(12) DEMANDE INTERNATIONALE PUBLIÉE EN VERTU DU TRAITÉ DE COOPÉRATION EN MATIÈRE DE BREVETS (PCT)

(19) Organisation Mondiale de la Propriété Intellectuelle
Bureau international

(43) Date de la publication internationale
28 janvier 2016 (28.01.2016)

WIPO | PCT

(10) Numéro de publication internationale
WO 2016/012095 A1

(51) Classification internationale des brevets :
G01L 23/30 (2006.01) *F02D 35/02* (2006.01)
F02D 41/14 (2006.01) *G01M 15/08* (2006.01)

(21) Numéro de la demande internationale :
PCT/EP2015/001502

(22) Date de dépôt international :
21 juillet 2015 (21.07.2015)

(25) Langue de dépôt : français

(26) Langue de publication : français

(30) Données relatives à la priorité :
1457143 24 juillet 2014 (24.07.2014) FR

(71) Déposants : **CONTINENTAL AUTOMOTIVE FRANCE** [FR/FR]; 1, Avenue Paul Ourliac, (Service Intellectual Property), 31100 Toulouse (FR). **CONTINENTAL AUTOMOTIVE GMBH** [DE/DE]; Vahrenwalder Strasse, 9, 30165 Hannover (DE).

(72) Inventeurs : **VAROQUIE, Bertrand**; 6, Impasse Guillaume de Louzic, 31600 Eaunes (FR). **BOUQUEY, Christophe**; 36, Chemin du Garroussal, 31770 Colomiers (FR).

(74) Représentant commun : **CONTINENTAL AUTOMOTIVE FRANCE**; 1, Avenue Paul Ourliac, (Service Intellectual Property), 31100 Toulouse (FR).

(81) États désignés *(sauf indication contraire, pour tout titre de protection nationale disponible)* : AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

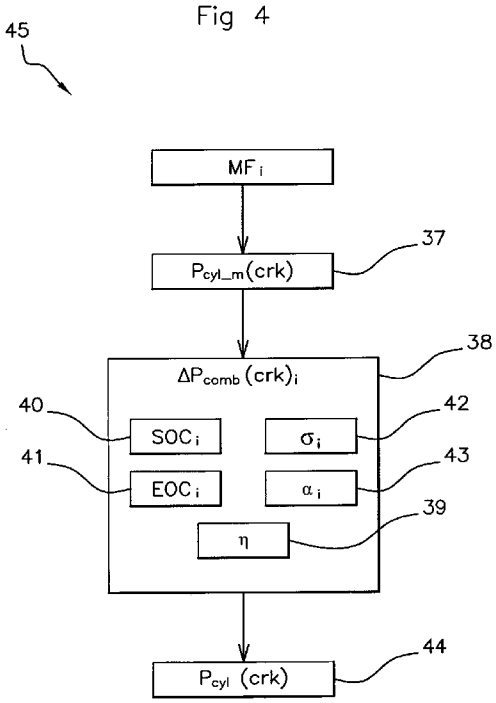
(84) États désignés *(sauf indication contraire, pour tout titre de protection régionale disponible)* : ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasien (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), européen (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

[Suite sur la page suivante]

(54) Title : METHOD FOR DETERMINING THE TOTAL PRESSURE IN THE CYLINDER OF AN ENGINE

(54) Titre : PROCEDE DE DETERMINATION DE LA PRESSION TOTALE DANS LE CYLINDRE D'UN MOTEUR

Fig 4



(57) Abstract : The present invention relates to a method (45) for determining the total pressure in a cylinder (P_{cyl}) of an engine depending on the angular position (crk) of a crankshaft (14) and from a quantity of fuel to be injected, potentially in several injections, comprising the following steps: • determination of the pressure in the cylinder when there is no combustion, said pressure being termed the pressure without combustion (P_{cyl_m}), • determination, for each injection (inj_i), of a curve of the sub-variation of pressure (ΔP_{comb_i}) caused by the combustion of the quantity of fuel injected during the injection (inj_i) considered, the shape of the curve being estimated depending on the quantity of fuel to be injected (MF_i) and the angular position at the start of injection (SOI_i) of the corresponding injection, • determination of the total pressure in the cylinder (P_{cyl}) by addition of the pressure without combustion (P_{cyl_m}) and the pressures given by the pressure sub-variation curves (ΔP_{comb_i}) of each injection (inj_i).

(57) Abrégé : La présente invention concerne un procédé (45) de détermination de la pression totale dans un cylindre (P_{cyl}) d'un moteur en fonction de la position angulaire (crk) d'un vilebrequin (14) et à partir d'une quantité de carburant à injecter en éventuellement plusieurs injections, comprenant les étapes suivantes : • détermination de la pression dans le cylindre lorsqu'il n'y a pas

[Suite sur la page suivante]

WO 2016/012095 A1

Publiée :

— *avec rapport de recherche internationale (Art. 21(3))*

de combustion, ladite pression étant dite pression sans combustion (P_{cyl_m}), • détermination pour chaque injection (inj_i) d'une courbe de sous-variation de pression (ΔP_{comb_i}) provoquée par la combustion de la quantité de carburant injectée lors de l'injection (inj_i) considérée, courbe dont la forme est estimée en fonction de la quantité de carburant à injecter (MF_i) et de la position angulaire de début d'injection (SOI_i) de l'injection correspondante, • détermination de la pression totale dans le cylindre (P_{cyl}) par addition de la pression sans combustion (P_{cyl_m}) et des pressions données par les courbes de sous-variation de pression (ΔP_{comb_i}) de chaque injection (inj_i).

Procédé de détermination de la pression totale dans le cylindre d'un moteur

La présente invention se rapporte en général à un procédé de détermination de la pression totale dans un cylindre de moteur. Elle concerne également le contrôle de la quantité de carburant à injecter dans un moteur.

L'invention trouve des applications, en particulier, dans le secteur de l'automobile et plus précisément des moteurs à injection directe.

Un moteur à injection directe comprend au moins un cylindre dans lequel est injecté, grâce à un injecteur, du carburant. Un piston se déplace dans le cylindre et comprime le mélange gazeux se trouvant à l'intérieur du cylindre. Pour une meilleure maitrise du fonctionnement du moteur, la quantité de carburant à injecter doit être contrôlée de manière extrêmement précise afin d'éviter, d'un côté, d'injecter trop peu de carburant ce qui provoquerait une action de la combustion sur le piston moindre à celle attendue et, d'un autre côté, d'injecter trop de carburant ce qui augmenterait inutilement la consommation de ce dernier. La quantité de carburant injectée par un injecteur dépend, d'une part, de la pression du carburant alimentant l'injecteur et, d'autre part, du temps d'ouverture de l'injecteur. Cependant, la pression dans le cylindre s'oppose à l'injection de carburant et vient influencer la quantité de carburant injectée. La pression dans le cylindre, ou contre-pression vue de l'injecteur, est due à la fois à la compression de l'air par le piston et à la "surpression" due à la combustion du carburant injecté.

La plupart des moteurs à injection directe d'il y a quelques années ne tiennent pas compte de la pression régnant dans le cylindre pour commander l'injecteur. En effet, ce paramètre est négligé car on a estimé qu'il influait peu sur l'injection de carburant. Cependant, de nouvelles conceptions de moteurs rendent la quantité de carburant injecté dans un cylindre plus sensible à la pression régnant dans ledit cylindre. En effet, la quantité de carburant à injecter dans le cylindre est liée à la différence entre la pression du rail d'alimentation qui varie par exemple pour un moteur Diesel entre 200 bars et 2000 bars en fonction de la charge du moteur et la pression dans le cylindre qui varie entre 0 bar et 100 bars. Plus la charge du moteur est importante, donc plus la pression du rail d'alimentation est importante, et plus la pression dans le cylindre est négligeable par rapport à la pression du carburant injecté. En revanche, les zones de faible charge, et donc de faible pression, sont très sensibles à la pression régnant dans le cylindre. Les nouveaux moteurs obligent donc de tenir compte de la pression dans le cylindre afin d'obtenir des injections très précises.

Le document US 6,782,737 propose un système d'estimation du pic maximum de pression dans le cylindre comprenant un capteur de pression, un capteur de température, des moyens de détermination du ratio entre la charge et la quantité de carburant injecté et un ordinateur de contrôle déterminant le début de l'injection.

L'estimation du pic maximum de pression se fait en fonction de la pression et de la température du carburant, dudit ratio et du début de l'injection. Cette estimation est utilisée comme donnée afin de limiter les émissions d'oxyde d'azote (NO_x).

Ce document se focalise sur l'estimation du pic maximum de pression correspondant à l'injection principale. Cependant les moteurs actuels comportent des systèmes à multi-injections dont chaque injection influe sur la suivante. La précision de l'estimation fournie par le système de ce document peut donc être améliorée.

De plus, le système d'estimation de la pression divulgué par ce document utilise des capteurs qui mesurent a postériori la pression. La solution proposée par ce document ne peut donc pas être utilisée efficacement comme un modèle d'estimation prédictif.

En outre, ce système comprend des calculs complexes non adaptés à une estimation en temps réel.

On connaît également les documents WO2005/103640A2, FR2892459A3, DE102012221245A1, DE102008044013A1 qui se rapportent à des procédés d'évaluation de la pression dans les cylindres d'un moteur à combustion interne.

L'invention vise à supprimer, ou du moins atténuer, tout ou partie des inconvénients de l'art antérieur précités.

La présente invention a alors pour but de proposer un procédé permettant de déterminer précisément et de manière prédictive la valeur de la pression totale dans le cylindre le long d'au moins une partie d'un cycle moteur.

Avantageusement, la présente invention permettra aussi de travailler en temps réel afin de piloter précisément la quantité de carburant à injecter en fonction des niveaux de pression régnant dans le cylindre.

Le procédé selon l'invention sera également de préférence facile à calibrer et/ou d'une grande fiabilité et/ou d'un prix de revient modéré.

À cet effet, la présente invention propose un procédé de détermination de la pression totale dans un cylindre d'un moteur en fonction de la position angulaire d'un vilebrequin et à partir d'une quantité de carburant à injecter en éventuellement plusieurs injections. Selon l'invention le procédé comprend les étapes suivantes :

- détermination de la pression dans le cylindre lorsqu'il n'y a pas de combustion, ladite pression étant dite pression sans combustion,
- détermination pour chaque injection d'une courbe de sous-variation de pression provoquée par la combustion de la quantité de carburant injectée lors de l'injection considérée, courbe dont la forme est estimée en fonction de la quantité de carburant à injecter et de la position angulaire de début d'injection de l'injection correspondante,

- détermination de la pression totale dans le cylindre par addition de la pression sans combustion et des pressions données par les courbes de sous-variation de pression de chaque injection.

Ce procédé permet ainsi dans un moteur à injection directe de déterminer de manière fiable la pression totale dans le cylindre. Les essais réalisés ont montré qu'un tel procédé est particulièrement bien adapté pour prédire précisément la pression dans le cylindre et être embarqué dans un calculateur du moteur.

En outre, ce procédé permet avantageusement de s'affranchir de certains calculs, tels que des calculs thermodynamiques ou des bilans d'enthalpie ou des bilans énergétiques ou encore des bilans de masse, qui sont trop longs et non compatibles avec un calcul en temps réel.

Une forme de réalisation avantageuse permettant de simplifier les calculs sans nuire de manière sensible à la précision prévoit que la pression sans combustion est déterminée en considérant que la compression et la détente du mélange gazeux contenu dans le cylindre sont adiabatiques et que ledit mélange se comporte comme un gaz parfait, ladite détermination étant corrigée linéairement en fonction de la température de refroidissement et du taux de recirculation des gaz à l'échappement.

En outre, dans une forme de réalisation préférée, la détermination de chaque courbe de sous-variation de pression s'effectue par une relation entre l'efficacité de combustion, la quantité de carburant à injecter, le volume du cylindre relatif à la position angulaire du vilebrequin, la pente de début de combustion de la courbe de sous-variation de pression, la position angulaire de début de combustion du vilebrequin, la pente de fin de combustion de la courbe de sous-variation de pression et la position angulaire de fin de combustion du vilebrequin.

Cette méthode prenant en compte l'influence de toutes les injections permet avantageusement une forme de détermination empirique de la pression dans le cylindre pour des systèmes à multi-injections.

Une telle phase de détermination de chaque sous-variation de pression, selon des modes de réalisation de l'invention pris isolément ou en combinaison, peut être telle que :

- la détermination de l'efficacité de combustion s'effectue à partir d'une valeur de base qui est corrigée en fonction de la température de refroidissement du carburant et de la pression du carburant à l'injection,
- la détermination de chaque pente de début de combustion s'effectue à partir d'une valeur de base qui est corrigée en fonction de la quantité de carburant à injecter, du taux de recirculation des gaz à l'échappement et du temps entre l'injection précédente et l'injection correspondante,

- la détermination de la position angulaire de début de combustion du vilebrequin s'effectue par addition de la position angulaire de début d'injection et d'une constante de temps qui est, elle, déterminée à partir d'une valeur de base qui est corrigée linéairement en fonction de la quantité de carburant à injecter et du taux de recirculation des gaz à l'échappement,
- la détermination de la pente de fin de combustion s'effectue par une relation linéaire en fonction de la position angulaire de début d'injection,
- la détermination de la position angulaire de fin de combustion s'effectue par une relation linéaire entre la position angulaire de début de combustion, la vitesse de la combustion et la quantité de carburant à injecter.

La linéarité des calculs proposés ici permet de déterminer la pression dans le cylindre de manière simple et rapide diminuant ainsi les coûts.

La présente invention concerne en outre un dispositif de détermination de la pression totale d'un cylindre de moteur en fonction de la position angulaire d'un vilebrequin, comprenant des moyens pour la mise en œuvre de chacune des étapes d'un procédé selon l'invention. Ce dispositif directement embarqué dans un calculateur servant à contrôler le moteur permet d'améliorer, de manière avantageuse, la rapidité de calcul de l'estimation. En effet, ce dispositif permet d'estimer la pression totale dans le cylindre en temps réel et de manière prédictive avant l'injection. Il ne nécessite, avantageusement, pas de capteur de pression à l'intérieur du cylindre.

Enfin, la présente invention concerne un dispositif de contrôle de la quantité de carburant à injecter dans un cylindre de moteur en fonction de la pression totale dans le cylindre, comprenant un dispositif de détermination de la pression totale dans un cylindre décrit ci-dessus. Ce dispositif permet avantageusement, grâce à l'estimation de la pression totale dans un cylindre, de réaliser une injection plus fine et maîtrisée. Cela permet donc d'obtenir une combustion mieux adaptée et plus proche des performances souhaitées du moteur, ce qui diminue les pertes et donc la consommation de carburant.

Des détails et avantages de la présente invention apparaitront mieux à la lecture de la description qui suit, faite en référence aux dessins schématiques annexés dans lesquels :

- la figure 1 est un schéma bloc illustrant un dispositif de détermination selon un mode de réalisation de la présente invention,
- la figure 2 est un graphe général de la pression dans un cylindre en fonction de la position angulaire du vilebrequin selon un exemple de réalisation de la présente invention,
- la figure 3 est un graphe de validation pour la présente invention, et

– la figure 4 est un diagramme d'activités illustrant un procédé selon la présente invention.

La figure 1 illustre la structure générale d'une forme de réalisation d'un dispositif de détermination 10 permettant de déterminer la pression au sein d'un cylindre P_{cyl} dans un moteur en fonction de la position angulaire crk d'un vilebrequin 14 dudit moteur.

La figure 1 illustre également de manière schématique la structure générale d'une forme de réalisation d'un dispositif de contrôle 11 de la quantité de carburant à injecter dans ledit cylindre de moteur en fonction de la pression dans le cylindre P_{cyl}.

Le dispositif de contrôle 11 comprend une unité de contrôle 12, par exemple un microprocesseur, dans laquelle est embarqué le dispositif de détermination 10. Le dispositif de contrôle 11 reçoit des informations de l'utilisateur à travers une commande 13, par exemple les pédales du véhicule, qui sont transmises à l'unité de contrôle 12. Ces informations permettent de déterminer le couple demandé au moteur et ainsi de gérer différents blocs tels qu'un injecteur 15, et éventuellement une soupape d'admission 16 et une soupape d'échappement 17. En outre, l'unité de contrôle 12 comprend une unité 18 agencée pour définir la quantité de carburant à injecter MF_i dans le cylindre pour chaque injection inj_i.

Le dispositif de détermination 10 comprend :

- une unité 19 agencée pour déterminer, par le calcul, une courbe de sous-variation de pression ΔP_{comb_i} correspondant à une combustion pour chaque injection inj_i,
- une unité 20 agencée pour déterminer, par le calcul, la pression, dite pression sans combustion P_{cyl_m}, dans le cylindre lorsqu'il n'y a pas de combustion, et
- une unité 22 agencée pour déterminer, par le calcul, la pression dans le cylindre P_{cyl} à partir des informations fournies par les unités précédemment citées.

L'unité 19 est, de préférence, formée de plusieurs blocs permettant chacun de déterminer un paramètre nécessaire à la détermination de la courbe de sous-variation de pression ΔP_{comb_i}. Elle comprend donc :

- un bloc 23 agencé pour déterminer l'efficacité η de la combustion,
- un bloc 24 agencé pour déterminer la position angulaire du vilebrequin 14 au début de la combustion SOC_i pour chaque injection inj_i,
- un bloc 25 agencé pour déterminer la position angulaire du vilebrequin 14 en fin de combustion EOC_i pour chaque injection inj_i,
- un bloc 26 agencé pour déterminer la pente de début de combustion σ_i de ladite courbe pour chaque injection inj_i, et
- un bloc 27 agencé pour déterminer la pente de fin de combustion α_i de ladite courbe pour chaque injection inj_i.

La figure 2 illustre le résultat d'un exemple de mise en œuvre du dispositif de détermination 10. Cette figure 2 représente donc un graphique de la pression totale dans le cylindre P_{cyl}, en bars, ainsi que de la quantité de carburant MF_i à injecter en mg (MF_1 = 0,8 mg, MF_2 = 0,8 mg, MF_3 = 14,2 mg) en fonction de la position angulaire crk, en degré, du vilebrequin 14. La plage de position angulaire a été choisie de manière à représenter uniquement le cycle autour des injections de carburant. Ainsi, dans cette figure 2 (de même que pour la figure 3), la position angulaire du vilebrequin 14 varie de -40° à +40° avec le point 0° qui correspond au point mort haut (PMH) d'un piston correspondant au cylindre considéré.

Une courbe 30 représente la pression totale dans le cylindre P_{cyl} estimée par le dispositif de détermination 10 avant le déroulement du cycle moteur. Le mélange gazeux introduit dans le cylindre est comprimé par un piston et du carburant est injecté. Dans le présent exemple de réalisation, on suppose qu'il y a trois injections consécutives : une première pré-injection pilote inj_1, une deuxième pré-injection pilote inj_2, puis une injection principale inj_3. On remarque bien que la pression totale dans le cylindre P_{cyl} augmente à chaque injection de carburant, et en particulier lors de l'injection principale, puis diminue lorsque la combustion se termine et que le piston redescend, la courbe 30 tendant vers une pression minimale.

L'estimation de la courbe 30 se base sur le calcul de la pression sans combustion P_{cyl_m}, illustrée par une courbe 32, et sur le calcul de courbes de sous-variation de pression ΔP_{comb_i} induites par chaque injection inj_i.

Chacune des injections de la figure 2 génère une sous-variation de pression non négligeable lors de la combustion. Chaque injection inj_1, inj_2, inj_3, débute à une certaine position angulaire du vilebrequin 14 correspondant respectivement à chacune des positions angulaires de début d'injection SOI_1, SOI_2, SOI_3. Peu après chacune des injections, la combustion commence, respectivement à des positions angulaires de début de combustion SOC_1, SOC_2, SOC_3, avec une augmentation de la pression jusqu'à un certain point puis la combustion se termine, respectivement à des positions angulaires de fin de combustion EOC_1, EOC_2, EOC_3, avec la diminution de la pression jusqu'à tendre vers zéro. Des courbes 33, 34, 35 illustrent les sous-variations de pression ΔP_{comb_i} dues aux injections inj_i.

La courbe 35 présente une forte variation de pression du fait de la plus grande quantité de carburant injecté. L'injection principale a donc une plus grande influence sur le comportement de la pression dans le cylindre P_{cyl}. Cependant on remarque que les sous-variations de pression des courbes 33, 34 ne sont pas nulles lors de l'injection principale inj_3. Elles influencent donc également cette injection et ainsi la pression dans le cylindre P_{cyl} globale.

Afin de calculer la pression totale dans le cylindre P_{cyl}, il est proposé ici un procédé 45 de détermination de cette pression, décrit avec l'aide de la figure 4.

Comme représenté sur cette figure 4, à partir d'une quantité de carburant à injecter MF_i, une première étape 37 est une étape de détermination de la pression sans combustion P_{cyl_m}, puis viennent des étapes 38 de détermination de chaque courbe de sous-variation de pression ΔP_{comb_j}. L'ordre chronologique entre l'étape 37 et les étapes 38 peut varier : ces étapes peuvent même se faire en parallèle puisqu'elles sont indépendantes. De plus, la pression sans combustion P_{cyl_m} ainsi que les courbes de sous-variation de pression ΔP_{comb_j} sont calculées en fonction de la position angulaire crk du vilebrequin 14.

L'étape 37 consiste à calculer la pression sans combustion P_{cyl_m} à partir d'une relation 50 correspondant à une compression et une détente adiabatiques et d'une relation 51 de correction linéaire.

La relation 50 considère le coefficient de Laplace γ et dépend de la pression d'une entrée d'admission P_{intake} dudit cylindre et du volume relatif à la position angulaire crk. Dans la relation 50, la valeur V_{IVC} désigne le volume de la chambre de combustion lorsque la soupape d'admission se ferme, et la valeur V(crk) le volume V relatif à la position angulaire crk.

$$P_{cyl_m1}(crk) = P_{intake}\left(\frac{V_{IVC}}{V(crk)}\right)^{\gamma} \qquad (50)$$

La relation 51 est formée d'une valeur de base, correspondant au résultat de la relation 50, à laquelle viennent s'ajouter plusieurs corrections linéaires. Ces dernières peuvent être formées, chacune, d'une constante et d'un coefficient relatif aux paramètres de l'injection inj_i. Ici, une première correction cor_{TCO} dépend de la température de refroidissement TCO et une seconde correction cor_{EGR} dépend du taux de recirculation des gaz à l'échappement EGR.

$$P_{cyl_m}(crk) = P_{cyl_m1}(crk) * \left(1 + cor_{TCO}\frac{TCO}{TCO_{max}}\right) * \left(1 + cor_{EGR}\frac{EGR}{EGR_{max}}\right) \qquad (51)$$

Chaque étape 38 consiste à calculer une courbe de sous-variation de pression ΔP_{comb_j} et, plus précisément, à déterminer la forme de la courbe correspondante. Pour ce faire, chacune des courbes est estimée de la même manière par une relation 52 dépendant de l'efficacité de la combustion η, de la quantité de carburant à injecter MF_i, du volume V relatif à la position angulaire crk, du volume du cylindre lorsque le piston est au point mort haut V_{PMH} et de la pente de début de combustion σ_i de ladite courbe, de la position angulaire de début de combustion SOC_i, de la pente de fin de combustion α_i de ladite courbe et la position angulaire de fin de combustion EOC_i.

$$\Delta P_{comb}(crk)_i = \eta * MF_i * \left[\frac{(crk - SOC_i)}{(crk - SOC_i) + \sigma_i} * \min\left(\frac{(crk - EOC_i)}{(crk - EOC_i) + \alpha_i}, 1\right)\right] * \frac{V_{PMH}}{V(crk)} \qquad (52)$$

Le procédé 45 comprend alors, au sein de chaque étape 38, plusieurs sous-

étapes, chacune consistant à calculer un des paramètres de la relation 52.

Une sous-étape 39 consiste à calculer l'efficacité de combustion η, en bars/mg, suivant une relation 53 linéaire. Cette relation comprend une valeur de base $cste_\eta$ à laquelle viennent s'ajouter plusieurs corrections linéaires. Chacune des corrections peut être formée d'une constante et d'un coefficient relatif aux paramètres de l'injection inj_i. Ici, une première correction cor_{FUP} dépend de la pression du carburant FUP_i à l'injection et une seconde correction cor_{TCO} dépend de la température de refroidissement TCO_i. En effet, plus le moteur est refroidi, plus l'efficacité de combustion η diminue, c'est-à-dire que le nombre d'imbrulés augmente.

$$\eta = cste_\eta * \left(1 + cor_{FUP}\frac{FUP_i}{FUP_{max}}\right) * \left(1 + cor_{TCO}\frac{TCO_i}{TCO_{max}}\right) \qquad (53)$$

Dans cet exemple, les paramètres de la relation 55, de la relation 56, 57 et de la relation 58 sont tout d'abord estimés en seconde afin de simplifier les calculs, puis convertis en degré angulaire. Pour se faire, on réalise, ici, la conversion à partir de la relation 54 où N désigne le régime moteur.

$$x(°crk) = 6 * N * x(s) \qquad (54)$$

La position angulaire de début de combustion SOC_i est déterminée par la relation 55 où τ_i représente un délai d'auto-allumage du carburant, comme représenté sur la figure 2.

$$SOC_i = SOI_i + \tau_i \qquad (55)$$

Le délai d'auto-allumage τ_i peut être estimé en seconde de manière linéaire par la relation 56 qui comprend une valeur de base $cste_\tau$ à laquelle viennent s'ajouter plusieurs corrections linéaires. Chacune des corrections peut être formée d'une constante et d'un coefficient relatif aux paramètres de l'injection inj_i. Pour le délai d'auto-allumage τ_i, une première correction cor_{MF} dépend de la quantité de carburant MF_i et une deuxième correction cor_{EGR} dépend du taux de recirculation des gaz à l'échappement EGR_i. Ces deux corrections sont chacune de l'ordre de 40% par rapport à la valeur de correction globale. Le délai d'auto-allumage τ_i comprend également une troisième correction $cor_{T_{DIFF}}$ dépendant du temps T_{DIFFi} entre l'injection précédente inj_{i-1} et l'injection inj_i, une quatrième correction cor_{FUP} dépendant de la pression du carburant FUP_i à l'injection et une cinquième correction cor_{TCO} dépend de la température de refroidissement TCO_i.

$$\tau_i = cste_\tau * \left(1 + cor_{MF}\frac{MF_i}{MF_{max}}\right) * \left(1 + cor_{EGR}\frac{EGR_i}{EGR_{max}}\right) * \left(1 + cor_{T_{DIFF}}\frac{T_{DIFFi}}{T_{DIFFmax}}\right) * \left(1 + cor_{FUP}\frac{FUP_i}{FUP_{max}}\right) * \left(1 + cor_{TCO}\frac{TCO_i}{TCO_{max}}\right) \qquad (56)$$

Afin de calculer la position angulaire de début de combustion SOC_i, le délai d'auto-allumage τ_i de la relation 56 peut être converti en degré par la relation 54.

Une sous-étape 41 de détermination de la position angulaire de fin de

combustion EOC_i est déterminée par la relation 57 où λ indique la vitesse de combustion initialement en $mg.s^{-1}$ et convertie en $°crk.s^{-1}$.

$$EOC_i = SOC_i + \left(\frac{MF_i}{\lambda}\right) \quad (57)$$

Une sous-étape 42 consiste à déterminer la pente σ_i de la courbe de sous variation considérée en début de combustion. Elle peut être estimée en seconde de manière linéaire par la relation 58 qui comprend une valeur de base $cste_\sigma$ à laquelle viennent s'ajouter plusieurs corrections linéaires. Ces dernières peuvent être formées, chacune, d'une constante et d'un coefficient relatif aux paramètres de l'injection inj_i. Ici, les corrections dépendent de la quantité de carburant MF_i, du taux de recirculation des gaz à l'échappement EGR_i et du temps T_{DIFFi} entre l'injection précédente inj_{i-1} et l'injection inj_i.

$$\sigma_i = cste_\sigma * \left(1 + cor_{MF}\frac{MF_i}{MF_{max}}\right) * \left(1 + cor_{EGR}\frac{EGR_i}{EGR_{max}}\right) * \left(1 + cor_{T_{DIFF}}\frac{T_{DIFFi}}{T_{DIFFmax}}\right) \quad (58)$$

Une sous-étape 43 permet de calculer la pente α_i. Elle varie en fonction de la position angulaire de début d'injection SOI_i de l'injection considérée inj_i. En effet, plus l'injection se fait loin de la position PMH du piston et plus la pente α_i de fin de combustion est lente. La pente α_i est donc calibrable. Elle est, par exemple, calculée à l'aide d'une table d'interpolation.

Une étape 44 permet alors d'estimer la pression finale en ajoutant la pression sans combustion P_{cyl_m} et chacune des sous-variations de pression ΔP_{comb_i} suivant la relation 59 où n désigne le nombre total d'injections inj_i.

$$P_{cyl}(crk) = P_{cyl_m}(crk) + \sum_{i=1}^{n} \Delta P_{comb}(crk)_i \quad (59)$$

La figure 3 illustre, pour une injection similaire à celle de la figure 2, les résultats obtenus avec le procédé de détermination décrit plus haut. Toutefois, les injections inj_1, inj_2, inj_3 de la figure 3 diffèrent légèrement de celles de la figure 2. Une courbe 28 illustre les différentes injections. Comme pour la figure 2, cet exemple comprend trois injections : une première pré-injection pilote, une deuxième pré-injection pilote, puis une injection principale.

Une courbe 29 représente une mesure de la pression dans le cylindre P_{cyl} faite pour valider le procédé proposé. La courbe 30 schématise la pression totale dans le cylindre P_{cyl} estimée par le dispositif de détermination 10 avant le déroulement du cycle moteur (estimation prédictive). On remarque que la courbe 30 est très proche de la courbe 29. En effet, la différence entre ces deux courbes ne dépasse pas un seuil de +/-5 bars, illustré sur la figure par un intervalle 31, dans la zone de pré-injection, également appelée zone de compression, et un seuil de +/-10 bars dans la zone de combustion.

La présente invention permet ainsi de prédire simplement la pression dans un

cylindre de moteur tout en obtenant une très bonne précision.

La présente invention permet aussi d'estimer la pression dans le cylindre en tenant compte de toutes les injections d'un cycle moteur, c'est-à-dire aussi bien les pré-injections que l'injection principale ou encore que les injections postérieures à l'injection principale.

Estimer la pression dans le cylindre au moment de la commande de l'injection permet d'adapter efficacement le contrôle de la quantité de carburant injecté dans le moteur en agissant par exemple sur la durée d'ouverture des injecteurs.

La présente invention peut trouver des applications par exemple dans des dispositifs mettant en œuvre des moteurs, par exemple des moteurs à allumage par compression appelés aussi moteurs Diesel ou également des moteurs à allumage commandé appelés aussi moteurs à essence. La présente invention peut donc être facilement déclinée pour des moteurs différents.

Les paramètres de corrections décrits plus haut dépendent du moteur et du niveau de précision souhaité. On ne sortira donc pas du cadre de l'invention en ajoutant un coefficient de correction pour tenir compte d'un paramètre non évoqué ici.

Bien entendu, la présente invention ne se limite pas à la forme de réalisation présentée ci-dessus à titre d'exemple non limitatif. Elle concerne également les variantes de réalisation à la portée de l'homme du métier dans le cadre des revendications ci-après.

REVENDICATIONS

1. Procédé de détermination de la pression totale dans un cylindre (P_{cyl}) d'un moteur en fonction de la position angulaire (crk) d'un vilebrequin (14) et à partir d'une quantité de carburant à injecter en éventuellement plusieurs injections, **caractérisé en ce qu**'il comprend les étapes suivantes :

- détermination de la pression dans le cylindre lorsqu'il n'y a pas de combustion, ladite pression étant dite pression sans combustion (P_{cyl_m}),
- détermination pour chaque injection (inj_i) d'une courbe de sous-variation de pression (ΔP_{comb_i}) provoquée par la combustion de la quantité de carburant injectée lors de l'injection (inj_i) considérée, courbe dont la forme est estimée en fonction de la quantité de carburant (MF_i) à injecter et de la position angulaire de début d'injection (SOI_i) de l'injection correspondante,
- détermination de la pression totale dans le cylindre (P_{cyl}) par addition de la pression sans combustion (P_{cyl_m}) et des pressions données par les courbes de sous-variation de pression (ΔP_{comb_i}) de chaque injection (inj_i).

2. Procédé selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** la pression sans combustion (P_{cyl_m}) est déterminée en considérant que la compression et la détente du mélange gazeux contenu dans le cylindre sont adiabatiques et que ledit mélange se comporte comme un gaz parfait, ladite détermination étant corrigée linéairement en fonction de la température de refroidissement (TCO) et du taux de recirculation des gaz à l'échappement (EGR).

3. Procédé selon l'une des revendications 1 ou 2, **caractérisé en ce que** la détermination de chaque courbe de sous-variation de pression (ΔP_{comb_i}) s'effectue par une relation entre l'efficacité de combustion (η), la quantité de carburant à injecter (MF_i), le volume du cylindre relatif à la position angulaire (crk) du vilebrequin (14), la pente de début de combustion (σ_i) de la courbe de sous-variation de pression (ΔP_{comb_i}), la position angulaire de début de combustion (SOC_i) du vilebrequin (14), la pente de fin de combustion (α_i) de la courbe de sous-variation de pression (ΔP_{comb_i}) et la position angulaire de fin de combustion (EOC_i) du vilebrequin (14).

4. Procédé selon la revendication 3, **caractérisé en ce que** la détermination de l'efficacité de combustion (η) s'effectue à partir d'une valeur de base ($ctse_\eta$) qui est corrigée en fonction de la température de refroidissement du carburant (TCO_i) et de la pression du carburant (FUP_i) à l'injection.

5. Procédé selon l'une des revendications 3 ou 4, **caractérisé en ce que** la détermination de chaque pente de début de combustion (σ_i) s'effectue à partir d'une valeur de base ($ctse_\sigma$) qui est corrigée en fonction de la quantité de carburant à injecter (MF_i), du taux de recirculation des gaz à l'échappement (EGR_i) et du temps (T_{DIFFi}) entre l'injection précédente (inj_{i-1}) et l'injection correspondante (inj_i).

6. Procédé selon l'une des revendications 3 à 5, **caractérisé en ce que** la détermination de la position angulaire de début de combustion (SOC_i) du vilebrequin s'effectue par addition de la position angulaire de début d'injection (SOI_i) et d'une constante de temps (τ_i) qui est, elle, déterminée à partir d'une valeur de base ($ctse_\tau$) qui est corrigée linéairement en fonction de la quantité de carburant à injecter (MF_i) et du taux de recirculation des gaz à l'échappement (EGR_i).

7. Procédé selon l'une des revendications 3 à 6, **caractérisé en ce que** la détermination de la pente de fin de combustion (α_i) s'effectue par une relation linéaire en fonction de la position angulaire de début d'injection (SOI_i).

8. Procédé selon l'une des revendications 3 à 7, **caractérisé en ce que** la détermination de la position angulaire de fin de combustion (EOC_i) s'effectue par une relation linéaire entre la position angulaire de début de combustion (SOC_i), la vitesse de la combustion (λ) et la quantité de carburant à injecter (MF_i).

9. Dispositif de détermination de la pression totale d'un cylindre (P_{cyl}) de moteur en fonction de la position angulaire (crk) d'un vilebrequin (14), **caractérisé en ce qu**'il comprend des moyens pour la mise en œuvre de chacune des étapes d'un procédé selon l'une des revendications 1 à 8.

10. Dispositif de contrôle de la quantité de carburant à injecter dans un cylindre de moteur en fonction de la pression totale dans le cylindre (P_{cyl}), **caractérisé en ce qu**'il comprend un dispositif selon la revendication 9.

Fig 1

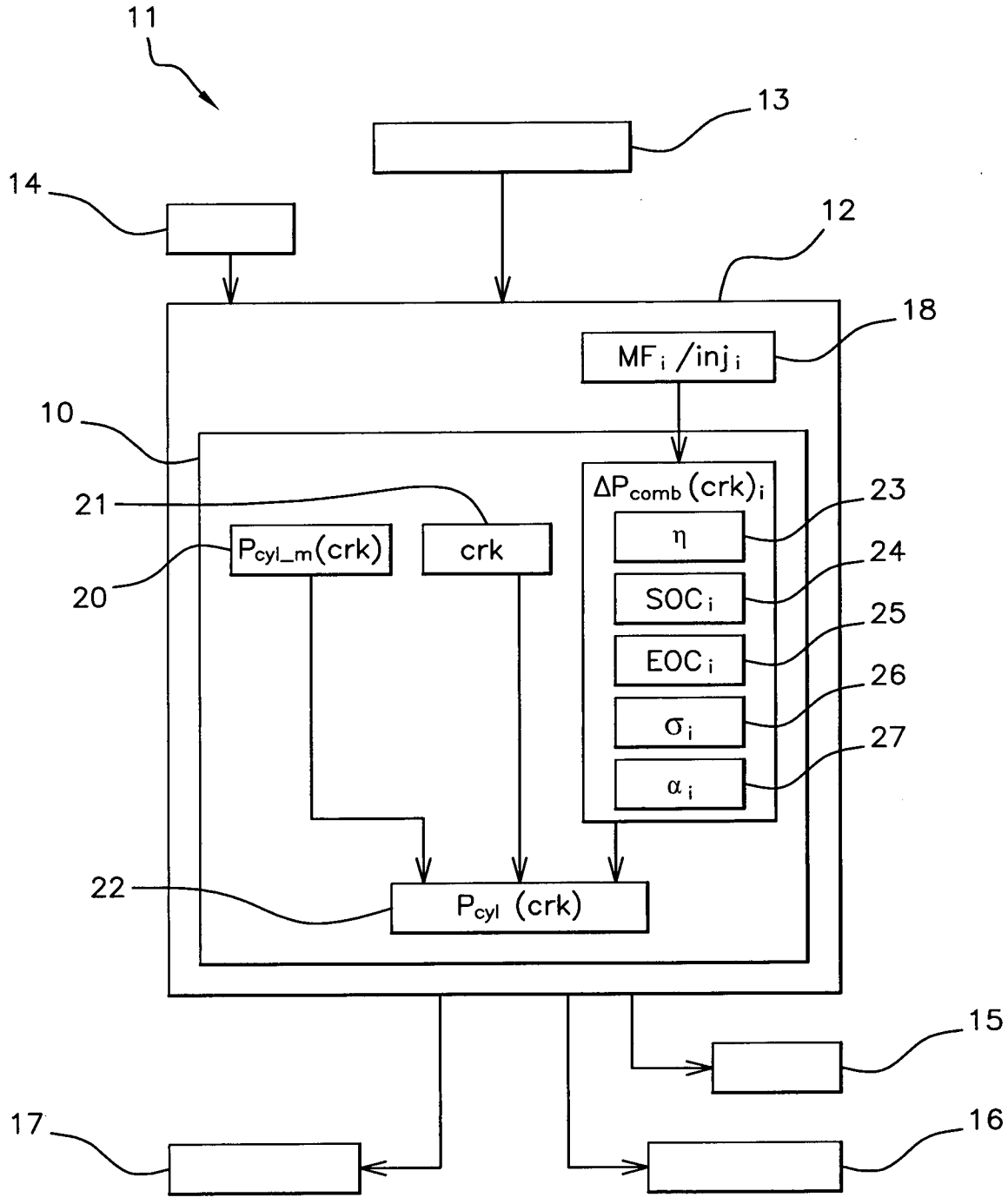

11
13
14
12
18
MF i /inj i
10
ΔP comb (crk) i
21
23
P cyl_m (crk)
crk
η
24
20
SOC i
25
EOC i
26
σ i
27
α i
22
P cyl (crk)
15
17
16

Fig 2

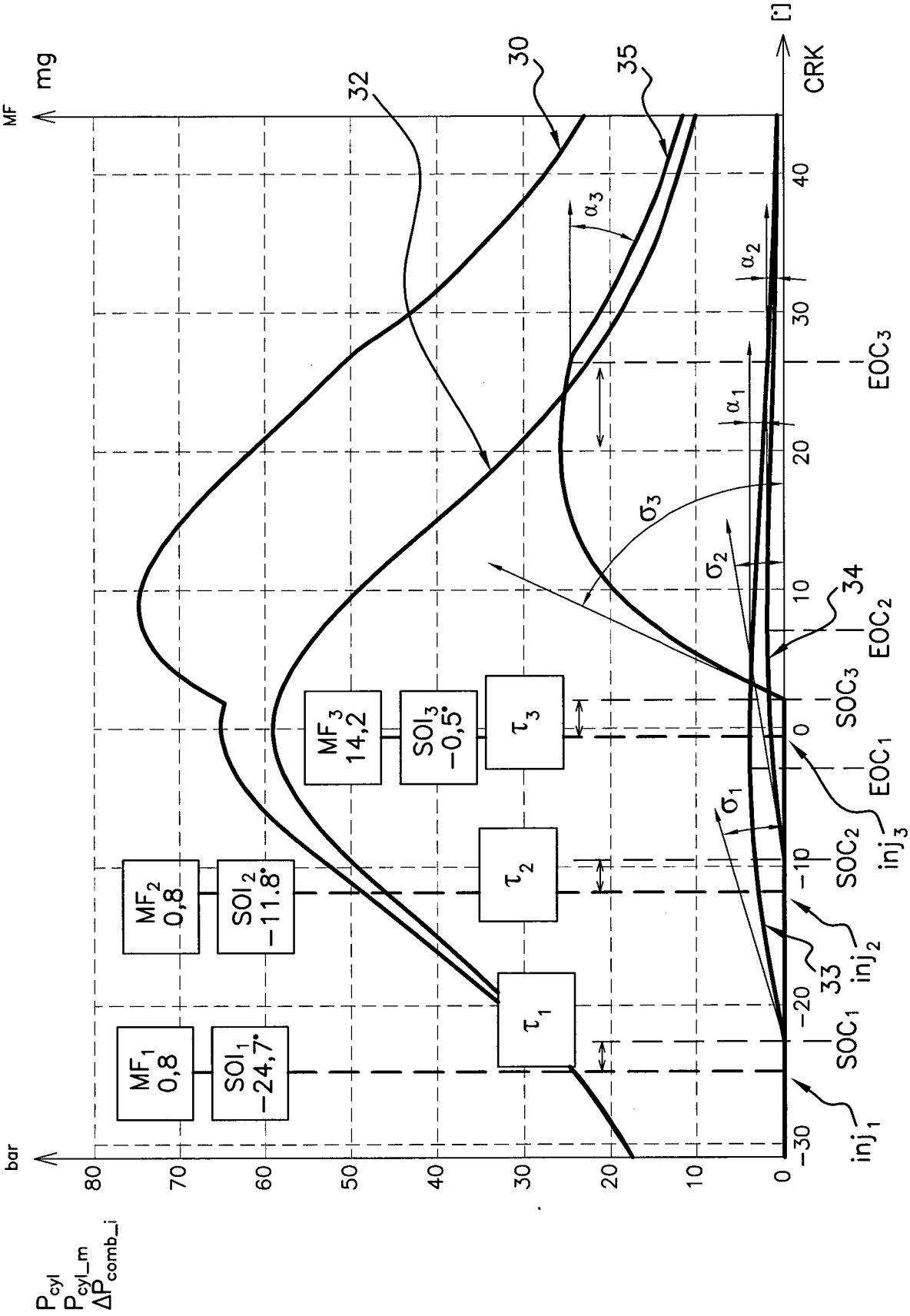

bar
MF
mg
CRK
[°]
P_{cyl}
P_{cyl_m}
ΔP_{comb_i}
80
70
60
50
40
30
20
10
0
−30
−20
−10
0
10
20
30
40
32
30
35
34
33
α_1
α_2
α_3
σ_1
σ_2
σ_3
τ_1
τ_2
τ_3
MF_1 0,8
SOI_1 −24,7°
MF_2 0,8
SOI_2 −11,8°
MF_3 14,2
SOI_3 −0,5°
SOC_1
SOC_2
SOC_3
EOC_1
EOC_2
EOC_3
inj_1
inj_2
inj_3

Fig 3

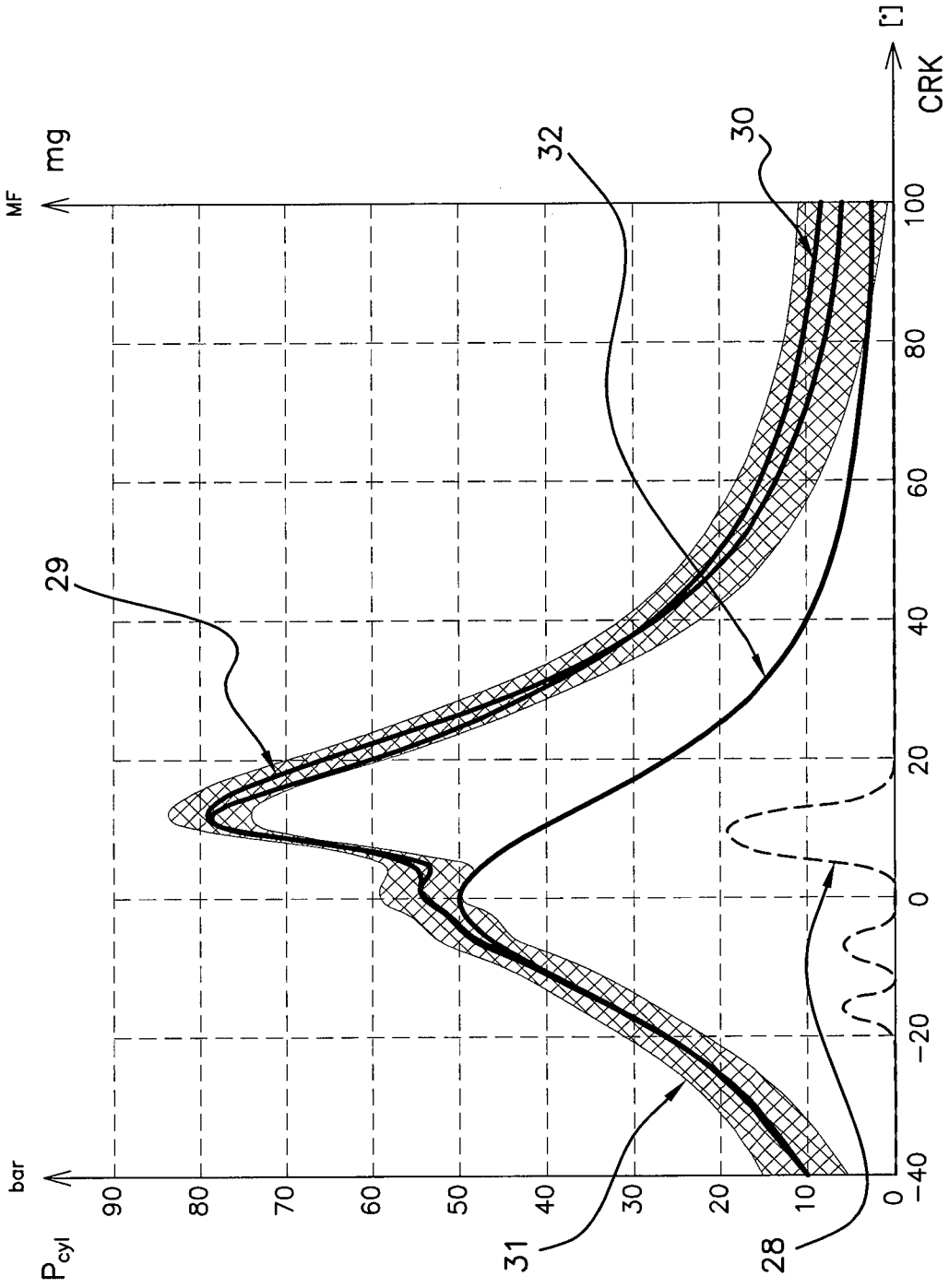
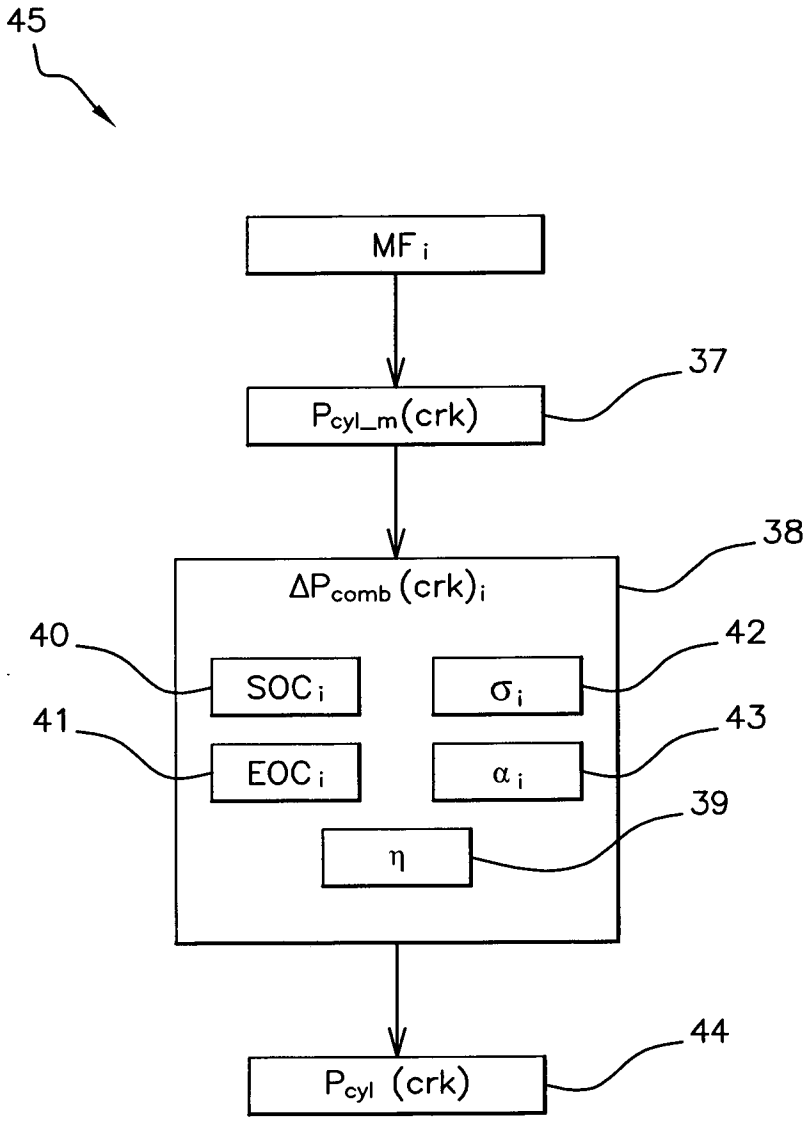

P_{cyl}
bar
90
80
70
60
50
40
30
20
10
0
MF
mg
−40
−20
0
20
40
60
80
100
CRK
[°]
28
29
30
31
32

Fig 4


45
MF i
37
Pcyl_m(crk)
38
ΔPcomb (crk)i
40
SOC i
σ i
42
41
EOC i
α i
43
39
η
44
Pcyl (crk)

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No
PCT/EP2015/001502

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
INV. G01L23/30 F02D41/14 F02D35/02 G01M15/08
ADD.

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
G01L F02D G01M

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

EPO-Internal, WPI Data

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	WO 2005/103640 A2 (SOUTHWEST RES INST [US]; WANG JUNMIN [US]; ROECKER RYAN C [US]; ROBERT) 3 November 2005 (2005-11-03) claims 1-4; figure 1 -----	1-10
A	FR 2 892 459 A3 (RENAULT SAS [FR]) 27 April 2007 (2007-04-27) claim 1; figure 2 -----	1-10
A	DE 10 2012 221245 A1 (CONTINENTAL AUTOMOTIVE GMBH [DE]) 22 May 2014 (2014-05-22) claims 1,3,4; figure 2 -----	1-10
A	DE 10 2008 044013 A1 (BOSCH GMBH ROBERT [DE]) 24 December 2009 (2009-12-24) paragraph [0064]; claims 1,4,8,9,11 -----	1-10

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☒ See patent family annex.

* Special categories of cited documents :

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search	Date of mailing of the international search report
5 October 2015	04/11/2015

Name and mailing address of the ISA/	Authorized officer
European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Fax: (+31-70) 340-3016	Cilissen, Marcel

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No
PCT/EP2015/001502

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
WO 2005103640 A2	03-11-2005	JP 2007533911 A	22-11-2007
		US 2005251322 A1	10-11-2005
		WO 2005103640 A2	03-11-2005
FR 2892459 A3	27-04-2007	NONE	
DE 102012221245 A1	22-05-2014	CN 104781523 A	15-07-2015
		DE 102012221245 A1	22-05-2014
		KR 20150084848 A	22-07-2015
		WO 2014079648 A1	30-05-2014
DE 102008044013 A1	24-12-2009	NONE	

RAPPORT DE RECHERCHE INTERNATIONALE

Demande internationale n°
PCT/EP2015/001502

A. CLASSEMENT DE L'OBJET DE LA DEMANDE

INV. G01L23/30 F02D41/14 F02D35/02 G01M15/08
ADD.

Selon la classification internationale des brevets (CIB) ou à la fois selon la classification nationale et la CIB

B. DOMAINES SUR LESQUELS LA RECHERCHE A PORTE

Documentation minimale consultée (système de classification suivi des symboles de classement)
G01L F02D G01M

Documentation consultée autre que la documentation minimale dans la mesure où ces documents relèvent des domaines sur lesquels a porté la recherche

Base de données électronique consultée au cours de la recherche internationale (nom de la base de données, et si cela est réalisable, termes de recherche utilisés)
EPO-Internal, WPI Data

C. DOCUMENTS CONSIDERES COMME PERTINENTS

Catégorie*	Identification des documents cités, avec, le cas échéant, l'indication des passages pertinents	no. des revendications visées
A	WO 2005/103640 A2 (SOUTHWEST RES INST [US]; WANG JUNMIN [US]; ROECKER RYAN C [US]; ROBERT) 3 novembre 2005 (2005-11-03) revendications 1-4; figure 1 -----	1-10
A	FR 2 892 459 A3 (RENAULT SAS [FR]) 27 avril 2007 (2007-04-27) revendication 1; figure 2 -----	1-10
A	DE 10 2012 221245 A1 (CONTINENTAL AUTOMOTIVE GMBH [DE]) 22 mai 2014 (2014-05-22) revendications 1,3,4; figure 2 -----	1-10
A	DE 10 2008 044013 A1 (BOSCH GMBH ROBERT [DE]) 24 décembre 2009 (2009-12-24) alinéa [0064]; revendications 1,4,8,9,11 -----	1-10

☐ Voir la suite du cadre C pour la fin de la liste des documents

☒ Les documents de familles de brevets sont indiqués en annexe

* Catégories spéciales de documents cités:

"A" document définissant l'état général de la technique, non considéré comme particulièrement pertinent

"E" document antérieur, mais publié à la date de dépôt international ou après cette date

"L" document pouvant jeter un doute sur une revendication de priorité ou cité pour déterminer la date de publication d'une autre citation ou pour une raison spéciale (telle qu'indiquée)

"O" document se référant à une divulgation orale, à un usage, à une exposition ou tous autres moyens

"P" document publié avant la date de dépôt international, mais postérieurement à la date de priorité revendiquée

"T" document ultérieur publié après la date de dépôt international ou la date de priorité et n'appartenant pas à l'état de la technique pertinent, mais cité pour comprendre le principe ou la théorie constituant la base de l'invention

"X" document particulièrement pertinent; l'invention revendiquée ne peut être considérée comme nouvelle ou comme impliquant une activité inventive par rapport au document considéré isolément

"Y" document particulièrement pertinent; l'invention revendiquée ne peut être considérée comme impliquant une activité inventive lorsque le document est associé à un ou plusieurs autres documents de même nature, cette combinaison étant évidente pour une personne du métier

"&" document qui fait partie de la même famille de brevets

Date à laquelle la recherche internationale a été effectivement achevée	Date d'expédition du présent rapport de recherche internationale
5 octobre 2015	04/11/2015

Nom et adresse postale de l'administration chargée de la recherche internationale	Fonctionnaire autorisé
Office Européen des Brevets, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Fax: (+31-70) 340-3016	Cilissen, Marcel

RAPPORT DE RECHERCHE INTERNATIONALE

Renseignements relatifs aux membres de familles de brevets

Demande internationale n°
PCT/EP2015/001502

Document brevet cité au rapport de recherche	Date de publication	Membre(s) de la famille de brevet(s)	Date de publication
WO 2005103640 A2	03-11-2005	JP 2007533911 A	22-11-2007
		US 2005251322 A1	10-11-2005
		WO 2005103640 A2	03-11-2005
FR 2892459 A3	27-04-2007	AUCUN	
DE 102012221245 A1	22-05-2014	CN 104781523 A	15-07-2015
		DE 102012221245 A1	22-05-2014
		KR 20150084848 A	22-07-2015
		WO 2014079648 A1	30-05-2014
DE 102008044013 A1	24-12-2009	AUCUN	