

CIFA 2006

Diagnostic de défauts sur un moteur Diesel

Flavien PEYSSON¹, Hassan NOURA¹, Rafic YOUNES²

¹Laboratoire des Sciences de l'Information et des Systèmes
Domaine Universitaire de St Jérôme, 13397 Marseille Cedex 20, France

²Equipe 3M, Faculté de Génie, Université Libanaise,
Route de l'aéroport, Beyrouth, Liban

flavien.peysson@lsis.org, hassan.noura@lsis.org
http://www.lsis.org

Résumé—Les moteurs Diesel modernes sont de plus en plus complexes afin de satisfaire aux objectifs de pollution, performances, confort et sécurité. La moindre défaillance dans de tels systèmes peut engendrer une dégradation des performances du moteur ainsi qu'une augmentation de ses émissions polluantes. Cet article présente la mise en œuvre d'un système de diagnostic basé sur les modèles de connaissance du moteur afin de détecter puis d'isoler différents défauts susceptibles d'apparaître.

Mots-clés— Diagnostic, moteur Diesel, modèle de connaissance, systèmes non-linéaires, génération de résidus.

I. INTRODUCTION

Les moteurs Diesel actuels sont commandés électroniquement par un ou plusieurs calculateurs traitant les informations de différents capteurs (pression, température, concentration, vitesse, ...) et commandant des actionneurs (électrovannes, pompes, ...). Ces moteurs sont de plus en plus complexes (imbrication de boucles de régulation) et intègrent des systèmes de diagnostic afin de répondre aux exigences des normes environnementales mais aussi aux exigences des clients en matière de sécurité, confort et consommation et ceci même en présence de défauts.

Ces systèmes de diagnostic peuvent être débarqués permettant l'analyse hors-ligne des données enregistrées par les calculateurs lors des opérations de maintenance du véhicule, ou embarqués en informant en temps réel le conducteur de la présence de défauts et du meilleur comportement à adopter afin de ne pas endommager le véhicule et de polluer le moins possible.

Les systèmes embarqués actuels sont le plus souvent basés sur de simples seuils autour des mesures à surveiller ou des méthodes basées sur les signaux telle que l'analyse fréquentielle de la vitesse de rotation du moteur. Mais ces méthodes restent limitées car elles n'utilisent pas les corrélations qu'il peut exister entre les différents signaux. C'est pourquoi depuis quelques années des méthodes analytiques utilisant le modèle du processus sont utilisées pour évaluer les dépendances entre les informations issues des différents capteurs et les commandes des différents actionneurs mais aussi pour estimer des variables du processus afin de les comparer aux variables réelles [2].

Un diagnostic basé sur des modèles (figure 1) se décompose en :

- une fonction de détection,
- une fonction de localisation et de diagnostic.

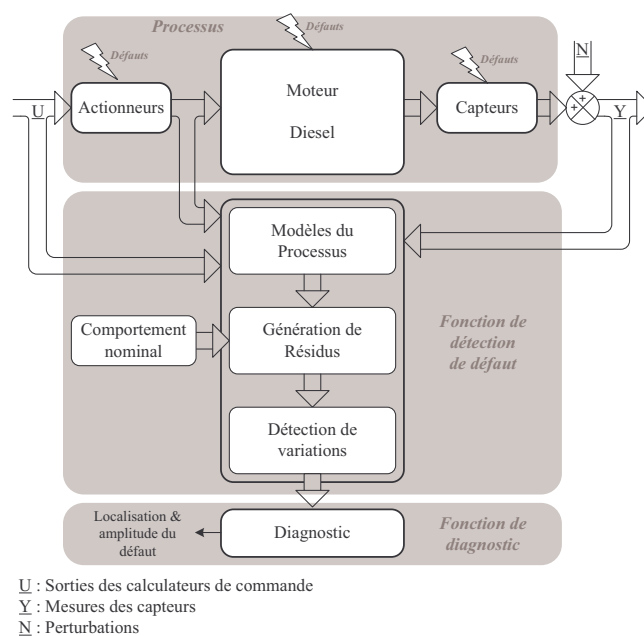


Fig. 1. Schéma de diagnostic

La fonction de détection de défauts effectue un traitement de signal à partir des modèles du processus en comparant les résultats issus du traitement avec le comportement nominal du processus afin de générer des symptômes. Le choix de la méthode de détection dépend de la connaissance que l'on a du processus et des défauts que l'on souhaite détecter.

Les symptômes sont générés en détectant les variations de valeurs sur les résidus. Cette fonction permet juste de connaître l'existence de défauts. Pour localiser les défauts, une fonction de diagnostic effectue un traitement des symptômes générés à l'aide de procédures de classification (table de défaut, symptômes) ou de mécanismes d'inférence (arbres de défaillance), etc.

Un système de diagnostic complet basé sur des réseaux de neurones, utilisant la génération de résidus ainsi que des équations de parité, a été développé pour un moteur Diesel turbo-compressé [2] [3] [8].

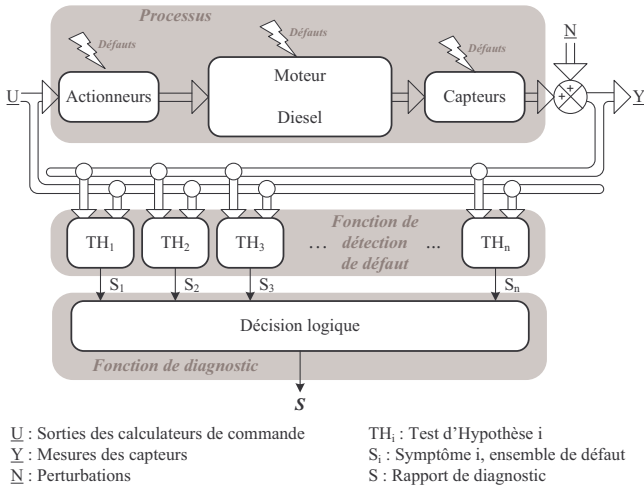


Fig. 2. Schéma d'un diagnostic utilisant des tests d'hypothèses

Ce système se décompose en trois modules :

- l'admission,
- l'injection, combustion, transmission,
- l'échappement.

Il permet via différentes tables de signatures de détecter des fautes telles qu'une fuite d'air ou un encrassement entre l'intercooler et le moteur, une mauvaise ouverture des soupapes d'admission, un défaut commun à tous les cylindres, un défaut sur un seul cylindre, un dysfonctionnement d'un injecteur, etc.

Il existe également des systèmes de diagnostic basés sur des tests d'hypothèses générés à partir des modèles du système et des défauts [4] [6]. L'idée est de construire un banc de tests d'hypothèses selon le schéma de la figure 2.

Chaque test d'hypothèse TH_i est une fonction de \underline{U} et \underline{Y} et contribue à la construction du rapport de diagnostic S à l'aide des informations S_i qui correspondent à un certain ensemble de modes de défauts. S est donc une combinaison des S_i . Dans la plupart des applications, c'est l'intersection des ensembles S_i . Pour chaque test, il faut définir les intervalles de rejection de l'hypothèse.

Le travail décrit dans cet article propose un modèle complet d'un moteur Diesel en supposant le couple de freinage constant et présente la mise en œuvre d'une stratégie de diagnostic basée sur des modèles de connaissance de ce moteur. La fonction de détection est réalisée à l'aide d'une génération de résidus et la fonction de diagnostic est fondée sur une table de signatures des défauts.

II. MODÉLISATION DU MOTEUR

Les moteurs Diesel modernes (figure 3) se décomposent en cinq sous-systèmes qui sont la suralimentation, le collecteur d'échappement, le collecteur d'admission, l'injection (rampe commune) et le moteur avec les solides en mouvement (bielles, pistons, cylindres, ...). Chacun de ces sous-systèmes peut être modélisé séparément, mais pour certains (ex : suralimentation), il est difficile d'obtenir des modèles de connaissances à cause de la complexité des différents éléments du moteur.

Pour notre étude nous utiliserons donc un modèle dit simplifié où le couple de freinage C_b , représentant la résistance exercée par l'environnement et les parties en rotation du moteur, est supposé constant. C'est le cas lorsque le véhicule roule à vitesse constante sur une ligne droite. Cette hypothèse permet de modéliser

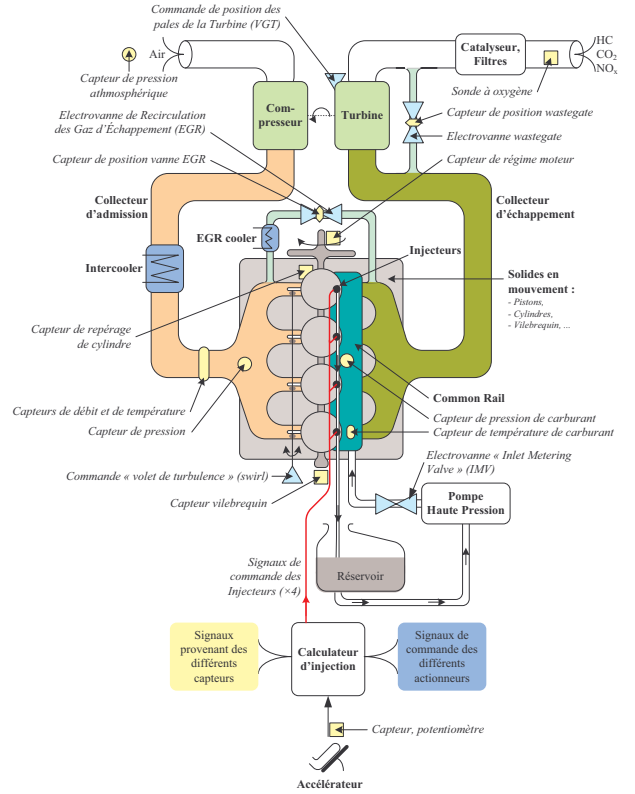


Fig. 3. Instrumentation d'un moteur diesel moderne

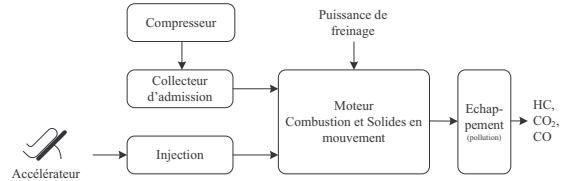


Fig. 4. Structure modulaire d'un moteur Diesel simplifié

liser la suralimentation par une relation de proportionnalité au régime moteur. Le modèle présenté par la suite a été établi à partir d'une synthèse de différents travaux sur la modélisation des moteurs Diesel et plus particulièrement à partir des travaux décrits dans [1] et [5]. La figure 4 met en évidence les différentes parties du moteur, chacune d'entre elles étant caractérisée par un ou plusieurs sous modèles.

Les différentes variables utilisées dans la suite, sont définies en annexe.

A. Admission et suralimentation

L'admission et la suralimentation sont le circuit d'entrée d'air dans les cylindres. La température T_a du collecteur d'admission est supposée maintenue constante par l'intercooler.

Nous nous intéresserons donc seulement aux variations de pression. Dans cette étude, le débit entrant est caractérisé par le débit m_c de sortie du compresseur, le débit sortant étant le débit m_{cyl} aspiré par les cylindres. Les modèles du collecteur d'admission et de suralimentation sont donc :

$$\begin{cases} \frac{dP_a}{dt} = \frac{rT_a}{V_a} (m_c - m_{cyl}) \\ m_c = c_m \omega \end{cases} \quad (1)$$

B. Injection

L'injection pilote la quantité de carburant introduite dans la chambre à combustion afin de créer un mélange air/carburant qui s'autoinflammera sous l'action de la pression (chaleur). La puissance calorifique de la combustion étant liée à la quantité de carburant injectée. Le modèle donne le débit m_f de carburant en fonction de la position x_p de la pédale d'accélérateur et de la vitesse de rotation ω du moteur et intègre une régulation du rapport $\Delta m_f / \omega$.

$$\begin{cases} m_f = i_0 + \Delta m_f \\ \Delta m_f = \omega(i_1 + i_2 x_p + i_3 x_p^2 + i_4 \omega) \end{cases} \quad (2)$$

Le terme i_0 caractérise le débit minimal d'injection, c'est-à-dire le régime ralenti du moteur et le terme Δm_f modélise les variations du débit de carburant autour de i_0 . i_1, \dots, i_4 sont obtenus par identification à la suite de simplification sur le modèle de régulation de débit (tiroir de régulation).

C. Solides en mouvement

Ce modèle caractérise l'évolution de la vitesse ω et du débit m_{cyl} en fonction du débit de carburant, de la puissance de freinage P_b ramenée à l'arbre moteur et de la pression d'admission P_a . Une forme polynomiale du rendement indiqué η_i du moteur est utilisée pour le calcul de P_i , la puissance indiquée. Le moment d'inertie J du vilebrequin est supposé constant [1].

$$\begin{cases} m_{cyl} = \frac{P_a \omega}{T_a} \frac{V_{cyl}}{4\pi r} (\alpha_0 + \alpha_1 \omega + \alpha_2 \omega^2) \\ \lambda = \frac{m_{cyl}}{m_f} \\ \eta_i = a_\lambda + b_\lambda \lambda + c_\lambda \lambda^2 \\ P_i = p_{ci} \eta_i m_f \\ P_b = C_b \omega \\ \frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J} \left(P_i - P_b - \frac{1}{2} \frac{\omega^3}{J} \Delta \right) \end{cases} \quad (3)$$

D. Opacité

Pour l'opacité, le modèle expérimental suivant est considéré [9] :

$$O_p = o_1 \omega \left(\frac{m_{cyl}}{m_f} \right)^{-o_2} \quad (4)$$

III. MODÉLISATION DES DÉFAUTS

Dans le cas de notre étude, nous supposons que le moteur est équipé des instruments de mesure suivants :

- un capteur de pression d'admission,
- un capteur de débit d'air d'admission,
- un capteur du régime moteur,
- un capteur d'opacité,
- un capteur de position de la pédale d'accélérateur.

Après avoir établi ce modèle du moteur, l'objectif ici est d'analyser l'influence de certains défauts sur le comportement du moteur afin de mettre en œuvre une stratégie de détection et de localisation des défauts. Le résultat de ce diagnostic sert à la mise en œuvre d'une stratégie de tolérance aux fautes qui ne sera pas développée dans cet article. Les défauts étudiés sont les suivants :

A. Défaut de capteur de vitesse

Un biais b est supposé affecter le capteur mesurant la vitesse de rotation du moteur utilisée dans le calcul du débit de carburant.

$$\omega_m = \omega + b \quad (5)$$

Pour une position constante de la pédale d'accélération, la vitesse de rotation réelle du moteur va augmenter car l'injection régule le rapport : variation de carburant sur vitesse. Le débit m_f va donc augmenter si $b > 0$ et diminuer si $b < 0$. Les dérivées des autres mesures évoluent de la même façon que la dérivée de la vitesse.

B. Fuite d'air d'admission

La fuite est modélisée par un trou rond de diamètre d et un débit de fuite m_{fuite} . L'équation de variation de pression (1) devient :

$$\frac{dP_{ad}}{dt} = \frac{rT_a}{V_a} (m_c - m_{cyl} - m_{fuite}) \quad (6)$$

Où m_{fuite} est donné par la relation d'écoulement (7) dite de Barré Saint-Venant.

$$m_{fuite} = \left(\pi \frac{d}{2} \right)^2 \frac{P_a}{\sqrt{rT_a}} \sqrt{\frac{2C_p}{r}} \sqrt{1 - \left(\frac{P_{atm}}{P_a} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (7)$$

Comme le montre l'équation (6), un débit de fuite entraîne une chute de pression. Une étude de l'influence d'une chute de pression dans le bloc moteur (3) montre que l'évolution du signe de la dérivée de la vitesse dépend de l'amplitude du défaut.

C. Défaut d'injection

Ce défaut traduit une mauvaise ouverture des injecteurs (injecteurs grippés ou encrassés) car les fabricants travaillent avec des tolérances de l'ordre du micron pour satisfaire les normes anti-pollution. L'encrassement ou le grippage provoque donc aussitôt un dysfonctionnement moteur à travers une baisse de puissance, d'efficacité. Le débit de carburant injecté devient alors :

$$m_{fd} = (1 - k)m_f \quad (8)$$

Le régime moteur ainsi que les autres grandeurs et mesures vont diminuer ($m_{fd} < m_f$). Un tel défaut est équivalent à une décélération du conducteur.

D. Défaut de compression

Le compresseur de suralimentation est entraîné par une turbine placée sur le conduit d'échappement. La turbine est constituée d'une roue à ailettes reliée à l'arbre d'entraînement du compresseur. En fonctionnement, les ailettes peuvent s'encrasser jusqu'à casser. Le compresseur perd donc de son efficacité, le débit de compression est alors donné par :

$$m_{cd} = (1 - k)m_c \quad (9)$$

et la pression d'admission :

$$\frac{dP_a}{dt} = \frac{rT_a}{V_a} (m_c - m_{cyl} - km_c) \quad (10)$$

On se trouve donc dans un cas similaire à une présence de fuite d'air d'admission (cf. III-B).

E. Défaut des soupapes d'admission

Comme pour les injecteurs, les tolérances de fabrication sont très strictes. Une accumulation d'impureté peut donc gêner l'ouverture d'une soupape d'admission, ce qui va diminuer le débit d'air aspiré par les cylindres.

$$m_{cyl d} = (1 - k)m_{cyl} \quad (11)$$

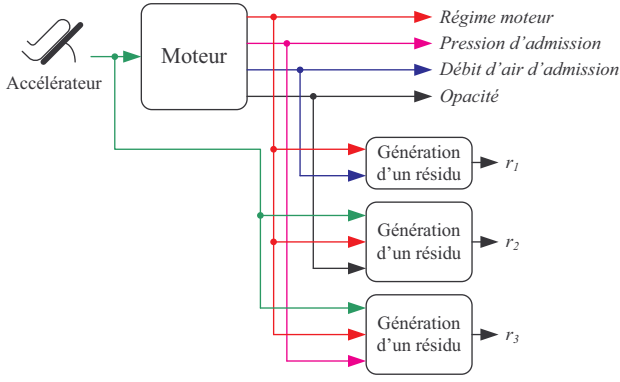


Fig. 5. Architecture de la génération de résidus

La pression devient alors :

$$\frac{dP_a}{dt} = \frac{rT_a}{V_a}(m_c - m_{cyl} + km_{cyl}) \quad (12)$$

Cette augmentation de pression (12) va favoriser le remplissage en air des cylindres jusqu'à ce que le débit aspiré revienne à sa valeur nominale.

IV. DIAGNOSTIC

L'analyse des effets des différents défauts montre que la seule comparaison des signaux mesurés et des signaux prédits à l'aide du modèle sans défaut ne permet pas de localiser un défaut. En effet, si on ne regarde que les signaux mesurés, on s'aperçoit qu'ils évoluent de la même manière pour différents défauts. Afin de pouvoir isoler les différents défauts, nous mettons en œuvre une stratégie de détection fondée sur la génération de résidu et de localisation de défauts utilisant une table de signatures.

A. Génération de résidus

On propose la génération de trois résidus r_1 , r_2 et r_3 qui représentent respectivement la dérivée (donc les variations) de la pression, puis les écarts de comportement de la pollution et de la vitesse entre les mesures et une estimation de ces grandeurs. Le schéma de principe et les grandeurs intervenant dans la génération de chacun de ces résidus est illustré par la figure 5.

A.1 Résidu r_1

Il est généré à partir de la vitesse et du débit d'air d'admission. Comme le montre l'équation (1), la dérivée de la pression est la différence entre les débits de compression et d'admission à un coefficient près. Le débit de compression est estimé par la mesure de vitesse :

$$r_1 = c_m \omega_m - m_{cyl} \quad (13)$$

Sans défaut $r_1 \approx 0$, la dynamique du moteur étant très rapide.

A.2 Résidu r_2

Il est généré à partir de la mesure d'opacité, de régime moteur et la position de la pédale d'accélérateur.

$$r_2 = f_2(x_{pm}, \omega_m) - O_{pm} \quad (14)$$

$f_2(x_{pm}, \omega_m)$ est obtenue en exprimant les différents termes de l'équation de l'opacité en fonction de x_p et ω_m (4).

$$r_2 = -O_{pm} + o_1 \omega_m \left(\frac{p_{a0} \omega_m V_{cy} (\alpha_0 + \alpha_1 \omega_m + \alpha_2 \omega_m^2)}{4\pi r T_a (\omega_m (i_1 + i_2 x_{pm} + i_3 x_{pm}^2 + i_4 \omega_m))} \right)^{-o_2} \quad (15)$$

avec $p_{a0} = \frac{4\pi r T_a c_m}{V_{cy} (V_{cy} (\alpha_0 + \alpha_1 \omega_m + \alpha_2 \omega_m^2))}$ car la dynamique de la pression est rapide. On suppose donc que la pression est égale à sa valeur nominale autour de ω_m . Sans présence de défaut, $r_2 \approx 0$. D'où :

$$r_2 = -O_{pm} + o_1 \omega_m \left(\frac{\omega_m c_m}{\omega_m (i_1 + i_2 x_{pm} + i_3 x_{pm}^2 + i_4 \omega_m)} \right)^{-o_2} \quad (16)$$

A.3 Résidu r_3

Il est généré à partir des mesures de régime moteur, de pression d'admission et de position de la pédale d'accélérateur.

$$r_3 = f_3(x_{pm}, \omega_m, p_{am}) - \omega_m \quad (17)$$

$f_3(x_{pm}, \omega_m, p_{am}) = \omega_{est}$ est exprimé à l'aide des équations du moteur (3) :

$$\begin{cases} m_f = i_0 + \omega_m (i_1 + i_2 x_p + i_3 x_p^2 + i_4 \omega_m) \\ m_{cylest} = \frac{P_{am} \omega_{est}}{T_a} \frac{V_{cy}}{4\pi r} (\alpha_0 + \alpha_1 \omega_{est} + \alpha_2 \omega_{est}^2) \\ \lambda_{est} = \frac{m_{cylest}}{m_f} \\ \eta_{iest} = a_\lambda + b_\lambda \lambda_{est} + c_\lambda \lambda_{est}^2 \\ P_{iest} = p_{ci} \eta_{iest} m_f \\ P_{best} = C_b \omega_{est} \\ \frac{d\omega_{est}}{dt} = \frac{1}{J \omega_{est}} \left(P_{iest} - P_{best} - \frac{1}{2} \frac{\omega_{est}^3}{f} \Delta \right) \end{cases} \quad (18)$$

En l'absence de défaut $r_3 = \omega_{est} - \omega_m \approx 0$.

A.4 Fonction de détection

Pour chacun des résidus r_i on fixe un seuil limite s_i tel que si $|r_i| > s_i$, un défaut est déclaré présent. Un indicateur r_{ib} est défini tel que :

$$\begin{cases} r_{ib} = 1, \text{ si } |r_i| > s_i \\ r_{ib} = 0 \end{cases} \quad (19)$$

La fonction de détection D de notre système de diagnostic est donc un simple « ou logique » entre les différents r_{ib} :

$$D = r_{1b} + r_{2b} + r_{3b} \quad (20)$$

Remarque : Les seuils sont déterminés de manière expérimentale pour des grandes variations d'accélérateur. Pour des défauts de faibles amplitudes, des tests statistiques appliqués aux résidus peuvent être utilisés pour faciliter la détection.

B. Localisation des défauts

Afin d'établir une table de signatures pour chacun des défauts, nous allons étudier l'impact de chacun d'entre eux sur les différents résidus.

B.1 Influence des défauts sur les résidus

Défaut n°1 : Défaut capteur de vitesse (5)

ω_m intervient dans les trois résidus. Ces trois résidus vont donc être sensibles à ce défaut. De plus si $b > 0$, on notera que $r_1 > 0$, $r_2 < 0$ et $r_3 > 0$ et l'inverse si $b < 0$. L'étude du signe

des résidus se fait en remplaçant ω_m par $\omega_m + b$. On peut faire de même sur r_2 .

Pour r_3 l'équation est plus compliquée à analyser mais on peut étudier le signe sans la résoudre. En effet, r_3 est formé à partir du modèle de l'injection et du modèle du bloc moteur. Comme on a un défaut de capteur de vitesse, le débit de carburant calculé à partir de $\omega_m + b$ sera identique au débit de carburant réel et la vitesse de rotation sera aussi identique au régime réel puisqu'on utilise la mesure de pression (qui est sans défaut).

Défaut n°2 : Fuite d'air d'admission (6)

La pression est utilisée directement pour la génération du résidu r_3 et indirectement pour r_1 à travers sa dérivée et par r_2 à travers l'équation (15). Mais r_3 n'est pas sensible à ce défaut car il utilise la mesure de pression et de vitesse pour estimer la vitesse.

On a vu qu'une fuite d'air entraîne une chute de pression et donc une variation de vitesse. En présence de ce type de défaut, on a :

$$\begin{cases} r_{1\text{avecdefaut}} = c_m \omega_m - m_{cylm} = m_{fuite} > 0 \\ r_{2\text{avecdefaut}} = r_{1\text{sansdefaut}} - o_1 \omega_m \\ \left(\frac{\omega_m c_m - m_{fuite}}{\omega_m (i_1 + i_2 x_{pm} + i_3 x_{pm}^2 + i_4 \omega_m)} \right)^{-o_2} \end{cases} \quad (21)$$

Défaut n°3 : Défaut d'injection (8)

r_1 est insensible à ce défaut car, il représente les variations de pression. Le débit de carburant n'est utilisé que pour estimer la pollution et le régime moteur. Dans les deux cas, le débit de carburant estimé est :

$$m_{fest} = i_0 + \omega_m (i_1 + i_2 x_{pm} + i_3 x_{pm}^2 + i_4 \omega_m) > m_f \quad (22)$$

On sait que $r_3 > 0$ et $r_2 > 0$ car la chute de débit de carburant engendre une diminution de la vitesse.

Défaut n°4 : Défaut de compression (9)

Par analogie avec une fuite d'air d'admission, on peut considérer km_c comme un débit de fuite. On a donc :

$$\begin{cases} r_{1\text{avecdefaut}} = c_m \omega_m - m_{cylm} = km_c \omega_m > 0 \\ r_{2\text{avecdefaut}} < 0 \end{cases} \quad (23)$$

On remarque que la valeur de r_1 permet d'estimer l'amplitude du défaut en utilisant ω_m .

Défaut n°5 : Défaut de soupapes d'admission (11)

Ce défaut entraîne une augmentation de pression et cette augmentation compense le défaut d'ouverture. Les résidus r_1 et r_2 seront donc insensibles au défaut de soupapes d'admission. Seul r_3 qui utilise la mesure de pression indique la présence de ce défaut. r_3 sera négatif car si la pression augmente pour un même débit de carburant, le régime moteur augmente donc $\omega_{est} > \omega_{reel} \Rightarrow \omega_{est} > \omega_m$ car $\omega_{reel} = \omega_m$.

B.2 Table de signatures

A partir de l'analyse effectuée, on remplit la table de signatures suivante, sachant que r_{id} est défini tel que :

$$\begin{cases} r_{id} = \text{sign}(r_i), \text{ si } |r_i| > s_i \\ r_{id} = 0 \end{cases} \quad (24)$$

avec

$$\begin{cases} \text{sign}(r_i) = 1, \text{ si } r_i \geq s_i \\ \text{sign}(r_i) = -1 \end{cases}$$

TABLE I
TABLE DE SIGNATURES

		r_1	r_2	r_3
1. Capteur de vitesse	$b > 0$	+1	-1	-1
	$b < 0$	-1	+1	+1
2. Fuite d'air d'admission		+1	-1	0
3. Injection		0	+1	+1
4. Compression		+1	-1	0
5. Soupapes d'admission		0	0	-1

La fonction de localisation est réalisée par la table de signatures reproduite en table I.

On remarque que l'on ne peut distinguer un défaut de compression (défaut n°2) d'une fuite d'air d'admission (défaut n°4) car nous utilisons un modèle simplifié.

V. RÉSULTAT DE SIMULATION

Les figures 6 et 7 représentent les résultats de simulation du scénario suivant :

- de 3s à 12s, défaut de capteur de vitesse d'amplitude 20 rad.s^{-1} ,
- de 20s à 30s, une baisse d'efficacité de 5% des injecteurs,
- de 38s à 47s, une baisse d'efficacité de 30% du turbocompresseur.

La durée de simulation est de 50s, les seuils sont fixés à $s_1 = 10^{-4} \text{ kg.s}^{-1}$, $s_2 = 5.10^{-2} \%$, $s_3 = 2 \text{ rad.s}^{-1}$ et le couple de freinage $C_b = 12 \text{ N.m}$. Les mesures issues des différents capteurs sont représentées en figure 6, les courbes en pointillées représentent le comportement du système sans défaut. La première courbe reproduit l'action du conducteur sur l'accélérateur qui est l'entrée du système. Les courbes suivantes permettent de vérifier les différentes analyses effectuées dans le paragraphe III. En effet, on remarque que :

- le biais positif sur le capteur de vitesse fait augmenter le régime moteur réel ainsi que les autres grandeurs,
- une baisse d'efficacité des injecteurs entraînent un ralentissement du moteur et donc une baisse des différentes mesures,
- un mauvais fonctionnement du turbocompresseur entraîne une chute de pression et donc du débit d'admission. De plus la variation de vitesse dépend du point de fonctionnement du moteur car en présence du défaut les courbes en défaut et sans défaut se coupent.

Les résidus r_1 , r_2 et r_3 sont reproduits en figure 7, les courbes en pointillées représentant les seuils de détection. Elles permettent d'obtenir la signature du défaut présent :

- de 3s à 12s la signature est $\{+1, -1, -1\}$,
- de 20s à 30s la signature est $\{0, +1, +1\}$,
- de 38s à 47s la signature est $\{+1, -1, 0\}$.

La table I permet de connaître le type de défaut grâce à sa signature.

VI. CONCLUSION

Dans cet article, nous avons présenté un modèle d'un moteur Diesel. Il a été supposé ici que le couple de freinage est constant. Puis un système de diagnostic a été mis en œuvre à partir du modèle établi. Les fonctions de détection, localisation ont été validées par simulation avec des mesures non bruitées. Dans le cas de mesures bruitées, la redéfinition des seuils s_i est nécessaire.

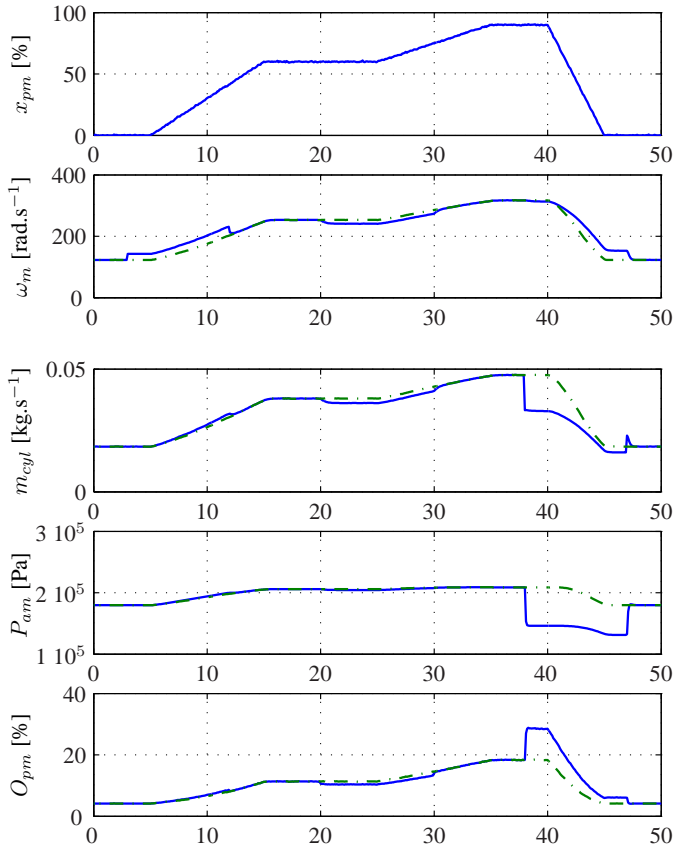


Fig. 6. Gandeurs mesurées

Ce travail sur un modèle simplifié (surtout au niveau du turbo-compresseur) montre que l'on ne peut pas distinguer les défauts de compression et de fuite d'admission du fait de la simplification. De plus, nous travaillons sur un moteur avec un couple de freinage constant or dans la réalité, le couple de freinage imposé au moteur dépend de l'état de la route, du rapport de réduction de la boîte de vitesse, des conditions météorologiques, du chargement de la voiture (bagages et passagers)...

Par la suite, l'utilisation d'un modèle de moteur diesel incluant un turbocompresseur permettrait de faire varier le couple de freinage qui deviendra alors une entrée inconnue pour le système de diagnostic. La mise en place d'observateur d'état est aussi envisagée pour la fonction de détection.

Les résultats issus du module de diagnostic sont utilisés pour mettre en œuvre une technique de tolérance aux fautes permettant de maintenir de bonnes performances en terme de confort et de respect de l'environnement. Les résultats relatifs à cette technique feront l'objet d'un autre article.

RÉFÉRENCES

- [1] X. Dovifaaz, « Modélisation et commande d'un moteur diesel en vue de la réduction de ses émissions, » *Thèse de doctorat en automatique*, Université de Picardie Jules Vernes, France, 2000.
- [2] R. Isermann, E. Hartmanshenn, « Methods for diagnostics in combustion engines, » *Real Times*, pp. 30–33, 2004.
- [3] F. Kimmich, A. Schwarte, R. Isermann, « Fault detection for modern diesel engines using signal and process model based methods, » *IFAC International Conference on Advances in Automotive Control*, Karlsruhe, Allemagne, 2001.
- [4] M. Nyberg, T. Stutte, « Model based diagnosis of the air path of an automotive diesel, » *American Control Conference*, 2002.
- [5] S. Ouenou-Gamo, « Modélisation d'un moteur diesel turbocompressé, » *Thèse de doctorat*, Université de Picardie Jules Vernes, France, 1999.

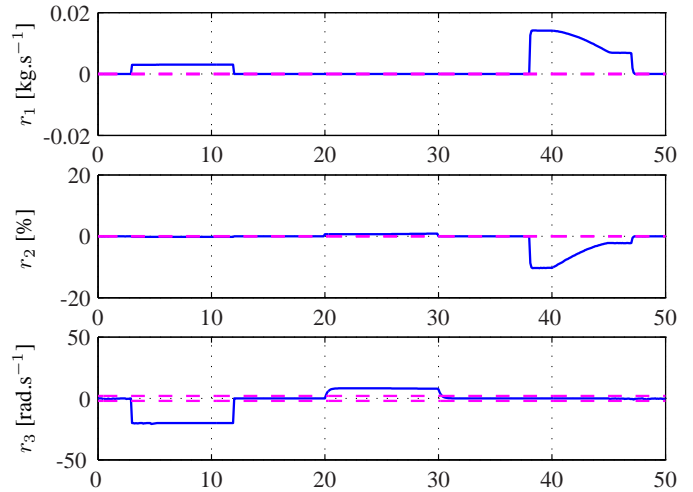


Fig. 7. Résidus

- [6] Z. Sabeh, J. Ragot, F. Kratz, « Structured hypothesis tests based diagnosis : application to a common rail diesel injection, » *IFAC International Conference on Advances in Vehicle Control and Safety*, 2004.
- [7] J.V. Salcedo, X. Blasco, M. Martinez, J.V. Garcia, « Modeling and control in simulink of a turbocharged diesel engine, » *Jornados de Automatica*, Barcelone, Espagne, 2001.
- [8] M. Willimiwski, F. Kimmich, R. Isermann, « Signal model based fault diagnosis for combustion engines, » *Safeprocess*, Budapest, Hongrie, 2000.
- [9] R. Younes, J.C. Champoussin, « Le turbocompresseur à géométrie variable, un moyen de réduire la pollution, » *Journées SFT*, Paris, France, 1995

VII. ANNEXE : LISTE DES TERMES UTILISÉS

A. Variables

Nom	Définition	Unité
m_{cyl}	Débit d'air d'admission	kg.s^{-1}
m_c	Débit de gaz sortant du compresseur	kg.s^{-1}
m_f	Débit de carburant	kg.s^{-1}
O_p	Opacité	%
P_a	Pression d'admission	Pa
P_b	Puissance de freinage	W
P_i	Puissance indiquée du moteur	W
λ	Excès d'air	\emptyset
ω	Régime moteur	rad.s^{-1}
η_i	Rendement indiqué	\emptyset
C_b	Couple de freinage - 12	N.m
d	diamètre de fuite d'air d'admission	m
p_{ci}	Pouvoir calorifique du carburant - 410^7	J.kg^{-1}
J	Moment d'inertie - 0.12	kg.m^{-2}
V_a	Volume d'admission - 10^{-3}	m^3
T_a	Temp. Collecteur d'admission - 328	K
r	Constante des gaz parfaits - 287	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
γ	Coefficient adiabatique des gaz parfaits - 1.4	\emptyset
c_p	Chaleur spécifique à pression constante - 1000	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
V_{cyl}	Cylindrée du moteur - 1.58810^{-3}	m^3
P_{atm}	Pression Atmosphérique	Pa

B. Indices

Les variables ci-dessus peuvent être indicées de la manière suivante :

- m : la variable est mesurée par un capteur,
- d : la variable est en défaut,
- est : la variable est estimée.

C. Constantes des différents modèles

Nom	Valeur	Unité	Nom	Valeur	Unité
$a\lambda$	$7.2 \cdot 10^{-2}$	\emptyset	α_0	$7.73 \cdot 10^{-1}$	\emptyset
$b\lambda$	$1.8 \cdot 10^{-4}$	\emptyset	α_1	$1.54 \cdot 10^{-3}$	s.rad^{-1}
$c\lambda$	$1.7 \cdot 10^{-4}$	\emptyset	α_2	$2.49 \cdot 10^{-6}$	$\text{s}^2.\text{rad}^{-2}$
σ_1	10	\emptyset	c_m	$1.5 \cdot 10^{-4}$	kg.rad^{-1}
σ_2	-1.258	\emptyset	Δ	10^{-4}	$\text{s.N}^{-1}.\text{m.rad}^{-2}$
i_0	$2 \cdot 10^{-4}$	kg.s^{-1}	i_3	$4.186 \cdot 10^{-8}$	kg.rad^{-1}
i_1	$9.7785 \cdot 10^{-9}$	kg.rad^{-1}	i_4	$4.9877 \cdot 10^{-12}$	kg.s.rad^{-2}
i_2	$2.1238 \cdot 10^{-6}$	kg.rad^{-1}			