1- Détermination de valeurs de consigne pour différents paramètres physiques.

[0027] Lors des phases de transition d'un point de fonctionnement à un autre (changement de vitesse du véhicule ou du profil de la route), le contrôle moteur supervise les différents actionneurs présents dans le moteur pour garantir le couple désiré tout en minimisant le bruit, les émissions de polluants et la consommation. Cela se traduit donc par le passage des valeurs des paramètres X_{air} , X_{fuel} et X_{all} d'un point initial aux valeurs des paramètres d'un point final :

$$\begin{cases} X_{air}^{initial} \rightarrow X_{air}^{final} & (a) \\ X_{fuel}^{initial} \rightarrow X_{fuel}^{final} & (b) \\ X_{all}^{initial} \rightarrow X_{all}^{final} & (c) \end{cases}$$

[0028] Les valeurs finales sont définies de façon à optimiser la combustion, c'est-à-dire à brûler le maximum de carburant de façon à minimiser les émissions de polluants et la consommation tout en minimisant le bruit. Ces valeurs finales optimisant la combustion sont appelées valeurs de consigne. Le contrôle moteur est chargé de faire respecter ses valeurs consignes.

[0029] Les paramètres physiques importants, régulés par la boucle d'air, sont la pression, la température, la composition chimique des gaz dans la chambre et l'angle de fermeture de la soupape d'admission. Idéalement, ces paramètres atteignent instantanément leur valeur consigne. En réalité, la lenteur de la boucle d'air fait qu'il existe une erreur sur ces paramètres X_{air} entre leur valeur de consigne et leur valeur réelle, pendant toute la phase de transition. En conséquence, les paramètres thermodynamiques (masse, pression, température et taux de gaz brûlés) de la charge gazeuse aspirée dans le cylindre sont différents de leur valeur de consigne. On adapte le contrôle des boucles de fuel et d'allumage aux erreurs des paramètres suivants :

- P : La pression dans la chambre de combustion. Elle est fonction de l'angle vilebrequin θ .
- T : La température dans la chambre de combustion. Elle est fonction de l'angle vilebrequin θ .
- X : Le rapport entre la masse de gaz brûlés et la masse de gaz totale dans la chambre de combustion (paramètre entre 0 et 1). Il est fonction de l'angle vilebrequin θ .
- M_{air} : La masse d'air enfermée dans le cylindre.

[0030] On distingue la valeur de ces paramètres au moment de la fermeture soupape (IVC) :

- P_{IVC} : La pression dans la chambre de combustion au moment de la fermeture soupape.
- T_{IVC} : La température dans la chambre de combustion au moment de la fermeture soupape.
- X_{IVC} : Le rapport entre la masse de gaz brûlé et la masse de gaz totale dans la chambre de combustion au moment de la fermeture soupape.
- M_{IVC} : La masse d'air dans le cylindre au moment de la fermeture soupape.
- θ_{IVC} : L'angle de fermeture de la soupape d'admission ; il influence directement la turbulence dans la chambre de combustion.

[0031] Les valeurs de ces cinq paramètres sont déterminées en continue. Pour ce faire, on suppose que la composition (X_{IVC}) et la pression (P_{IVC}) dans le cylindre au moment de la fermeture soupape sont les mêmes que celles dans le collecteur d'admission où l'on dispose de mesures (par des capteurs ou des estimateurs). Nous estimons T_{IVC} par la

$$T_{IVC} = \frac{P_{IVC} V_{IVC}}{R M_{IVC}},$$

loi des gaz parfait où R est la constante des gaz parfait ($R=287$) et M_{IVC} est la masse aspirée par le cylindre qui est mesurée par un débitmètre.

[0032] Pour ces cinq paramètres physiques, liés à l'admission de comburant gazeux dans la chambre de combustion

du moteur, les valeurs de consigne sont respectivement notées : P_{ref} , T_{ref} , X_{ref} , M_{ref} et $(\theta_{IVC})_{ref}$.

[0033] Ces valeurs de consignes sont obtenues à partir d'une cartographie de consigne établie sur banc moteur : les valeurs de consigne de ces paramètres sont données par le point optimal cartographié au banc moteur (valeur que ces paramètres doivent atteindre). Ces valeurs de consigne sont déterminées de façon à optimiser la combustion. Ces paramètres sont liés par la relation des gaz parfait (PV=MRT) mais pour des raisons de simplicité, on n'explicite pas directement cette relation. Cela n'affecte en rien la méthode proposée.

[0034] Selon l'invention, le paramètre qu'on s'autorise à contrôler est l'angle d'allumage du mélange : θ_{all} . On note $(\theta_{all})_{ref}$ sa valeur référence (donnée par le point optimal cartographié au banc moteur). Le paramètre que l'on cherche à maintenir constant est l'angle vilebrequin CA_y , c'est-à-dire l'angle auquel y pour cent du carburant est consommé lors de la combustion. On cherche à maintenir cet angle à une valeur de consigne $(CA_y)_{ref}$ de cet angle pour une combustion optimale. Selon un mode préférentiel, on utilise le l'angle de moitié de combustion : CA_{50} . Il s'agit de l'angle vilebrequin auquel 50% du carburant a été consommé pendant la combustion optimisée (combustion obtenue avec les valeurs de consigne).

2- Contrôle de la boucle d'air (boucle lente).

[0035] Une fois déterminées les valeurs de consigne P_{ref} , T_{ref} , X_{ref} , M_{ref} et $(\theta_{IVC})_{ref}$ un système de contrôle moteur pilote des actionneurs de façon à ce que les valeurs des paramètres physiques P_{IVC} , T_{IVC} , X_{IVC} , M_{IVC} et θ_{IVC} soient égales à leurs valeurs de consigne P_{ref} , T_{ref} , X_{ref} , M_{ref} et $(\theta_{IVC})_{ref}$.

3- Adaptation de la boucle de fuel (boucle rapide).

[0036] L'adaptation du pilotage de la masse de carburant injectée à la dynamique de la boucle d'air est classiquement effectuée par le contrôle de la richesse de combustion : en effet, la dépollution des gaz d'échappement des moteurs essence peut être réalisée par un catalyseur trois voies. Il permet de traiter efficacement les CO, HC et NO_x produit par la combustion à condition que les gaz d'échappement ne soient globalement ni oxydant ni réducteur. On définit la richesse de combustion (λ), comme étant l'excédant de la masse d'air M_{air} par rapport à la masse de carburant M_f ramené au même rapport dans le cas de la combustion stoechiométrique (ce rapport stoechiométrique est noté PCO).

$$\lambda = \frac{M_f}{M_{air}} \frac{1}{PCO}.$$

On a donc La dépollution est donc efficace quand la richesse est proche de 1. La stratégie de contrôle de la masse de carburant injectée est donc réduite à l'estimation de la masse d'air aspirée dans le cylindre à partir des paramètres de la boucle d'air. L'estimation de la masse d'air M_{air} permet alors d'appliquer la commande

$$M_f = \frac{1}{PCO} M_{air}.$$

4- Adaptation de la boucle d'allumage

a. Calcul de la correction de la valeur de consigne de l'angle d'allumage $(\theta_{all})_{ref}$

[0037] La stratégie classique de contrôle de l'angle d'allumage θ_{all} est un pré positionnement dépendant du régime moteur, et de l'estimation de la masse d'air aspirée dans le cylindre (via une cartographie). Contrairement au contrôle de la masse de carburant, cette stratégie n'est pas optimale. En effet, si la masse de carburant injectée fournit un potentiel de couple, c'est le phasage de l'allumage qui garantit la bonne exploitation de ce potentiel.

- si l'allumage est trop précoce, la combustion est elle aussi précoce, provoquant une augmentation de pression pendant la phase de compression ce qui va à l'encontre de la production de couple.
- si l'allumage est trop tardif la combustion sera trop tardive et c'est toute la phase d'expansion qui se fera à une moindre pression. Le couple produit est alors plus faible.

[0038] Le CA_{50} (angle vilebrequin auquel 50% du carburant a brûlé) est l'angle vilebrequin qui permet de rendre compte de ce phasage de combustion. Il est classiquement admis que chaque moteur possède un angle vilebrequin référence $(CA_{50})_{ref}$ fixé, dépendant des caractéristiques techniques du moteur. La stratégie d'allumage est alors optimale si le CA_{50} est régulé sur sa valeur référence $(CA_{50})_{ref}$.

[0039] Il est donc nécessaire de prendre en compte tous les paramètres thermodynamiques et physiques influençant

la combustion pour piloter au mieux l'angle d'allumage. Le pré-positionnement classique de l'angle d'allumage, en fonction du régime moteur et de la masse d'air aspirée, est donc un début d'adaptation de la boucle d'allumage aux paramètres lents de la boucle d'air, mais il n'est pas complet. En effet, d'autres paramètres de la boucle d'air influencent la combustion :

- La pression dans la chambre de combustion
- La température dans la chambre de combustion.
- Le taux de gaz brûlés dans la chambre de combustion.
- La turbulence dans la chambre de combustion (via θ_{IVC}).

[0040] Si le contrôle de la boucle d'air était parfait, les cinq paramètres P_{IVC} , T_{IVC} , M_{IVC} , X_{IVC} et θ_{IVC} atteindraient leurs valeurs références P_{ref} , T_{ref} , M_{ref} , X_{ref} et $(\theta_{IVC})_{ref}$ instantanément. En réalité, en phase transitoire, les paramètres P_{IVC} , T_{IVC} , M_{IVC} , X_{IVC} et θ_{IVC} sont différents de leur valeur référence. Le contenu du cylindre au moment de la fermeture soupape est donc différent du contenu référence pour lequel a été cartographié la stratégie d'allumage.

[0041] Il faut donc prendre en compte les erreurs de ces paramètres au moment de la fermeture soupape pour modifier l'angle d'allumage, de manière à conserver une combustion aussi proche que la combustion référence (combustion optimisée). On note :

- p le vecteur $(P_{IVC}; T_{IVC}; M_{IVC}; X_{IVC}; \theta_{IVC})$;
- p^{ref} le vecteur $(P_{ref}; T_{ref}; M_{ref}; X_{ref}; (\theta_{IVC})_{ref})$;
- dp le vecteur $p - p^{ref} = (dP; dT; dM; dX; d\theta_{IVC})$, avec :

$$dP = P_{IVC} - P_{ref}, \quad dT = T_{IVC} - T_{ref}, \quad dM = M_{IVC} - M_{ref}, \quad dX = X_{IVC} - X_{ref}$$

et

$$d\theta = \theta_{IVC} - (\theta_{IVC})_{ref}$$

[0042] Pour cela, on cherche un nouvel angle d'allumage corrigé $(\theta_{all})_{ref} + d\theta_{all}$ pour que l'angle CA_{50} soit à sa valeur de référence ($dCA_{50} = CA_{50} - (CA_{50})_{ref} = 0$). On cherche donc $d\theta_{all}$ tel que (voir figures 2 et 3 pour les trois situations) :

- si il n'y a pas d'erreur, c'est-à-dire si tous les paramètres ont atteint leur valeur de référence ($dp = 0$), on est exactement dans la situation du point de fonctionnement référence, on a donc $d\theta_{all} = 0$ (situation ①).
- si les paramètres n'ont pas atteint leur valeur de référence ($dp \neq 0$), la vitesse de la combustion n'est pas identique à celle de la combustion référence. On a donc un déphasage de la combustion et le CA_{50} n'est pas atteint à sa valeur référence (situation ②).
- pour contre balancer les erreurs $dp \neq 0$, on introduit donc une correction angulaire $d\theta_{all} \neq 0$ sur l'angle d'allumage pour avoir le même phasage CA_{50} (situation ③).

[0043] La figure 2 illustre une chronologie de combustion selon trois situations. Pour chaque situation l'axe horizontal représente l'angle vilebrequin θ . Sur ces axes sont repérés : la valeur de consigne $(\theta_{all})_{ref}$ de l'angle d'allumage, l'angle d'allumage θ_{all} , et le terme correctif $d\theta_{all}$. La figure 3 illustre les trois courbes de dégagement d'énergie Q en fonction de l'angle vilebrequin θ pour les trois situations décrites précédemment (figure 2).

[0044] Pour déterminer la correction $d\theta_{all}$, on réalise une modélisation du système de combustion. Selon un exemple particulier de réalisation, on peut utiliser un modèle de combustion défini par une équation différentielle permettant de modéliser l'évolution au cours du temps de la masse de carburant consommée par la combustion. Un tel modèle de combustion peut donc s'écrire sous la forme compacte suivante (l'annexe 1 illustre un exemple d'un tel modèle de combustion) :

$$\begin{cases}
 \frac{dx}{d\theta} = f(x, y, p, \theta) \\
 \frac{dy}{d\theta} = g(x, y, p, \theta) \\
 x(\theta_{all}) = 0 \\
 y(\theta_{all}) = h(p) \\
 \theta \in [\theta_{all}, CA_{50}]
 \end{cases} \quad (1)$$

Avec :

x : fraction massique de carburant brûlé (x est de dimension 1×1)

y : autres variables dont la dynamique est nécessaire pour le modèle de combustion (pression, température...). y

est de dimension $1 \times n$ avec $n \in \mathbb{N}^*$.

p : paramètres de la boucle d'air à compenser durant les transitoires. p est de dimension $1 \times n$ avec $n \in \mathbb{N}^*$

θ_{all} : angle d'allumage du mélange

f, g et h sont des fonctions entièrement connues (voir annexe 1 par exemple).

[0045] On note que la méthode de contrôle de l'angle d'allumage selon l'invention est applicable à tout modèle de combustion sous forme d'équation différentielle.

Estimation de la correction de la valeur de consigne de l'angle d'allumage $(\theta_{all})_{ref}$

[0046] Le calcul de la correction se fait en linéarisant le modèle de combustion en p autour des valeurs références p^{ref} en introduisant les écarts dp .

[0047] Au vu de la forme complexe du modèle de combustion, il est difficile de trouver une expression analytique de la correction $d\theta_{all}$. En conséquence, on cherche une solution au premier ordre de la correction à apporter. De cette manière, la correction est proportionnelle à l'erreur de boucle d'air dp .

[0048] Pour obtenir la correction, on procède comme suit :

- on réalise une analyse de sensibilité de l'équation différentielle (1) par rapport aux deux variables p et θ_{all} . On obtient ainsi la variation au premier ordre des états de l'équation différentielle (dx, dy) consécutifs à des variations quelconques de p et θ_{all} autour de leurs valeurs de référence.
- On traduit le fait qu'en présence de l'erreur dp et de la correction $d\theta_{all}$ le CA_{50} ne doit pas être affecté ($dCA_{50} = 0$) par une condition sur la sensibilité de l'état x : $dx(\theta_{all}) = 0$. On obtient donc une équation dans laquelle apparaissent dp et $d\theta_{all}$. Par inversion de cette équation, on obtient une expression de $d\theta_{all}$ en fonction de dp et de toutes les variables présentes dans le modèle.

[0049] La correction obtenue s'écrit :

$$d\theta_{all} = ((CA_{50})_{ref} - (\theta_{all})_{ref}) \Lambda \cdot dp$$

avec

$$\Lambda = \frac{\int_{(\theta_{all})_{ref}}^{(CA_{50})_{ref}} \Gamma(\theta)^T \begin{pmatrix} B^{11}(\theta) \\ B^{21}(\theta) \end{pmatrix} d\theta + \Gamma((\theta_{all})_{ref})^T \begin{pmatrix} 0 \\ \frac{dg}{dp}(p^{ref}) \end{pmatrix}}{\int_{(\theta_{all})_{ref}}^{(CA_{50})_{ref}} \Gamma(\theta)^T \begin{pmatrix} B^{12}(\theta) \\ B^{22}(\theta) \end{pmatrix} d\theta}$$

$$B^{11}(\theta) = \frac{\partial f}{\partial p}(x^{ref}, y^{ref}, p^{ref}, \theta)$$

$$B^{12}(\theta) = f(x^{ref}, y^{ref}, p^{ref}, \theta) + (\theta - (CA_{50})_{ref}) \frac{\partial f}{\partial \theta}(x^{ref}, y^{ref}, p^{ref}, \theta)$$

$$B^{21}(\theta) = \frac{\partial g}{\partial p}(x^{ref}, y^{ref}, p^{ref}, \theta)$$

$$B^{22}(\theta) = g(x^{ref}, y^{ref}, p^{ref}, \theta) + (\theta - (CA_{50})_{ref}) \frac{\partial g}{\partial \theta}(x^{ref}, y^{ref}, p^{ref}, \theta)$$

$$\Gamma(\theta) = \exp \left(\int_{\theta}^{(CA_{50})_{ref}} \begin{pmatrix} \frac{\partial f}{\partial x}(x^{ref}, y^{ref}, p^{ref}, \theta) & \frac{\partial g}{\partial x}(x^{ref}, y^{ref}, p^{ref}, \theta) \\ \frac{\partial f}{\partial y}(x^{ref}, y^{ref}, p^{ref}, \theta) & \frac{\partial g}{\partial y}(x^{ref}, y^{ref}, p^{ref}, \theta) \end{pmatrix} d\theta \right) \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix}$$

b. Adaptation de la boucle d'allumage (boucle rapide)

[0050] Le système de contrôle moteur pilote le système d'allumage du carburant dans la chambre de combustion lorsque l'angle vilebrequin est égal à la valeur corrigée de consigne $(\theta_{all})_{ref} + d\theta_{all}$ afin de conserver la combustion optimale.

[0051] Un intérêt de la méthode est de relier directement les erreurs de la boucle d'air avec la correction à appliquer sur la commande de l'allumage via la matrice Λ . Celle-ci est entièrement calculable : elle ne dépend que du modèle de combustion, des valeurs de références P_{ref} , T_{ref} , X_{ref} et M_{ref} et d'un certain nombre de constantes connues.

[0052] En appliquant la correction précédente sur l'angle d'allumage, on assure (au premier ordre) que l'angle CA_{50} est à sa valeur de référence. Petit à petit, la boucle d'air amène les erreurs dP , dT , dX et dM vers zéro, la correction disparaît donc dans les phases statiques stabilisées. La stratégie de contrôle est schématisée sur la figure 4. Cette figure illustre un schéma du calcul de la correction $d\theta_{all}$ de l'angle d'allumage. Après avoir estimé ou mesuré (EST-ACT) les valeurs réelles des paramètres p , déterminé (DET-CONS) les valeurs de consignes p^{ref} de ces paramètres et $(\theta_{all})_{ref}$, on calcule la matrice de linéarisation (CAL-MAT) du modèle de combustion. Ensuite, on calcule le coefficient suivant : $((CA_{50})_{ref} - (\theta_{all})_{ref}) \cdot \Lambda$.

[0053] Pour cela on a donc besoin de la valeur de $(CA_{50})_{ref}$ (valeur de l'angle de milieu de combustion de la combustion de référence). On utilise donc le système différentiel (1) (modèle de combustion) avec les valeurs de référence p^{ref} et $(\theta_{all})_{ref}$ pour conditions initiales. On obtient le système suivant:

$$\begin{cases} \frac{dx^{ref}}{d\theta} = f(x^{ref}, y^{ref}, p^{ref}, \theta) \\ \frac{dy^{ref}}{d\theta} = g(x^{ref}, y^{ref}, p^{ref}, \theta) \\ x((\theta_{all})^{ref}) = 0 \\ y((\theta_{all})^{ref}) = h(p^{ref}) \end{cases}$$

$$\theta \in [(\theta_{all})^{ref}, (CA_{50})^{ref}]$$

[0054] Par intégration numérique de ce système, on détermine la valeur de l'angle θ lorsque $x_{ref} = 0.5$. Cet angle correspond à la valeur de $(CA_{50})_{ref}$.

[0055] Enfin, on calcule la correction (CAL-COR) $d\theta_{all}$:

$$d\theta_{all} = ((CA_{50})_{ref} - (\theta_{all})_{ref}) \Lambda dp$$

[0056] Ainsi le procédé selon l'invention permet d'assurer le contrôle de la combustion d'un moteur à allumage commandé, en contrôlant les trois boucles dynamiques de manière séparée, et en corrigeant la valeur de référence de l'angle d'allumage. Cette correction est déterminée de façon à ce que l'angle CA_{50} soit à sa valeur de référence. En appliquant cette correction à l'angle d'allumage, on maintient donc l'angle CA_{50} à sa valeur de référence, et par conséquent, on obtient le même dégagement d'énergie que pour la combustion de référence (optimisée).

ANNEXE 1

Modèle de combustion

[0057] Un exemple de modèle de combustion défini par une équation différentielle est présenté dans le document suivant :

F.-A. Lafossas, et al., "Application of a new 1d combustion model to gasoline transient engine operation," in Proc. SAE World Congress, no. 2005-01-2107, 2005.

[0058] Ce modèle représente le volume du cylindre en deux zones (la zone brûlée et la zone non-brûlée) séparée par le front de flamme (modélisé comme une couche infiniment fine). Pendant toute la combustion, la flamme se propage de la zone brûlée vers la zone non-brûlée. Les équations du modèle sont les suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dx}{d\theta} = \frac{1}{N_e} \left(\frac{C_1 p_2}{V(t)^{\kappa\gamma+1}} y^{\kappa+1/\gamma} + \frac{C_2 p_1^{-1/\gamma} \sqrt{k(\theta, p_3)}}{V(t)} y^{1/\gamma} \tanh \left(\frac{1}{r_0} \left(\frac{3V_{fl}}{4\pi} \right)^{1/3} - 1 \right) \right) S_{geo}(V_{fl}, t) \\ V_{fl} = \max(f_{vol}, V(\theta)(1 - (1-x)p_1^{1/\gamma} y^{-1/\gamma})) \\ S_{geo}(V_{fl}, \theta) = \begin{cases} \sqrt[3]{36\pi} V_{fl}^{2/3} & \text{if } V_{fl} < \frac{\pi}{6} \left(\frac{V(\theta)}{A} \right)^3 \\ 2\sqrt{2\pi V_{fl} \frac{V(\theta)}{A} + \frac{4}{3}\pi^2 \left(\frac{V(\theta)}{A} \right)^4} & \text{if } V_{fl} > \frac{\pi}{6} \left(\frac{V(\theta)}{A} \right)^3 \end{cases} \\ k(\theta, p_3) = C_3 p_4 \left(- \int_{p_3}^{\theta} \zeta'(z, p_3) e^{\frac{C_4}{N_e}(z-p_3)} dz + C_5 \right) e^{-\frac{C_4}{N_e}(\theta-p_3)} \\ \zeta(\theta, p_3) = V(\theta)^2 \left(\frac{\theta - \theta_{TDC}}{p_3 - \theta_{TDC}} \right)^2 \delta_{\theta < \theta_{TDC}} \\ \frac{dy}{d\theta} = Q_{LHV} M_f (\gamma - 1) V(\theta)^{\gamma-1} \frac{dx}{d\theta} \\ x(\theta_{all}) = 0 \\ y(\theta_{all}) = p_1 \end{array} \right.$$

avec :

Symb.	Quantity	Unit
N_c	Régime moteur	rpm
θ	angle vilebrequin	[deg]
θ_{ivc}	angle vilebrequin de l'ivc	[deg]
θ_{TDC}	angle vilebrequin de la position haute du piston	[deg]
θ_{all}	angle vilebrequin de l'allumage du mélange	[deg]
$V(\theta)$	Volume du cylindre	m ³
V_{ivc}	Volume du cylindre l'ivc	m ³
$P(\theta)$	pression dans le cylindre	Pa

(suite)

Symb.	Quantity	Unit
P_{ivc}	pression dans le cylindre à l'ivc	Pa
$T(\theta)$	température dans le mélange	K
T_{ivc}	température dans le mélange à l'ivc	K
$T_u(\theta)$	température de la zone non-brûlée	K
AFR_s	richesse à la stoechiométrie	-
m_{inj}	Masse de carburant injectée	kg
m_{air}	Masse d'air admise	kg
m_{bg}	taux de gaz brûlé dans la chambre de combustion	kg
m_f	masse de carburant brûlée pendant la combustion (va de 0 à M_f)	kg
ρ_u	densité dans la zone non brûlée	kg/m ³
$(\rho_u)_{ivc}$	densité dans la zone non-brûlée à l'ivc	kg/m ³
Y_u	fraction massique de carburant dans la zone non-brûlée	-
U	vitesse de flamme laminaire	m/s
Ξ	plissement due à la turbulence	-
γ	Indice adiabatique	-
PMI	Pression moyenne indiquée	bar
Q_{LHV}	Energie massique disponible dans le carburant	J/kg
A	Surface du piston	m ²
S_{fl}	Surface de la flamme	m ²
S_{geo}	Surface de flamme géométrique (sans le plissement)	m ²
f_{vol}	Volume de flamme minimal (initiation du volume de flamme)	m ³
x	fraction massique de carburant brûlée	-
y	$P.V$ (variable représentant la pression dans la chambre)	Pa m ^{3γ}

[0059] Les paramètres de la boucle d'air à compenser sont tous regroupés dans les trois paramètres suivants :

$$p_1 = P_{ivc} V_{ivc}^\gamma$$

$$p_2 = \left(\frac{T_{ivc}}{P_{ivc}^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \right)^a \frac{1 - 2.1 \frac{m_{bg}}{m_{bg} + m_{air}}}{P_{ivc}^{1/\gamma} V_{ivc}}$$

$$p_3 = \theta_{ivc}$$

[0060] Enfin, les paramètres du modèle sont : $C_1, C_2, C_3, C_4, \alpha$. Un exemple de valeur numérique (unités du système international SI) pour ces paramètres est donné dans le tableau suivant :

Paramètre	C_1	C_2	C_3	C_4	α
Valeur	2.92 e ⁻⁵	2.11	5.34 e ⁷	1,67 e ⁻²	2.12

[0061] Au final, le modèle peut donc s'écrire sous la forme condensée suivante :

$$\begin{cases} \frac{dx}{d\theta} = f(x, y, p, \theta) \\ \frac{dy}{d\theta} = g(x, y, p, \theta) \\ x(\theta_{all}) = 0 \\ y(\theta_{all}) = C^T p \end{cases}$$

$$\theta \in [\theta_{all}, CA_{50}]$$

avec $p = (p_1, p_2, p_3)^T$, $C = (1, 0, 0)^T$ et f et g définies par l'équation du modèle de combustion en début d'annexe.

[0062] Dans ces équations le terme CA_{50} peut facilement être substitué par tout angle CA_y .

Revendications

1. Procédé de contrôle de combustion d'un moteur à allumage commandé, dans lequel :

- on détermine une valeur de consigne d'un angle vilebrequin d'allumage dudit mélange, ainsi que des valeurs de consigne de paramètres physiques liés à la combustion d'un mélange de gaz et de carburant dans une chambre de combustion, lesdites valeurs de consigne étant déterminées de façon à optimiser la combustion, et lesdits paramètres physiques étant choisis parmi les paramètres suivants au moment de la fermeture soupape : pression dans la chambre de combustion (P_{IVC}), température dans la chambre de combustion (T_{IVC}), rapport (X_{IVC}) entre une masse de gaz brûlés et une masse de gaz totale dans la chambre de combustion, masse (M_{IVC}) d'air dans le cylindre, et angle de fermeture d'une soupape d'admission (θ_{IVC}) ;

- un système de contrôle moteur pilote des actionneurs de façon à ce que les valeurs desdits paramètres physiques soient égales auxdites valeurs de consigne, **caractérisé en ce que** le procédé comporte les étapes suivantes :

- on utilise un modèle de combustion modélisant par une équation différentielle une évolution au cours du temps d'une masse de carburant consommée ;

- on corrige la valeur de consigne de l'angle vilebrequin d'allumage avant que lesdits paramètres physiques n'atteignent leurs valeurs de consigne, en calculant une correction $d\theta_{all}$ à appliquer à ladite valeur de consigne de l'angle vilebrequin d'allumage, de façon à ce qu'un angle vilebrequin CA_y , auquel y pour cent du carburant est consommé lors de la combustion, soit égal à une valeur de consigne de cet angle pour une combustion optimisée, ladite correction $d\theta_{all}$ étant déterminée en tenant compte de différences dp entre des valeurs réelles p desdits paramètres physiques et lesdites valeurs de consignes p^{ref} desdits paramètres physiques, au moyen d'une linéarisation dudit modèle de combustion en p autour des valeurs de consignes p^{ref} , puis en calculant une solution au premier ordre de la correction à apporter, de façon à ce que la correction $d\theta_{all}$ soit proportionnelle auxdites différences dp ;

- ledit système de contrôle moteur pilote l'allumage dudit mélange dans la chambre de combustion lorsque l'angle vilebrequin est égal à ladite valeur de consigne de l'angle vilebrequin d'allumage corrigée afin de conserver la combustion optimale.

2. Procédé selon la revendication 1, dans lequel on détermine ladite correction $d\theta_{all}$ en appliquant les étapes suivantes :

- on détermine lesdites valeurs réelles desdits paramètres physiques ;

- on calcule lesdites différences dp entre lesdites valeurs réelles et lesdites valeurs de consignes ;

- on détermine ladite valeur de consigne de l'angle vilebrequin CA_y , au moyen d'une intégration numérique dudit modèle de combustion en affectant à chaque paramètre du modèle sa valeur de consignes ;

- on calcule la matrice de linéarisation A du modèle de combustion en linéarisant le modèle de combustion en p autour des valeurs de consignes p^{ref} ;

- on calcule la correction $d\theta_{all}$ au moyen de la formule suivante :

$$d\theta_{all} = ((CA_y)_{ref} - (\theta_{all})_{ref}) \Lambda \cdot dp$$

où $(\theta_{all})_{ref}$ est ladite valeur de consigne de l'angle vilebrequin d'allumage dudit mélange, et $(CA_y)_{ref}$ est ladite valeur de consigne de l'angle vilebrequin CA_y .

3. Procédé selon l'une des revendications précédentes, dans lequel l'angle vilebrequin CA_y est l'angle vilebrequin auquel cinquante pour cent du carburant est consommé lors de la combustion.
4. Procédé selon l'une des revendications précédentes, dans lequel on adapte également une masse de carburant injectée dans la chambre de combustion, avant que lesdits paramètres physiques n'atteignent leurs valeurs de consigne, au moyen d'un contrôle de la richesse de combustion.

Patentansprüche

1. Verfahren zur Verbrennungskontrolle eines Motors mit Fremdzündung, wobei:

- Sollwerte eines Kurbelwinkels der Zündung des Gemischs, sowie Sollwerte von physikalischen Parametern, die mit der Verbrennung eines Gemischs aus Gas und Kraftstoff in einer Brennkammer verbunden sind, bestimmt werden, wobei die Sollwerte bestimmt werden, um die Verbrennung zu optimieren, und wobei die Sollwerte beim Schließen des Ventils aus den folgenden Parametern ausgewählt werden: dem Druck in der Brennkammer (P_{IVC}), der Temperatur in der Brennkammer (T_{IVC}), dem Verhältnis (X_{IVC}) zwischen einer verbrannten Gasmasse und einer Gasgesamtmasse in der Brennkammer, der Luftmasse (M_{IVC}) in dem Zylinder und dem Schließwinkel eines Einlassventils (θ_{IVC});

ein Motorkontrollsystem Aktuatoren steuert, damit die Werte der physikalischen Parameter gleich den Sollwerten sind, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Verfahren die folgenden Schritte umfasst:

- Verwenden eines Verbrennungsmodells, das über eine Differentialgleichung eine zeitliche Entwicklung einer verbrauchten Kraftstoffmasse modelliert;
- Korrigieren des Sollwerts des Kurbelwinkels der Zündung, bevor die physikalischen Parameter ihre Sollwerte erreichen, indem ein Korrekturwert $d\theta_{all}$ berechnet wird, der an diesen Sollwert des Kurbelwinkels der Zündung anzulegen ist, damit ein Kurbelwinkel CA_y , bei dem y Prozent des Kraftstoffs während der Verbrennung verbraucht sind, gleich einem Sollwert dieses Winkels für eine optimierte Verbrennung ist, wobei die Korrektur $d\theta_{all}$ unter Berücksichtigung von Differenzen dp zwischen den realen Werten p der physikalischen Parameter und den Sollwerten p^{ref} der physikalischen Parameter mithilfe einer Linearisierung des Verbrennungsmodells auf p um die Sollwerte p^{ref} bestimmt wird, dann indem eine Lösung erster Ordnung der anzulegenden Korrektur berechnet wird, damit die Korrektur $d\theta_{all}$ proportional zu den Differenzen dp ist;
- wobei das Motorkontrollsystem die Zündung des Gemischs in der Brennkammer steuert, wenn der Kurbelwinkel gleich dem korrigierten Sollwert des Kurbelwinkels bei der Zündung ist, um die optimale Verbrennung aufrechtzuerhalten.

2. Verfahren nach Anspruch 1, wobei die Korrektur $d\theta_{all}$ unter Anwendung der folgenden Schritte bestimmt wird:

- Bestimmen der realen Werte der physikalischen Parameter;
- Berechnen der Differenzen dp zwischen den realen Werten und den Sollwerten;
- Bestimmen des Sollwerts des Kurbelwinkels CA_y mithilfe einer digitalen Integration des Verbrennungsmodells, indem jedem Parameter des Modells ein Sollwert davon zugewiesen wird;
- Berechnen einer Linearisierungsmatrix Λ des Verbrennungsmodells durch Linearisieren des Verbrennungsmodells auf p um die Sollwerte p^{ref} ;
- Berechnen der Korrektur $d\theta_{all}$ mithilfe der folgenden Formel:

$$d\theta_{all} = ((CA_y)_{ref} - (\theta_{all})_{ref}) \Lambda dp$$

wobei $(\theta_{all})_{ref}$ der Sollwert des Kurbelwinkels der Zündung des Gemischs ist und $(CA_y)_{ref}$ der Sollwert des Kurbelwinkels CA_y ist.

3. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei der Kurbelwinkel CA_y der Kurbelwinkel ist, bei dem während der Verbrennung fünfzig Prozent des Kraftstoffs verbraucht sind.
4. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei auch eine in die Brennkammer eingespritzte Kraft-

stoffmasse angepasst wird, bevor die physikalischen Parameter ihre Sollwerte erreichen, und zwar mithilfe einer Kontrolle der Fettheit der Verbrennung.

Claims

1. A method of controlling the combustion of a spark-ignition engine, wherein:

- a setpoint value is determined for an ignition crank angle of said mixture, as well as setpoint values for physical parameters linked with the combustion of a mixture of gas and fuel in a combustion chamber, said setpoint values being determined so as to optimize combustion and said physical parameters being selected from among the following parameters upon valve closing: pressure in the combustion chamber (P_{IVC}), temperature in the combustion chamber (T_{IVC}), ratio (X_{IVC}) between a burnt gas mass and a total gas mass in the combustion chamber, air mass (M_{IVC}) in the cylinder and closure angle (θ_{IVC}) of an intake valve;

- an engine control system controls actuators in such a way that the values of said physical parameters are equal to said setpoint values, **characterized in that** the method comprises the following stages:

- using a combustion model modelling by a differential equation an evolution over time of a consumed fuel mass, - correcting the setpoint value of the ignition crank angle before said physical parameters reach their setpoint values, by calculating a correction $d\theta_{all}$ to be applied to said setpoint value of the ignition crank angle, so that a crank angle CA_y in which y per cent of the fuel is consumed during combustion is equal to a setpoint value of this angle for an optimized combustion, said correction $d\theta_{all}$ being determined by taking account of differences dp between real values p of said physical parameters and said setpoint values p^{ref} of said physical parameters, by means of a linearization of said combustion model to p around setpoint values p^{ref} , then by calculating a first-order solution for the correction to be brought so that correction $d\theta_{all}$ is proportional to said differences dp ;

- said engine control system controls the ignition of said mixture in the combustion chamber when the crank angle is equal to said corrected ignition crank angle setpoint value in order to keep combustion optimal.

2. A method as claimed in claim 1, wherein said correction $d\theta_{all}$ is determined by applying the following stages:

- determining said real values of said physical parameters, - calculating said differences dp between said real values and said setpoint values, - determining said setpoint value of crank angle CA_y by means of a numerical integration of said combustion model by assigning to each parameter of the model the setpoint value thereof, - calculating linearization matrix Λ of the combustion model by linearizing the combustion model to p around setpoint values p^{ref} , and - calculating correction $d\theta_{all}$ by means of the following formula:

$$d\theta_{all} = ((CA_y)_{ref} - (\theta_{all})_{ref}) \Lambda . dp$$

where $(\theta_{all})_{ref}$ is said setpoint value of the ignition crank angle of said mixture and $(CA_y)_{ref}$ is said setpoint value of crank angle CA_y .

3. A method as claimed in any one of the previous claims, wherein crank angle CA_y is the crank angle in which fifty per cent of the fuel is consumed during combustion.

4. A method as claimed in any one of the previous claims, wherein a mass of fuel injected into the combustion chamber is also adapted, before said physical parameters reach their setpoint values, by controlling the combustion richness.

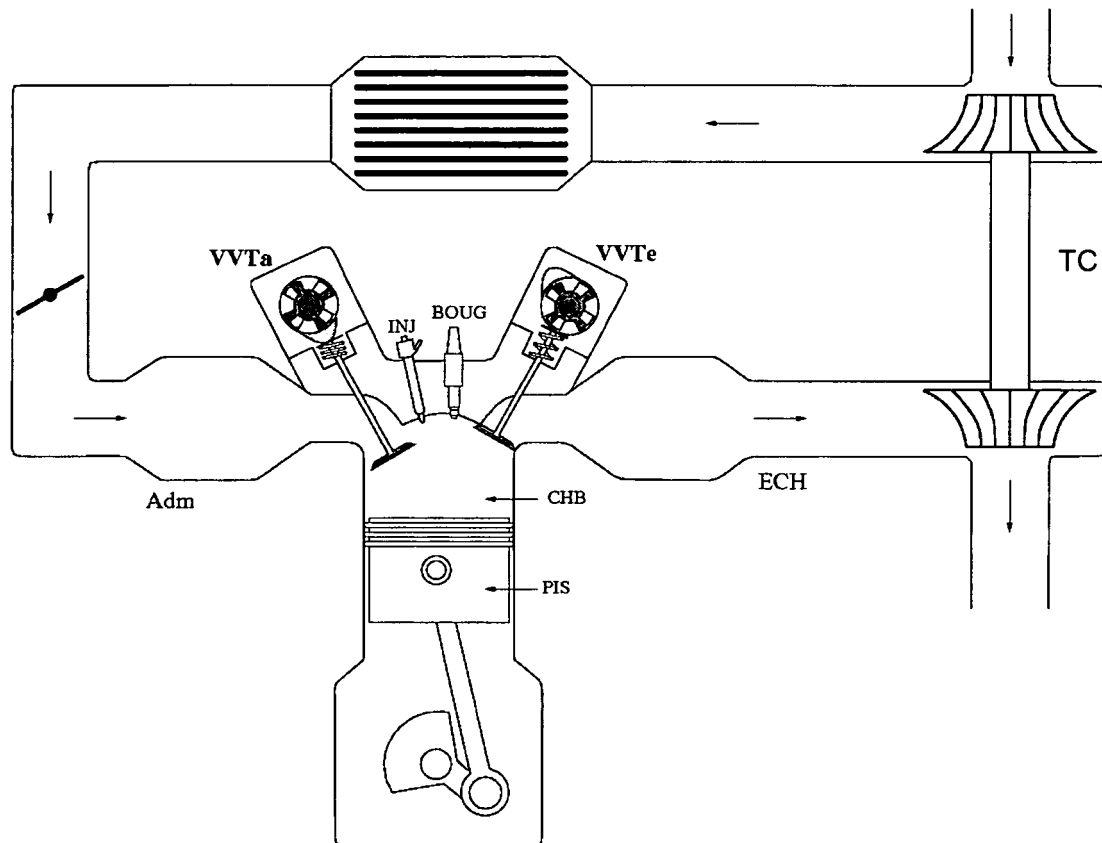


Fig. 1

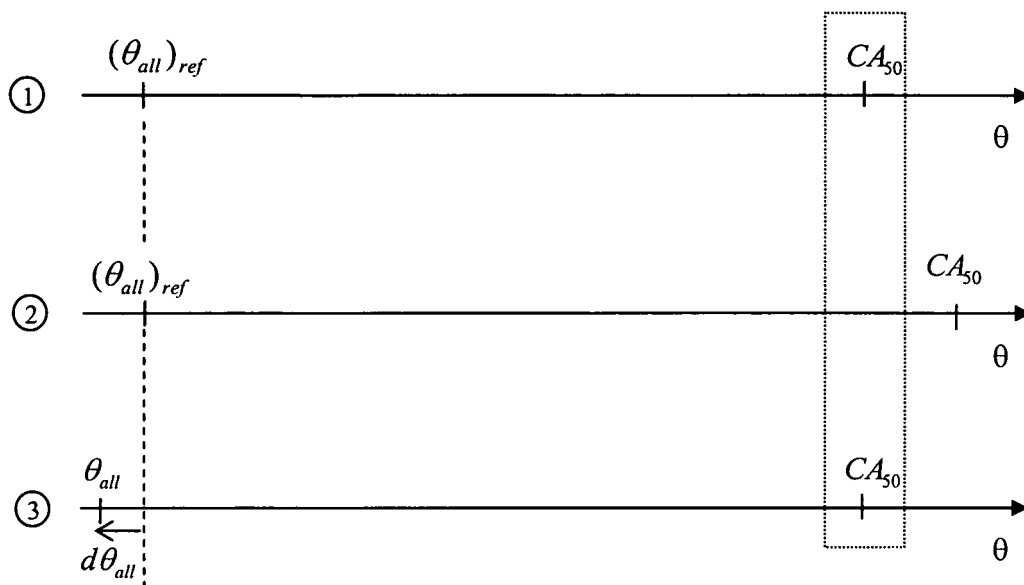


Fig. 2

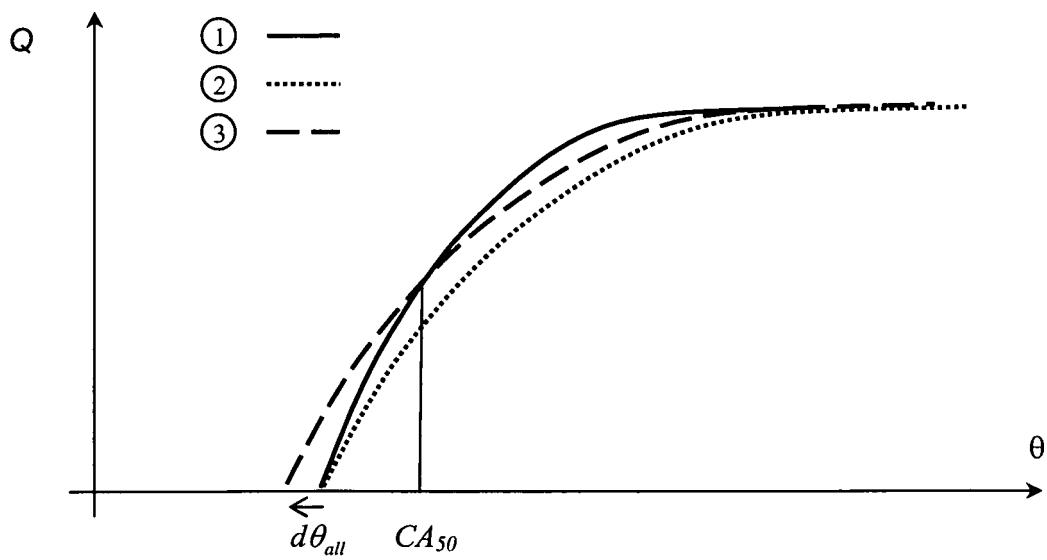


Fig. 3

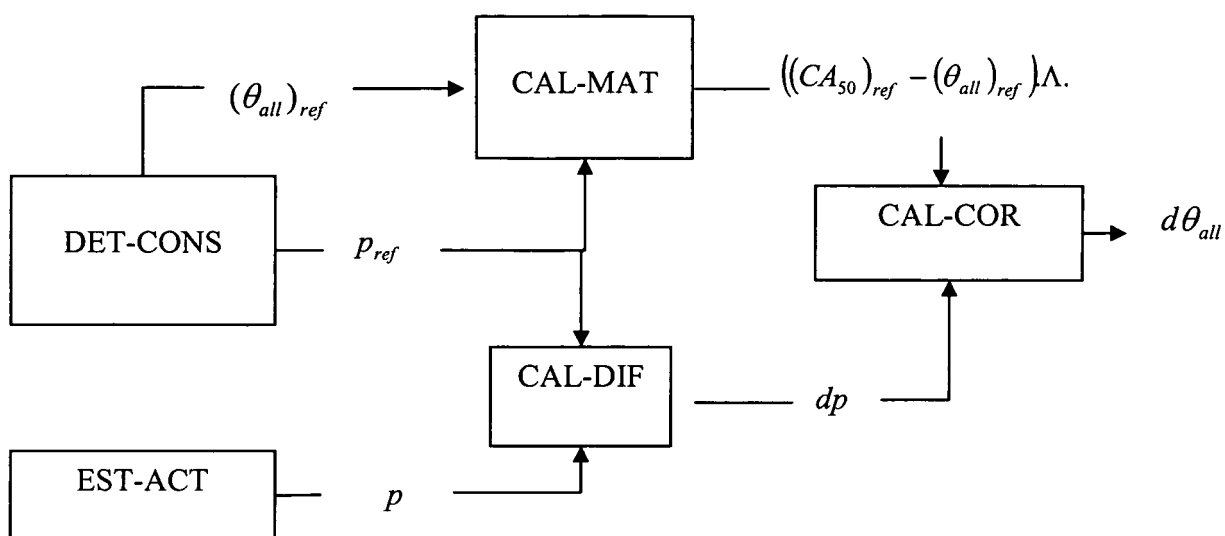


Fig. 4

RÉFÉRENCES CITÉES DANS LA DESCRIPTION

Cette liste de références citées par le demandeur vise uniquement à aider le lecteur et ne fait pas partie du document de brevet européen. Même si le plus grand soin a été accordé à sa conception, des erreurs ou des omissions ne peuvent être exclues et l'OEB décline toute responsabilité à cet égard.

Documents brevets cités dans la description

- WO 02095191 A [0015]

Littérature non-brevet citée dans la description

- **PALJOO YOON et al.** Closed-loop Control of Spark Advance and Air-fuel Ratio in SI Engines Using Cylinder Pressure. *Society of Automotive Engineering World Congress* [0004]
- **LARS ERIKSEN et al.** Closed loop Ignition Control by Ionization Current Interpretation. *SAE 1997 Transactions, Journal of Engines*, 1997, vol. 106, 1216-1223 [0004]
- **F.-A. LAFOSSAS et al.** Application of a new 1d combustion model to gasoline transient engine operation. *Proc. SAE World Congress*, 2005 [0057]