

①9 RÉPUBLIQUE FRANÇAISE
INSTITUT NATIONAL
DE LA PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE
COURBEVOIE

①1 N° de publication :
(à n'utiliser que pour les
commandes de reproduction)

3 033 594

②1 N° d'enregistrement national : **15 52029**

⑤1 Int Cl⁸ : **F 02 B 39/16 (2016.01), F 02 D 23/00, 45/00**

⑫

DEMANDE DE BREVET D'INVENTION

A1

②2 Date de dépôt : 11.03.15.

③0 Priorité :

④3 Date de mise à la disposition du public de la demande : 16.09.16 Bulletin 16/37.

⑤6 Liste des documents cités dans le rapport de recherche préliminaire : *Se reporter à la fin du présent fascicule*

⑥0 Références à d'autres documents nationaux apparentés :

Demande(s) d'extension :

⑦1 Demandeur(s) : *RENAULT S.A.S Société par actions simplifiée* — FR.

⑦2 Inventeur(s) : TALON VINCENT, EL HADEF JAMIL, CHAMAILLARD YANN et COLIN GUILLAUME.

⑦3 Titulaire(s) : *RENAULT S.A.S Société par actions simplifiée*.

⑦4 Mandataire(s) : CASALONGA & ASSOCIES.

⑤4 **PROCEDE DE DETERMINATION DE LA VITESSE DE ROTATION DU TURBOCOMPRESSEUR D'UN MOTEUR A COMBUSTION INTERNE DE VEHICULE AUTOMOBILE.**

⑤7 Procédé de détermination de la vitesse de rotation du turbocompresseur d'un moteur à combustion interne de véhicule automobile, éventuellement muni d'au moins un circuit de recirculation partielle des gaz d'échappement à haute pression piqué entre le collecteur d'échappement et le collecteur d'admission.

Le procédé comprend les étapes suivantes:

on détermine un vecteur des mesures accessibles comprenant la mesure de la pression avant turbine, de la pression dans le collecteur d'admission et éventuellement de la pression après l'échangeur thermique EGR,

on détermine l'écart entre le vecteur des mesures accessibles et le vecteur des mesures accessibles correspondant issu d'un observateur,

on détermine un vecteur des dérivées temporelles des variables observées en fonction de l'écart entre le vecteur des mesures accessibles et le vecteur des mesures accessibles correspondant issu de l'observateur, et

on détermine un vecteur des variables observées par intégration du vecteur des dérivées temporelles des variables observées,

le vecteur des variables observées comprenant des valeurs observées correspondant aux valeurs du vecteur des

mesures accessibles et la vitesse de rotation du turbocompresseur.

FR 3 033 594 - A1



**Procédé de détermination de la vitesse de rotation du
turbocompresseur d'un moteur à combustion interne de véhicule
automobile.**

5

L'invention a pour domaine technique la commande des moteurs à combustion interne, et plus particulièrement la détermination des paramètres de fonctionnement de tels moteurs.

10

L'accroissement des normes de dépollution oblige à reconcevoir le contrôle des moteurs pour véhicules automobiles et en particulier le contrôle de l'injection et de la chaîne d'air des moteurs essence et diesel. Aujourd'hui, les définitions techniques des moteurs sont de plus en plus complexes et incluent notamment de plus en plus d'actionneurs présentant des complexités variables de pilotage et de mise au point. En particulier, un système de suralimentation de type turbocompresseur va progressivement équiper tous les véhicules. La connaissance de la vitesse de rotation du couple compresseur/turbine est primordiale pour le contrôle, pour les raisons suivantes.

15

20

Elle permet, par exemple, de quantifier l'état thermodynamique du compresseur et de la turbine. Cette information peut être notamment utilisée pour optimiser le fonctionnement du moteur ou pré-diagnostiquer les risques de casse moteur ou un dysfonctionnement.

25

Elle peut intervenir directement dans les stratégies de contrôle du type « model-based » ou « feed-forward » (pré-positionnements statiques ou dynamiques des actionneurs).

30

La connaissance de la vitesse de rotation du turbocompresseur s'avère de plus en plus importante pour l'élaboration et l'exécution des nouvelles lois de contrôle, notamment celles dites « model-based ». Cependant, l'adoption de telles lois de contrôle avancées ne peut être motivée que par un fort gain en performances, combiné à un maintien du coût matériel. Dans cette optique, l'ajout de capteurs supplémentaires, comme par exemple un capteur de vitesse de rotation

du turbocompresseur, n'est pas envisageable pour une production en série de grands volumes.

Actuellement la vitesse de rotation du turbocompresseur est obtenue par un capteur sur banc moteur ou est statiquement estimée à partir des cartographies de la turbine et/ou du compresseur. Le désavantage principal de cette méthode est sa nature de « boucle ouverte ».

Il n'existe à l'heure actuelle aucune solution à ce problème technique qui fonctionne en boucle fermée.

De l'état de la technique antérieur, on connaît les documents suivants.

Le document US 2009 / 0314082 divulgue une estimation de la vitesse de rotation de la turbine ou du turbocompresseur en boucle ouverte à partir des cartographies compresseur et turbine. L'estimation est appliquée au cas d'un moteur à double turbocompresseur. L'estimation est réalisée en boucle ouverte, donc peu robuste.

Le document JP 2003 / 328841 divulgue une estimation de la vitesse d'un compresseur et d'une turbine par lecture de cartographies. L'estimation est réalisée en boucle ouvert donc sans garantie de robustesse et extrêmement dépendante des méthodologies d'interpolation et d'extrapolation des cartographies du compresseur et de la turbine.

Le document « Global Airpath Control for a Turbocharged Diesel HCCI Engine » publié dans « Oil & Gas Science and Technology - Rev. IFP, Vol. 63 (2008), No. 4, pp. 553-561 DOI: 10.2516/ogst:2008036 » divulgue une stratégie de modélisation de la vitesse de rotation d'un turbocompresseur. L'évolution de la vitesse de rotation du turbocompresseur est obtenue à partir d'une balance de puissance au niveau de l'axe qui relie le compresseur et la turbine. Chacune des puissances est obtenue à partir des cartographies statiques fournies par le constructeur. La stratégie d'extrapolation des points n'est pas détaillée. L'inertie des collecteurs d'admission et d'échappement est négligée par rapport à la dynamique du

turbocompresseur. La vitesse se reconstruit en inversant le modèle ainsi écrit et donc les cartographies statiques citées ci-dessus.

5 Le document « Modeling and Control of the Air System of a Turbocharged Gasoline Engine » publié dans « Control Engineering Practice, Volume 19, Issue 3, March 2011, Pages 287-297, ISSN 0967-0661, 10.1016/j.conengprac.2009.11.006 » divulgue également une stratégie de modélisation de la vitesse de rotation d'un turbocompresseur. Le modèle utilisé repose sur la corrélation qui existe entre la vitesse de rotation d'un turbocompresseur et le rapport
10 de compression. Le carré de la vitesse de rotation du turbocompresseur est estimé de manière linéaire par rapport au rapport de compression.

Comme précédemment, les dynamiques dans les collecteurs d'admission et d'échappement sont négligées.

15 Il existe donc un besoin pour une détermination de la vitesse de rotation du turbocompresseur sans ajout de capteurs.

L'invention a pour objet un procédé de détermination de la vitesse de rotation du turbocompresseur d'un moteur à combustion interne de véhicule automobile, éventuellement muni d'au moins un circuit de recirculation partielle des gaz d'échappement à haute
20 pression piqué entre le collecteur d'échappement et le collecteur d'admission.

Le procédé comprend les étapes suivantes:

25 on détermine un vecteur des mesures accessibles comprenant la mesure de la pression avant turbine, de la pression dans le collecteur d'admission et de la pression après l'échangeur thermique EGR,

on détermine l'écart entre le vecteur des mesures accessibles et le vecteur des mesures accessibles correspondant issu d'un observateur,

30 on détermine un vecteur des dérivées temporelles des variables observées en fonction de l'écart entre le vecteur des mesures accessibles et le vecteur des mesures accessibles correspondant issu de l'observateur, et

on détermine un vecteur des variables observées par intégration du vecteur des dérivées temporelles des variables observées,

le vecteur des variables observées comprenant des valeurs observées correspondant aux valeurs du vecteur des mesures accessibles et la vitesse de rotation du turbocompresseur.

5 On peut déterminer le vecteur des dérivées temporelles des variables observées en réalisant les étapes suivantes :

on détermine le gain de l'observateur en fonction de l'écart entre un vecteur des mesures accessibles et un vecteur des mesures accessibles issues de l'observateur,

10 on détermine une première matrice d'état et une deuxième matrice d'état en fonction du modèle prédéterminé et de mesures, estimations et consignes de paramètres de fonctionnement du moteur à combustion interne, et

15 on détermine le vecteur des dérivées temporelles des variables observées en sommant le gain de l'observateur, le produit de la première matrice d'état par les valeurs de l'observateur des variables observées et la deuxième matrice d'état.

20 On peut définir un polytope, puis on détermine un gain de l'observateur aux sommets du polytope, puis on interpole le gain de l'observateur aux sommets du polytope sur tout le volume du polytope pour obtenir le gain de l'observateur en chaque point.

En variante, on peut définir un polytope, puis on détermine un gain de l'observateur constant sur le polytope, fonction de la première matrice d'état et du vecteur des mesures accessibles.

25 Dans tous les cas, le polytope peut être convexe et défini par les valeurs maximales et minimales de la vitesse de rotation du moteur, du rendement volumétrique, de la richesse de mélange, de la température du collecteur d'admission et de la température en amont de la turbine.

30 On peut déterminer la première matrice d'état en fonction de la vitesse de rotation du moteur, du volume de cylindrée, du volume du collecteur d'échappement, du rendement volumique, de la température en amont de la turbine, de la température dans le collecteur d'admission, du volume avant la turbine et de la richesse de mélange.

On peut déterminer la deuxième matrice d'état en fonction du coefficient adiabatique, de la constante des gaz parfaits, de la température en aval du compresseur, de la température après échangeur, du volume après échangeur, éventuellement de la température des gaz EGR après échangeur EGR, de la température collecteur, du volume collecteur, de la capacité calorifique à pression constante température en amont du compresseur, du rendement du compresseur, du rapport de compression, du rapport de détente, du rendement turbine, et de la température dans le collecteur d'échappement.

Le procédé présente l'avantage d'une économie de conception et production tout en maintenant la disponibilité de la vitesse de rotation du turbocompresseur à des fins d'optimisation et de surveillance. De plus, ce procédé permet de rendre disponible cette mesure dans des contextes où l'utilisation d'un capteur est impossible car il est prohibé de percer le carter du compresseur pour y insérer un capteur physique. De plus, ce procédé permet une surveillance accrue du moyen d'essais et ainsi d'éviter la casse des moteurs sur les bancs d'endurance.

D'autres buts, caractéristiques et avantages de l'invention apparaîtront à la lecture de la description suivante, donnée uniquement à titre d'exemple non limitatif et faite en référence au dessin annexé sur lequel la figure unique illustre un moteur à combustion interne comprenant un circuit de recirculation partielle des gaz d'échappement à haute pression.

Sur la figure unique, on peut voir un moteur à combustion interne 1 muni d'un collecteur d'admission 2 et d'un collecteur d'échappement 3 reliés ensemble par une conduite de recirculation partielle des gaz d'échappement à haute pression 4, munie d'une vanne, dite à haute pression, référencée 5, également dénommée « vanne EGR », et d'un échangeur thermique 5a dit échangeur EGR.

Le collecteur d'échappement 3 est également relié à la turbine 6a d'un turbocompresseur 6. La turbine 6a est par ailleurs reliée à la conduite d'échappement. Dans l'exemple illustré, la turbine 6a est du

type à géométrie variable. En variante, on peut utiliser une turbine fixe associée à une vanne de décharge (dite « wastegate ») 8 montée dans une conduite de dérivation 7 en parallèle de la turbine 6a.

5 Le compresseur 6b du turbocompresseur 6 est relié d'une part à une conduite d'admission d'air frais 11 et d'autre part à un échangeur thermique 2a, dit échangeur de gaz suralimenté, qui sert à refroidir le mélange de gaz d'admission, constitué d'un mélange d'air prélevé dans l'atmosphère extérieure puis comprimé dans le compresseur 6b, et de gaz d'échappement provenant de la conduite de recirculation partielle 4.

10 Une vanne 9, également appelée ci-après « papillon », est interposé entre l'échangeur de gaz suralimenté 2a et le collecteur d'admission 2. Elle permet de régler le débit de gaz d'admission pénétrant dans le moteur.

15 Un observateur reçoit en entrée des grandeurs qui sont soit estimées, soit déjà mesurées :

Le débit du compresseur noté Q_{comp}

Le débit papillon noté Q_{thr}

Le débit turbine noté Q_{turb}

20 Le débit wastegate noté Q_{wg} (Par définition, le débit Q_{wg} est nul dans le cas d'une turbine à géométrie variable)

Le débit EGR haute pression noté Q_{EGR} (égal à zéro en cas d'absence de circuit de recirculation des gaz d'échappement)

Le rendement volumétrique noté η_{vol}

25 La vitesse de rotation du moteur notée N_e

La richesse notée AFR

La température en amont du compresseur notée θ_{avc}

La pression en amont du compresseur notée p_{apc}

La température en aval du compresseur notée θ_{apc}

30 La température après échangeur de gaz suralimenté notée θ_{ape}

La température des gaz EGR après échangeur EGR notée θ_{EGR}

La température collecteur d'admission notée θ_{man}

La température dans le collecteur d'échappement notée θ_{avt}

La pression en aval de la turbine notée p_{apt}

L'observateur reçoit au moins une des trois mesures de pression suivantes, afin de réaliser la commande en boucle fermée :

5 La pression de suralimentation, qui est la pression après l'échangeur de gaz suralimenté, notée p_{ape}

La pression dans le collecteur d'admission noté p_{man}

La pression dans le collecteur d'échappement notée p_{avt}

10 La calibration de l'observateur est effectuée uniquement à partir d'un champ ISO standard, c'est-à-dire au banc moteur, dans des conditions de régime et de couple stabilisés, sous forme de quadrillage : par exemple, on fait varier le régime entre le régime de ralenti et le régime maximum du moteur, avec un pas de 250 tt/min, et on fait varier le couple entre le couple nul et le couple maximum, avec
15 un pas de 5 Nm.

Dans l'exemple illustré, on utilisera un observateur bouclé. Le gain dans la boucle de retour est calculé à partir d'inégalités linéaires matricielles (acronyme anglophone « LMI » pour « Linear Matrix Inequalities ») de sorte à assurer la robustesse de l'estimateur dans un
20 certain domaine. Ce domaine est défini sous la forme d'un polytope qui n'est ni plus ni moins qu'un polyèdre de dimension n .

L'observateur repose sur un modèle Linéaire à Paramètres Variants (LPV) du système.

25 Dans une première partie, on décrira donc le modèle LPV. Dans la deuxième partie, on décrira un schéma bloc de l'estimateur, de sorte à mettre en relief son aspect bouclé et on définira le polytope associé. Enfin, dans une dernière partie, la méthode pour calculer le gain de la boucle de retour sera décrite et expliquée.

30 On va maintenant décrire le modèle linéaire à paramètres variants du système.

La pression en amont de la turbine est estimée par l'intermédiaire d'une modélisation de type zero-dimension (0D). Au niveau de la turbine, on peut décrire le comportement dynamique de la pression en amont de la turbine P_{avt} à partir des équations d'Euler :

$$\dot{p}_{avt} = \frac{\gamma \cdot r}{V_{avt}} \theta_{avt} (Q_{eng} + Q_{fuel} - Q_{exh}) \quad (\text{Eq. 1})$$

Avec :

- 5 γ : le coefficient adiabatique,
 r : la constante des gaz parfaits,
 V_{avt} : le volume du collecteur d'échappement,
 θ_{avt} : la température dans le collecteur d'échappement,
 Q_{eng} : le débit moteur,
 Q_{fuel} : la quantité de carburant injectée et
10 Q_{exh} : le débit à l'échappement

Le débit à l'échappement Q_{exh} est défini de la façon suivante :

$$Q_{exh} = Q_{turb} + Q_{wg} + Q_{egr} \quad (\text{Eq. 2})$$

15 Avec :

- Q_{turb} : le débit traversant la turbine,
 Q_{wg} : le débit traversant la wastegate (dans le cas d'une turbine
à géométrie variable, on a $Q_{wg} = 0$) et
 Q_{EGR} : le débit EGR haute pression si le moteur est équipé
20 d'une telle boucle (dans le cas contraire, $Q_{EGR} = 0$).

En explicitant Q_{eng} , Q_{fuel} et Q_{exh} l'équation (Eq. 1) peut également s'écrire :

$$25 \quad \dot{p}_{avt} = \frac{\gamma \cdot V_{cyl}}{120V_{avt}} \frac{STO + AFR}{STO} N_e \eta_{vol} \frac{\theta_{avt}}{\theta_{man}} p_{man} - \frac{\gamma \cdot r}{V_{avt}} \theta_{avt} (Q_{turb} + Q_{wg} + Q_{egr}) \quad (\text{Eq. 3})$$

Avec :

- V_{cyl} : la cylindrée moteur,
 STO : le rapport stœchiométrique associé au carburant,
30 AFR : la richesse,
 N_e : la vitesse de rotation du moteur,
 η_{vol} : le rendement volumétrique,

θ_{man} : la température collecteur d'admission et
 p_{man} : la pression collecteur d'admission.

5 On remarque que la pression collecteur p_{man} intervient dans l'équation différentielle qui décrit le comportement dynamique de la pression en amont de la turbine P_{avt} . Il faut donc également l'introduire dans le modèle :

$$\dot{p}_{man} = \frac{\gamma r}{V_{man}} \theta_{man} (Q_{thr} - Q_{eng}) \quad (\text{Eq. 4})$$

10

Avec :

 V_{man} : le volume du collecteur d'admission et Q_{thr} : le débit traversant le papillon.

15

En explicitant Q_{eng} , l'équation (Eq. 4) peut également s'écrire ainsi :

$$\dot{p}_{man} = \frac{\gamma r}{V_{man}} \theta_{man} Q_{thr} - \frac{\gamma V_{cyl}}{120 V_{man}} N_e \eta_{vol} p_{man} \quad (\text{Eq. 5})$$

20

La pression de suralimentation, qui est égale à la pression du gaz d'admission après l'échangeur de gaz suralimenté p_{ape} est définie de la façon suivante :

$$\dot{p}_{ape} = \frac{\gamma r}{V_{ape}} (Q_{comp} \theta_{apc} + Q_{EGR} \theta_{EGR} - Q_{thr} \theta_{ape}) \quad (\text{Eq. 6})$$

Avec :

V_{ape} : le volume de l'échangeur, qui est égal au volume compris entre la sortie de l'échangeur de gaz suralimenté 2a et le papillon 9

25

 Q_{comp} : le débit compresseur, θ_{apc} : la température des gaz en sortie du compresseur, θ_{EGR} : la température des gaz EGR entrant dans le volume

30

Enfin, on peut écrire l'équation qui régit la dynamique de la vitesse de rotation du turbocompresseur ω_t à partir de l'équilibre des couples turbine T_{qturb} et compresseur T_{qcomp} :

$$\dot{\omega}_t = \frac{1}{J} (T_{qturb} - T_{qcomp}) \quad (\text{Eq. 7})$$

Avec :

J : l'inertie du turbocompresseur.

5

En explicitant les couples mis en jeu dans l'équation précédente (Eq. 7), on obtient l'équation suivante :

$$\dot{\omega}_t = \frac{1}{J} \left(\frac{Q_{turb} \cdot c_p (\theta_{avt} - \theta_{turb})}{\omega_t} - \frac{Q_{comp} \cdot c_p (\theta_{apc} - \theta_{avc})}{\omega_t} \right) \quad (\text{Eq. 8})$$

10

Avec :

c_p : la capacité calorifique à pression constante,

θ_{turb} : la température des gaz à la sortie de la turbine,

θ_{avc} : la température en amont du compresseur

15

L'expression est ici non linéaire puisque on a sur le membre de droite, ω_t au dénominateur. L'équation (Eq. 8) s'écrit alors de manière linéaire :

$$\left(\frac{1}{2} J \dot{\omega}_t^2 \right) = Q_{turb} \cdot c_p (\theta_{avt} - \theta_{turb}) - Q_{comp} \cdot c_p (\theta_{apc} - \theta_{avc}) \quad (\text{Eq. 9})$$

20

En explicitant les températures θ_{turb} , θ_{avc} , θ_{apc} , θ_{avt} , on obtient une équation utilisable sous forme matricielle, à partir des entrées que l'on s'est fixées :

25

$$\left(\frac{1}{2} J \dot{\omega}_t^2 \right) = c_p \theta_{avt} \eta_t \left(1 - \pi_t^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \right) Q_{turb} - c_p \theta_{avc} \frac{1}{\eta_c} \left(\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) Q_{comp} \quad (\text{Eq. 10})$$

Avec :

η_t : le rendement turbine,

$\pi_t = \frac{P_{avt}}{P_{apt}}$: le rapport de détente,

P_{apt} : la pression en aval de la turbine,

η_c : le rendement du compresseur et

$\pi_c = \frac{P_{apc}}{P_{avc}}$: le rapport de compression.

5 Au final à partir des équations (Eq. 3), (Eq. 5), (Eq. 6) et (Eq. 10), le modèle LPV peut s'écrire sous forme matricielle de la façon suivante :

$$\begin{pmatrix} \dot{P}_{ape} \\ \dot{P}_{man} \\ \dot{P}_{avt} \\ \left(\frac{1}{2}J\dot{\omega}_t^2\right) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \alpha_1 & 0 & 0 \\ 0 & \alpha_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P_{ape} \\ P_{man} \\ P_{avt} \\ \left(\frac{1}{2}J\omega_t^2\right) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \beta_1 & \beta_2 & 0 & 0 & \beta_3 \\ 0 & \beta_4 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \beta_5 & \beta_5 & \beta_5 \\ \beta_6 & 0 & \beta_7 & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} Q_{comp} \\ Q_{thr} \\ Q_{turb} \\ Q_{wg} \\ Q_{EGR} \end{pmatrix} \quad (\text{Eq. 11})$$

10 Avec :

$$\alpha_1 = -\frac{\gamma V_{cyl}}{120V_{man}} N_e \eta_{vol}$$

$$\alpha_2 = \frac{\gamma V_{cyl}}{120V_{avt}} \left(\frac{14,7 + AFR}{14,7} \right) \frac{N_e \eta_{vol} \theta_{avt}}{\theta_{man}}$$

$$\beta_1 = \frac{\gamma \cdot r}{V_{ape}} \theta_{apc}$$

15 $\beta_2 = -\frac{\gamma \cdot r}{V_{ape}} \theta_{ape}$

$$\beta_3 = \frac{\gamma \cdot r}{V_{ape}} \theta_{EGR}$$

$$\beta_4 = \frac{\gamma \cdot r}{V_{man}} \theta_{man}$$

$$\beta_5 = -\frac{\gamma \cdot r}{V_{avt}} \theta_{avt}$$

$$\beta_6 = -c_p \theta_{avc} \frac{1}{\eta_c} \left(\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)$$

20 $\beta_7 = c_p \theta_{avt} \eta_t \left(1 - \pi_t^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \right)$

Le modèle est bien de la forme caractéristique des LPV, à savoir :

$$5 \quad \begin{cases} \dot{x} = A(p)x + Bu \\ y = Cx \end{cases} \quad (\text{Eq. 12})$$

Où x est un vecteur d'états, u un vecteur d'entrées, A et B deux matrices caractéristiques du système. p est un ensemble de paramètres (bornés) dont dépend A . y est le vecteur des mesures accessibles parmi les états du système. Ici, il s'agit d'une combinaison des pressions p_{ape} , p_{man} et p_{avt} .

Dans le cas présent, on retrouve les états du système, parmi ces paramètres. Le système est alors appelé « quasi-LPV ».

15 On va maintenant décrire le fonctionnement de l'observateur polytopique de pression en amont de la turbine.

A partir du système présenté ci-dessus, la synthèse d'un observateur polytopique est possible.

20 L'observateur peut être décrit par l'équation ci-dessous :

$$\begin{cases} \hat{\dot{x}} = A(p)\hat{x} + Bu + K(y - \hat{y}) \\ \hat{y} = \begin{pmatrix} \hat{p}_{ape} \\ \hat{p}_{man} \\ \hat{p}_{avt} \end{pmatrix} \end{cases} \quad (\text{Eq. 13})$$

25 Dans lequel les variables surmontés d'un accent circonflexe sont les sorties ou les états de l'observateur.

L'observateur se caractérise par un gain K . Il peut être constant ou bien dépendre des paramètres p . Ce dernier cas suggère donc qu'il

évolue au cours du temps et sa valeur devra dès lors être recalculée en temps réel.

5 On va maintenant décrire la construction du polytope. Les grandeurs ayant une influence sur le vecteur de paramètres du modèle (Eq. 11) sont toutes bornées. Ces bornes suffisent à construire un polytope convexe, conditions nécessaire à la synthèse de l'observateur. Le système d'équations suivant illustre ces bornes :

$$\left. \begin{array}{l} \underline{N_e} < N_e < \overline{N_e} \\ \underline{\eta_{vol}} < \eta_{vol} < \overline{\eta_{vol}} \\ \underline{AFR} < AFR < \overline{AFR} \\ \underline{\theta_{man}} < \theta_{man} < \overline{\theta_{man}} \\ \underline{\theta_{avt}} < \theta_{avt} < \overline{\theta_{avt}} \end{array} \right\} \quad (\text{Eq. 14})$$

10 Dans lequel chaque grandeur φ est respectivement encadrée par sa borne inférieure $\underline{\varphi}$ et sa borne supérieure $\overline{\varphi}$.

A titre d'exemple, le tableau ci-dessous présente les valeurs à utiliser pour un moteur 1.2L essence suralimenté avec wastegate :

15

$\underline{\varphi}$	φ	$\overline{\varphi}$
800	N_e	6500
0,7	η_{vol}	1
0,99	AFR	1,01
298	θ_{man}	310
750	θ_{avt}	1250

Tableau 1 : Définition du polytope dans le cas d'un moteur essence suralimenté

On va maintenant décrire le calcul du gain de l'observateur.

20

La convergence de l'observateur est soumise au respect des inégalités matricielles ci-dessous, pour toutes les valeurs de i et de j .

$$\begin{bmatrix} P_i & (G_i A_i - F_i C)^T \\ G_i A_i - F_i C & G_i + G_i^T - P_j \end{bmatrix} > 0 \quad (\text{Eq. 15})$$

Avec :

$$(i, j) \in \{1, N\} \times \{1, N\}$$

5 Avec N : le nombre de paramètres, c'est-à-dire la longueur de ρ
Les matrices G_i , F_i , P_i et P_j sont inconnues et à déterminer.

10 Pour la détermination de ces matrices, il faut en fait résoudre
les LMI présentées dans l'équation (Eq. 15). De nombreux solveurs
sont disponibles, et en particulier, à titre d'exemple : la MPT toolbox
(<http://control.ee.ethz.ch/~mpt/>). La résolution de ce problème se fait
hors ligne, au moment de la construction de l'observateur. Cette
méthode d'optimisation n'est pas le sujet de la présente description.

15 Le gain K_i est alors donné, à chaque sommet du polytope par
l'équation suivante :

$$K_i = G_i^{-1} F_i \quad (\text{Eq. 16})$$

L'ensemble des valeurs doit être stocké pour une utilisation en
ligne.

20 A chaque instant, il faut donc récupérer l'ensemble du vecteur
de paramètres ρ et déterminer la valeur du gain K_i à utiliser en
effectuant une interpolation dans le polytope défini par l'équation
(Eq. 14).

25 Selon un mode de réalisation alternatif, on peut faire le choix
d'avoir un gain constant pour l'observateur. Cela permet d'éviter
l'interpolation en ligne ainsi que le stockage de plusieurs valeurs. On
gagne ainsi en mémoire et en temps de calcul. En revanche, puisque le
gain est le même pour tous les points de fonctionnement du moteur, la
convergence de l'observateur risque d'être plus lente. Cela s'explique
30 par le fait que cette approche est plus conservative.

Ce mode de réalisation suit le même principe que le premier
mode de réalisation, à la différence près qu'il faut résoudre le système
simplifié suivant :

$$\begin{bmatrix} P_i & (GA_i - FC)^T \\ GA_i - FC & G + G^T - P_j \end{bmatrix} > 0 \quad (\text{Eq. 17})$$

Le gain K est alors directement donné par :

5

$$K = G^{-1}F \quad (\text{Eq. 18})$$

Si la résolution de l'équation (Eq. 14) est impossible, ou si les performances de l'observateur sont insuffisantes, il faut alors se tourner vers la première approche et résoudre l'équation (Eq. 15).

10

L'observateur décrit ci-dessus peut être employé pour estimer d'autres grandeurs que la vitesse de rotation du turbocompresseur, par exemple la pression de suralimentation, la masse d'air enfermée, etc. Il s'agit simplement d'écrire un modèle de type LPV (comme (Eq. 7))

15

impliquant la grandeur à estimer.

REVENDEICATIONS

- 5 I. Procédé de détermination de la vitesse de rotation du turbocompresseur (6) d'un moteur à combustion interne de véhicule automobile, éventuellement muni d'au moins un circuit de recirculation partielle des gaz d'échappement à haute pression (4) piqué entre le collecteur d'échappement (3) et le collecteur d'admission (2),
- 10 caractérisé par le fait qu'il comprend les étapes suivantes :
on détermine un vecteur des mesures accessibles comprenant la mesure de la pression avant turbine, de la pression dans le collecteur d'admission et éventuellement de la pression après l'échangeur thermique EGR,
- 15 on détermine l'écart entre le vecteur des mesures accessibles et le vecteur des mesures accessibles correspondant issu d'un observateur,
- 20 on détermine un vecteur des dérivées temporelles des variables observées en fonction de l'écart entre le vecteur des mesures accessibles et le vecteur des mesures accessibles correspondant issu de l'observateur, et
- 25 on détermine un vecteur des variables observées par intégration du vecteur des dérivées temporelles des variables observées,
le vecteur des variables observées comprenant des valeurs observées correspondant aux valeurs du vecteur des mesures accessibles et la vitesse de rotation du turbocompresseur.
- 30 2. Procédé selon la revendication 1, dans lequel on détermine le vecteur des dérivées temporelles des variables observées en réalisant les étapes suivantes :
- on détermine le gain de l'observateur en fonction de l'écart entre un vecteur des mesures accessibles et un vecteur des mesures accessibles issues de l'observateur,
- on détermine une première matrice d'état et une deuxième matrice d'état en fonction du modèle prédéterminé et de mesures,

estimations et consignes de paramètres de fonctionnement du moteur à combustion interne, et

5 on détermine le vecteur des dérivées temporelles des variables observées en sommant le gain de l'observateur, le produit de la première matrice d'état par les valeurs de l'observateur des variables observées et la deuxième matrice d'état.

10 3. Procédé selon l'une quelconque des revendications précédentes, dans lequel on définit un polytope, puis on détermine un gain de l'observateur aux sommets du polytope, puis on interpole le gain de l'observateur aux sommets du polytope sur tout le volume du polytope pour obtenir le gain de l'observateur en chaque point.

15 4. Procédé selon la revendication 2, dans lequel on définit un polytope, puis on détermine un gain de l'observateur constant sur le polytope, fonction de la première matrice d'état et du vecteur des mesures accessibles.

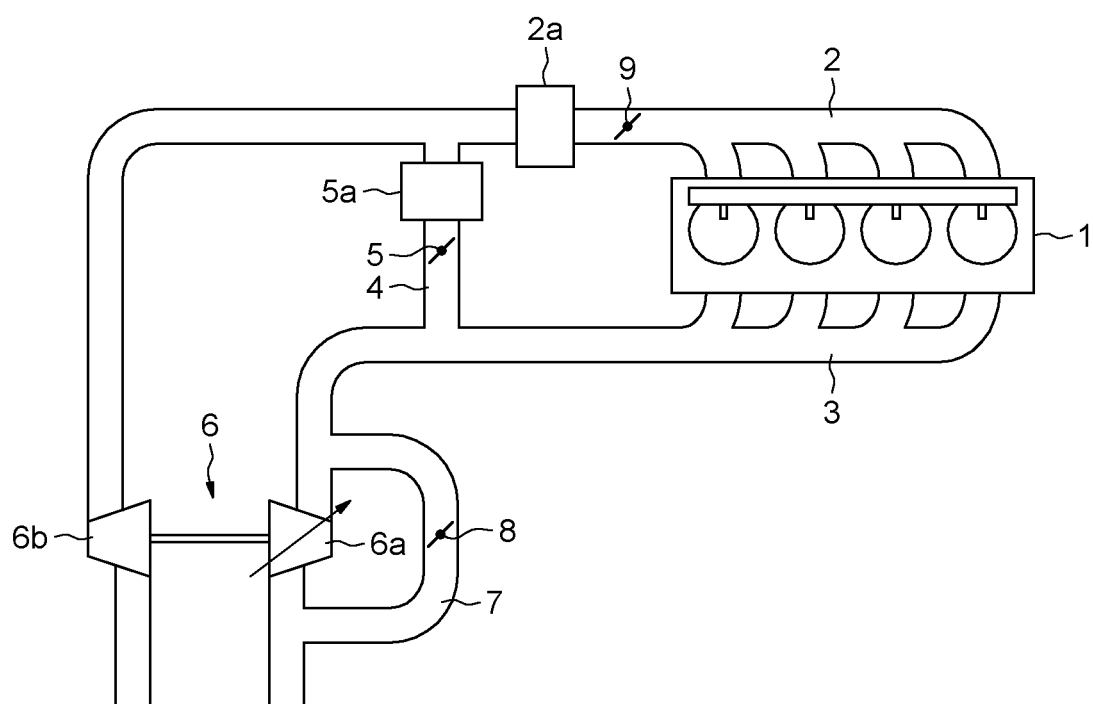
20 5. Procédé selon l'une quelconque des revendications 3 ou 4, dans lequel le polytope est convexe et défini par les valeurs maximales et minimales de la vitesse de rotation du moteur, du rendement volumétrique, de la richesse de mélange, de la température du collecteur d'admission et de la température en amont de la turbine.

25 6. Procédé selon la revendication 2 ou l'une quelconque des revendications 3 à 5 dépendante de la revendication 2, dans lequel on détermine la première matrice d'état en fonction de la vitesse de rotation du moteur, du volume de cylindrée, du volume du collecteur d'échappement, du rendement volumique, de la température en amont de la turbine, de la température dans le collecteur d'admission, du volume avant la turbine et de la richesse de mélange.

30 7. Procédé selon la revendication 2 ou l'une quelconque des revendications 3 à 6 dépendante de la revendication 2, dans lequel on détermine la deuxième matrice d'état en fonction du coefficient adiabatique, de la constante des gaz parfaits, de la température en aval du compresseur, de la température après échangeur, du volume après échangeur, éventuellement de la température des gaz EGR après échangeur EGR, de la température collecteur, du volume collecteur, de

la capacité calorifique à pression constante température en amont du compresseur, du rendement du compresseur, du rapport de compression, du rapport de détente, du rendement turbine, et de la température dans le collecteur d'échappement.

1/1
FIGURE UNIQUE





**RAPPORT DE RECHERCHE
PRÉLIMINAIRE**

établi sur la base des dernières revendications
déposées avant le commencement de la recherche

N° d'enregistrement
national

FA 809752
FR 1552029

DOCUMENTS CONSIDÉRÉS COMME PERTINENTS		Revendication(s) concernée(s)	Classement attribué à l'invention par l'INPI
Catégorie	Citation du document avec indication, en cas de besoin, des parties pertinentes		
X	WO 2012/013881 A1 (RENAULT SA [FR]; JACQUOT LAURENT [FR]; MEFFLET MATHIEU [FR]; PETIT CLE) 2 février 2012 (2012-02-02)	1,2,6,7	F02B39/16 F02D23/00 F02D45/00 F02D41/0007
Y	* page 9, ligne 22 - page 12, ligne 12 * -----	3-5	F02D41/0065 F02D2041/1416
X	Anderson P: "Air Charge Estimation in Turbocharged Spark Ignition Engines (Thesis 989)", 1 janvier 2005 (2005-01-01), pages FP-231, XP002753810, Linköping, Sweden Extrait de l'Internet: URL:https://www.fs.isy.liu.se/Publications /PhD/05_PhD_989_PA.pdf [extrait le 2016-02-03] * page 81 - page 174 * * alinéas [07.4], [08.1] * -----	1,2,6,7	F02D2041/1433 F02M26/05 G05B13/04
Y	ANSTETT, F. ET AL.: "Polytopic observer design for LPV systems based on minimal convex polytope finding", JOURNAL OF ALGORITHMS AND COMPUTATIONAL TECHNOLOGY, vol. 2009, no. 3(1), 29 juillet 2009 (2009-07-29), pages 23-43, XP008178864, DOI: 10.1260/174830109787186569 * le document en entier * -----	3-5	DOMAINES TECHNIQUES RECHERCHÉS (IPC) F02D F02M F02B G05B
A	GB 2 449 166 A (FORD GLOBAL TECH LLC [US]) 12 novembre 2008 (2008-11-12) * page 11, ligne 20 - page 14, ligne 19 * -----	1-7	
Date d'achèvement de la recherche		Examineur	
3 février 2016		Röttger, Klaus	
CATÉGORIE DES DOCUMENTS CITÉS		T : théorie ou principe à la base de l'invention	
X : particulièrement pertinent à lui seul		E : document de brevet bénéficiant d'une date antérieure	
Y : particulièrement pertinent en combinaison avec un autre document de la même catégorie		à la date de dépôt et qui n'a été publié qu'à cette date de dépôt ou qu'à une date postérieure.	
A : arrière-plan technologique		D : cité dans la demande	
O : divulgation non-écrite		L : cité pour d'autres raisons	
P : document intercalaire		& : membre de la même famille, document correspondant	

**ANNEXE AU RAPPORT DE RECHERCHE PRÉLIMINAIRE
RELATIF A LA DEMANDE DE BREVET FRANÇAIS NO. FR 1552029 FA 809752**

La présente annexe indique les membres de la famille de brevets relatifs aux documents brevets cités dans le rapport de recherche préliminaire visé ci-dessus.

Les dits membres sont contenus au fichier informatique de l'Office européen des brevets à la date du **03-02-2016**

Les renseignements fournis sont donnés à titre indicatif et n'engagent pas la responsabilité de l'Office européen des brevets, ni de l'Administration française

Document brevet cité au rapport de recherche	Date de publication	Membre(s) de la famille de brevet(s)	Date de publication
WO 2012013881 A1	02-02-2012	FR 2963389 A1	03-02-2012
		WO 2012013881 A1	02-02-2012

GB 2449166 A	12-11-2008	CN 101307717 A	19-11-2008
		DE 102008022083 A1	13-11-2008
		GB 2449166 A	12-11-2008
		US 2008276614 A1	13-11-2008
