

TEXTE REFAIT SELON L'ORIGINAL. FORMAT NON RESPECTE

**ANALYSE DE LA REDUCTION DE LA POLLUTION DU DIESEL PAR
TURBOCOMPRESSEUR A GEOMETRIE VARIABLE**

**ANALYSIS OF REDUCE POLLUTION IN TURBOCHARGED DIESEL
ENGINE WITH VARIABLE NOZZLE TURBINE**

Rafic YOUNES, Abdelkrim LIAZID, Jean Claude CHAMPOUSSIN

LMT, Ecole Centrale de Lyon
36, Avenue Guy de Collongue
B.P. 163 – 69131 ECULLY Cedex
FRANCE

Résumé

La conception des moteurs Diesel équipant les véhicules routiers doit satisfaire un compromis entre la consommation de carburant et la pollution émise à l'atmosphère dans une large plage de fonctionnement et tout particulièrement en régime variable.

Le travail présenté dans cet article, analyse durant les régimes transitoires, les émissions à l'échappement. Dans le cadre de la gestion optimale du diesel suralimenté, le potentiel de minimisation de la pollution à l'aide d'un turbocompresseur à géométrie variable est également étudié.

Abstract

Design of Automotive diesel engines must be a compromise to get high performances between fuel consumption and exhaust emissions over a wide range of conditions, particularly in transient regime.

This paper analyses exhaust emission behavior in transient conditions. In the aim of optimal control of turbocharged diesel engine, the potential of variable nozzle turbine for minimization of pollution is also regarded.

It exist a potential of gain in pollution and TGV means to apply it.

Mots clés / Keywords

Diesel suralimenté, régimes transitoires, pollution.

Turbocharged diesel engine, transient regime, pollution.

Notations utilisées

A/F	Rapport air / gazole
CRMW	Position de crémaillère
Cr	Couple résistant appliqué au vilebrequin
GV	Géométrie du distributeur de la turbine
La	Position d'accélérateur
Nm	Vitesse de rotation du moteur
NO _x	Oxydes d'azote
O _{pf}	Opacité des fumées
Q _f	Débit massique de fuel
Q _c	Débit massique d'air
ps	Pression de suralimentation

1 Introduction

L'industrie automobile, grâce à ses efforts importants en recherche et développement, évolue à terme vers la réalisation de la voiture dite «intelligente» et en harmonie avec l'environnement. Actuellement, la sécurité, la consommation de carburant et la protection de l'environnement constituent les principaux thèmes autour desquels s'articulent les efforts de recherche et se concentrent les plus importants progrès technologiques accomplis sans répit par tous les grands constructeurs et centres de recherche.

Si le moteur électrique n'émet que des rejets thermiques (chaleur dissipée par frottement, irréversibilité de diverse nature), le moteur thermique émet de plus différents produits de combustion. Cependant, de la même façon que l'on sait traiter les eaux usées pour les rendre limpides, on a aujourd'hui les moyens permettant de réduire considérablement les émissions polluantes des diesels : 1) En diminuant d'abord leur consommation, 2) En optimisant la combustion c'est-à-dire le rapport Air / Gazole.

On s'intéresse ici à l'aspect pollution du moteur Diesel. Depuis quelques temps le diesel doit satisfaire des normes antipollution de plus en plus sévères concernant ses émissions de particules. Et d'oxydes d'azote notamment durant ses régimes de fonctionnement transitoires, un sujet autour duquel se développent divers travaux de recherche [1] [2] [3] [4] [5] [6].

Le problème global consiste alors à régler la quantité et la richesse du mélange admis à chaque cycle en accord avec le niveau de puissance demandée tout en assurant dans le même temps un processus de combustion satisfaisant vis à vis du rendement et de la pollution. Ce réglage est en fait un problème complexe car il doit satisfaire plusieurs critères (performances mécaniques,

consommation, pollution ...) souvent antagonistes et dont les couplages ne sont pas encore clarifiés [5] [6] [8]. On se contentera de compromis entre la consommation et la pollution.

Après une brève présentation du dispositif expérimental, on analyse les régimes pénalisants du point de vue pollution et on montre le potentiel du turbocompresseur à géométrie variable comme moyen pour la réduction de la pollution. Les résultats obtenus ouvrent la voie à une commande numérique en temps réel utilisant les derniers progrès réalisés par l'électronique.

2 Présentation du banc d'essai

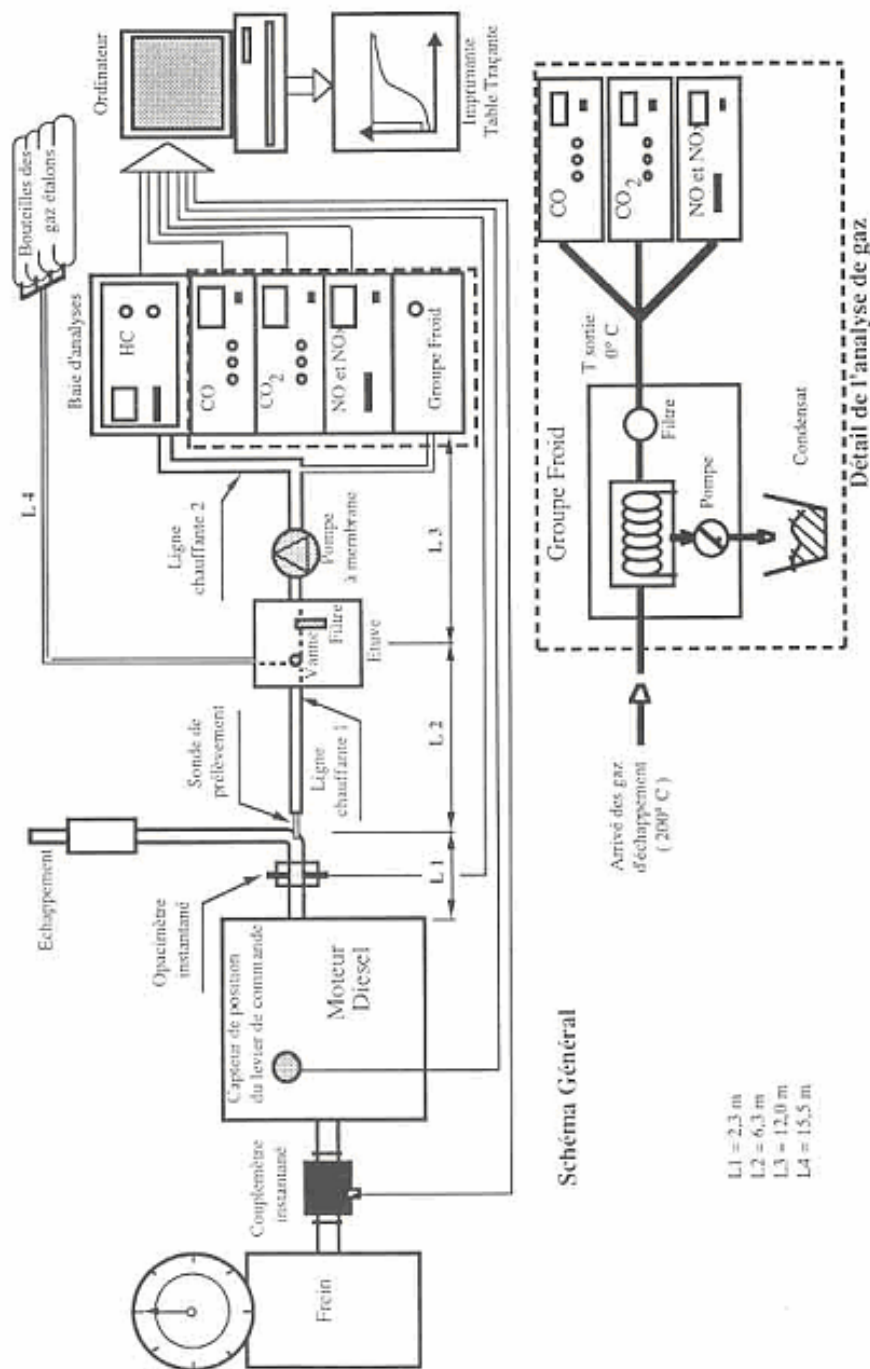


Figure 1 : Banc d'essai moteur

Figure 1: Schéma général du banc d'essai.

L'étude a été réalisée sur deux bancs d'essai moteur comprenant chacun un moteur Diesel accouplé à un frein. Des chaînes de mesure des paramètres du moteur, une chaîne de mesure de polluants et un système d'acquisition rapide des données complètent le dispositif. La figure (1) présente le schéma général du banc d'essai.

Le premier moteur est un diesel de série, a préchambre, suralimenté par turbocompresseur [6] [9]. Il est à 4 temps et à 4 cylindres en ligne, d'une cylindrée totale de 2 litres, fournissant une puissance maximale de 64 Kw à 4250 tr/mn. Le second moteur est un diesel à injection directe suralimenté par turbocompresseur à géométrie variable. Il est à 4 temps et à 6 cylindres en ligne, d'une cylindrée globale de 9.2 litres fournissant une puissance maximale de 250 kW à 2000 tr/mn. Les essais expérimentaux sont effectués pour les deux moteurs à une température d'eau de refroidissement régulée à 85° C et une température de gazole à 40° C.

L'installation est dotée d'une instrumentation permettant d'effectuer des mesures de variables aussi bien en régime stationnaire que transitoire de l'ensemble. La mesure du débit d'air est effectuée à l'aide d'une sonde constituée d'un organe déprimogène engendrant une pression différentielle proportionnelle au carré du débit. La mesure du débit de gazole est réalisée à l'aide d'une balance à microprocesseur conçue dans notre laboratoire. Les régimes de rotation du moteur et du turbocompresseur sont mesurés à l'aide de capteurs de proximité.

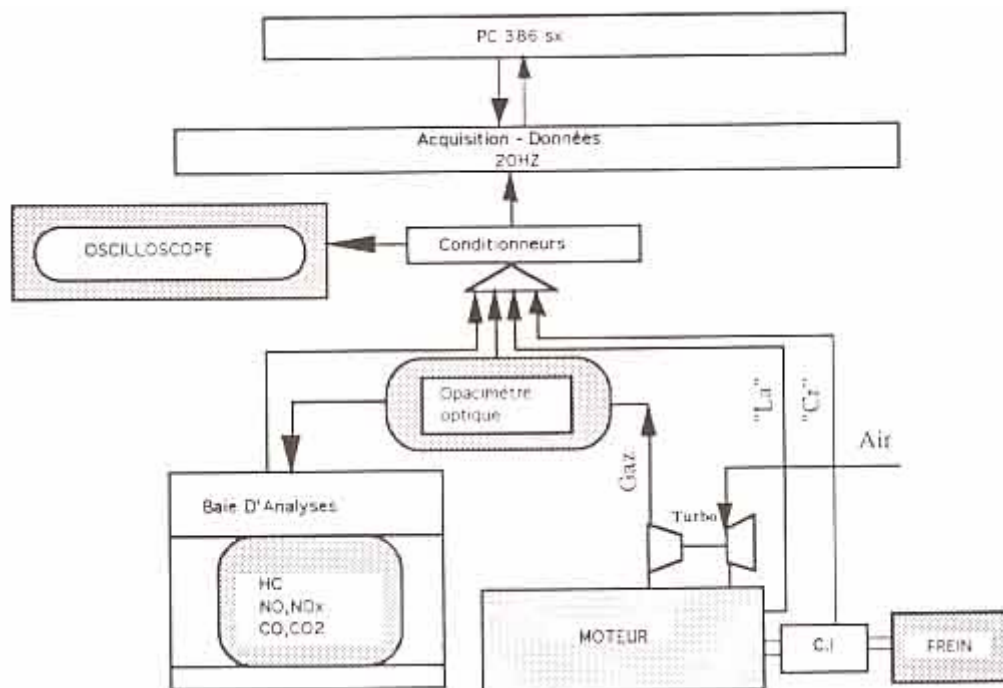


Figure 2 : Système d'acquisition des mesures en régimes stationnaire et transitoire.

Quant à la pollution, la mesure de la concentration des hydrocarbures imbrûlés totaux repose sur le principe de détection d'électrons par ionisation de flamme FID (Flame Ionisation Detector). La mesure des oxydes d'azote est réalisée par chimiluminescence. Les oxydes de carbone sont

mesurés à l'aide d'appareils optiques basés sur le principe d'absorption de rayons infrarouges. Le même principe est utilisé pour la mesure des suies graphitiques. La mesure des Particules est effectuée à l'aide d'un appareil spécialement conçu pour la recherche (AVL 480) qui utilise la mesure simultanée des suies et des hydrocarbures imbrûlés pour déduire à l'aide d'un logiciel incorporé la valeur des particules.

L'installation de la figure (2) est équipée d'un système d'acquisition des mesures en régimes stationnaire et transitoire. Le système d'acquisition et de traitement de données est composé d'une carte rapide à 1 MHz, d'un PC 386 SX 20 MHz et du logiciel Matlab. La fréquence d'acquisition a été choisie égale à 20 Hz. En effet, le spectre du signal de sortie mesuré sur le moteur présente une fréquence maximale de l'ordre de 9 Hz, ceci implique que selon le théorème de Shannon, la fréquence d'échantillonnage doit être de l'ordre de 20 Hz.

3 Phénomène de pollution en transitoire

Le phénomène de pollution en régime transitoire est caractérisé rigoureusement par les évolutions instantanées de l'air admis et du carburant injecté. A titre d'exemple, on a choisi d'examiner l'évolution des hydrocarbures imbrûlés. Le paramètre couramment utilisé est le rapport Air/gazole ou Air/Fuel (A/F). Ainsi on trouve de façon générale pour les mêmes conditions de combustion, une concentration élevée des imbrûlés HC dans le cas où A/F est faible et une concentration faible dans le cas contraire.

Dans le moteur suralimenté, le temps de réponse du turbocompresseur fournissant l'air admis est beaucoup plus élevé (de l'ordre de 2 s) que celui de la pompe d'injection fournissant le carburant injecté (de l'ordre de 1/10 s), ce qui entraîne une grande variation de A/F en régime transitoire.

Les figures (3) et (4) montrent une comparaison de deux transitoires à vide (le couple reste égal à zéro) sur le moteur suralimenté de puissance nominale 64 kW. Le premier transitoire très rapide est caractérisé par une variation brutale de la pédale d'accélérateur "La" en échelon, tandis que le deuxième, plus lent, correspond à un changement de "La" sous forme d'une rampe. Dans les deux cas, on compare les valeurs des HC fournies à chaque instant par la mesure, à celles qu'on obtiendrait en suivant la trajectoire donnée par la caractéristique statique.

Les résultats obtenus en régime transitoire diffèrent beaucoup de ceux en régime stationnaire, surtout pour "La" excité sous forme d'échelon pour le premier essai, figure (3), on trouve que le débit de gazole "Qf" augmente très rapidement au début du transitoire tandis que l'évolution du débit d'air admis "Qc" est beaucoup plus lente (figure 3.b). Ainsi le rapport A/F

calculé a chaque instant a partir de “Qc” et “Qf” chute très rapidement, entraînant un pic de concentration des HC (figure 3c).

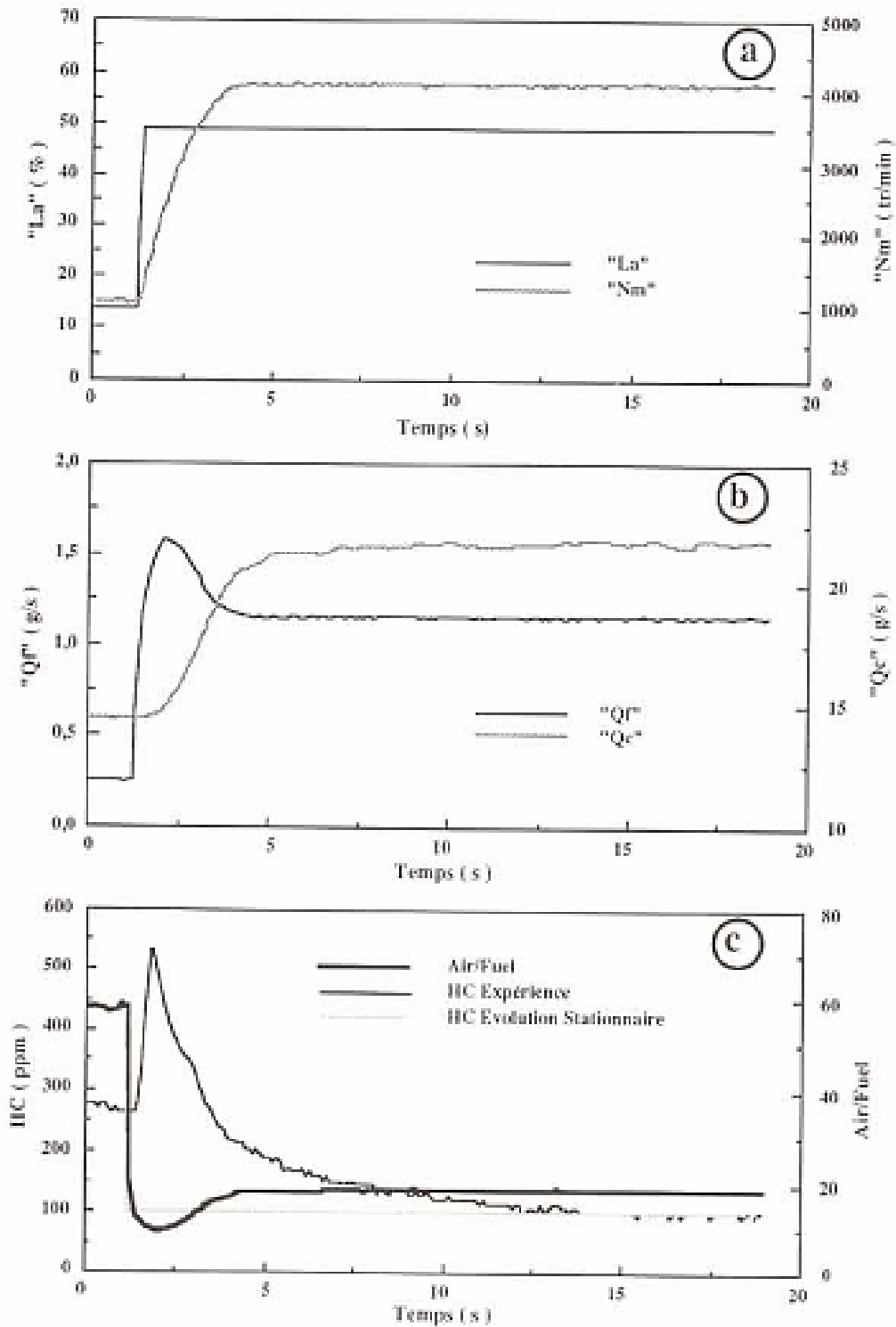


Figure 3 : comparaison de deux transitoires – Moteur 1

Pour le deuxième essai, figure (4), la variation du débit de gazole est légèrement plus rapide que celle du débit d’air entraînant une variation plus douce du rapport A/F. La courbe des HC mesurés en transitoire est déphasée de quelques secondes par rapport a celle issue de la trajectoire

correspondant à la caractéristique statique et le «pic» des HC du transitoire brutal est ici remplacé par une «colline» plus douce.

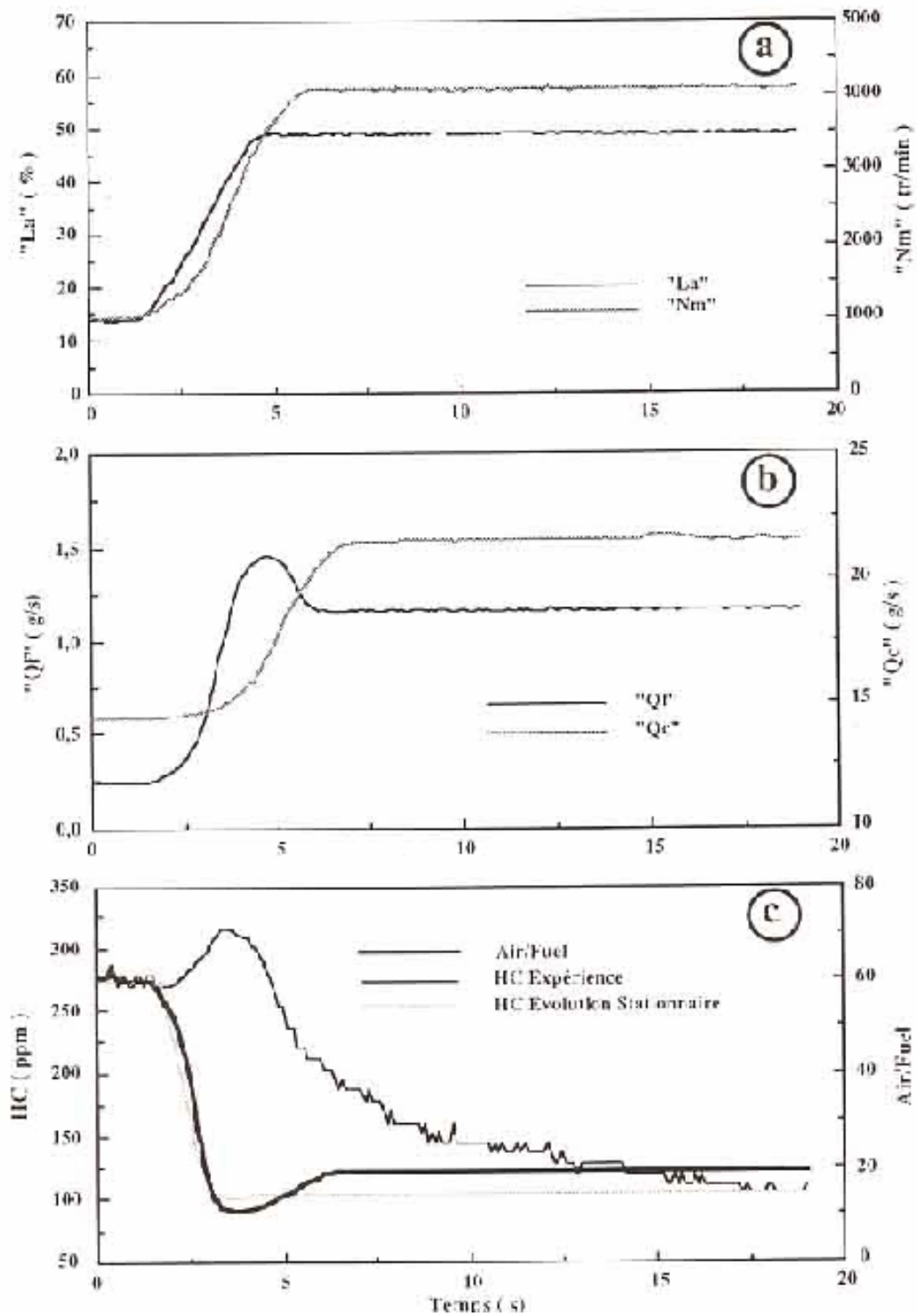


Figure 4 : comparaison de deux transitoires – Moteur 2

On observe pour les deux essais que pendant le transitoire, il y a une forte corrélation entre l'évolution du rapport A/F et celle de la concentration des HC. Cependant comme le montrent les figures (3.c) et (4.c), on trouve dans la partie stationnaire aux bas régimes (l'instant avant excitation de "La") qu'un rapport A/F important provoque une importante concentration des HC, tandis que

dans la partie stationnaire en haut régime (vers la fin du transitoire) un rapport A/F faible provoque une faible concentration des HC. Ceci montre que le rapport A/F global ne suffit pas à caractériser la production des HC, car les conditions locales jouent aussi un rôle important. En effet une faible vitesse de rotation “Nm” ne provoque pas assez de turbulence dans la préchambre, d’où une mauvaise préparation du mélange air-gazole. Par conséquent la combustion est incomplète et se traduit par une augmentation des imbrûlés HC.

On définit la valeur moyenne de ces émissions par l’intégrale des HC divisée par la durée au bout de laquelle les HC deviennent constants. Le transitoire de la figure (3c) indique une augmentation par rapport au chemin stationnaire de 38% alors que celui plus doux de la figure (4c) vaut 15%. Il faut cependant noter que ces essais correspondent à des conditions extrêmes: Moteur a vide et soumis a la contrainte la plus violente, l’échelon.

En conclusion, cette comparaison montre bien la part importante des émissions de Polluants en régime transitoire. C’est donc durant ces régimes pénalisants au point de vue Pollution que des solutions appropriées doivent être trouvées. Aussi, la maîtrise des corrélations entre la pollution (HC, NOx, particules ...) et le rapport (A/F) constitue la première étape à entreprendre avant l’adoption d’une stratégie de commande minimisant la pollution.

Les modèles correspondants ont été présentés dans des publications antérieures [5] [6] [8] [9].

4 Influence du turbocompresseur à géométrie variable sur le couple consommation - pollution

On vient de montrer la responsabilité des régimes transitoires sur les hauts niveaux de pollution de polluants essentiellement causés par l’insuffisance d’air due au temps de réponse élevé du turbocompresseur. Plusieurs solutions technologiques ont été développées dans le passé pour y pallier. On cite les turbocompresseurs à injection d’air ou d’huile et les rotors en céramiques. Ces solutions visaient surtout l’aspect consommation de combustible.

Nous analysons ici l’influence du turbocompresseur à géométrie variable sur les polluants émis à l’échappement par le diesel à injection directe. Les mesures ont été faites pour 5 valeurs de régime, 6 valeurs de GV et 5 valeurs de couple exprimé en pourcentage de la position de crémaillère. Nous commentons ci-dessous les résultats obtenus.

A forte charge quel que soit le régime moteur l’opacité des fumées, figure (5), est sensible aux variations du GV. On enregistre des gains relatifs moyens de l’ordre de 60% à tous les régimes. Cette influence est moins claire pour les faibles et moyennes charges, mais elle devient sensible à l’augmentation du régime moteur. En effet, les charges et régimes faibles, ne faisant pas appel à la

suralimentation, l'enthalpie des gaz à l'entrée de la turbine n'est pas importante, l'effet du GV est donc négligeable. Cette zone ne constitue pas le domaine de service habituel du véhicule. Par contre, l'effet du GV se fait sentir, suite à la présence active du turbocompresseur, dans les autres zones.

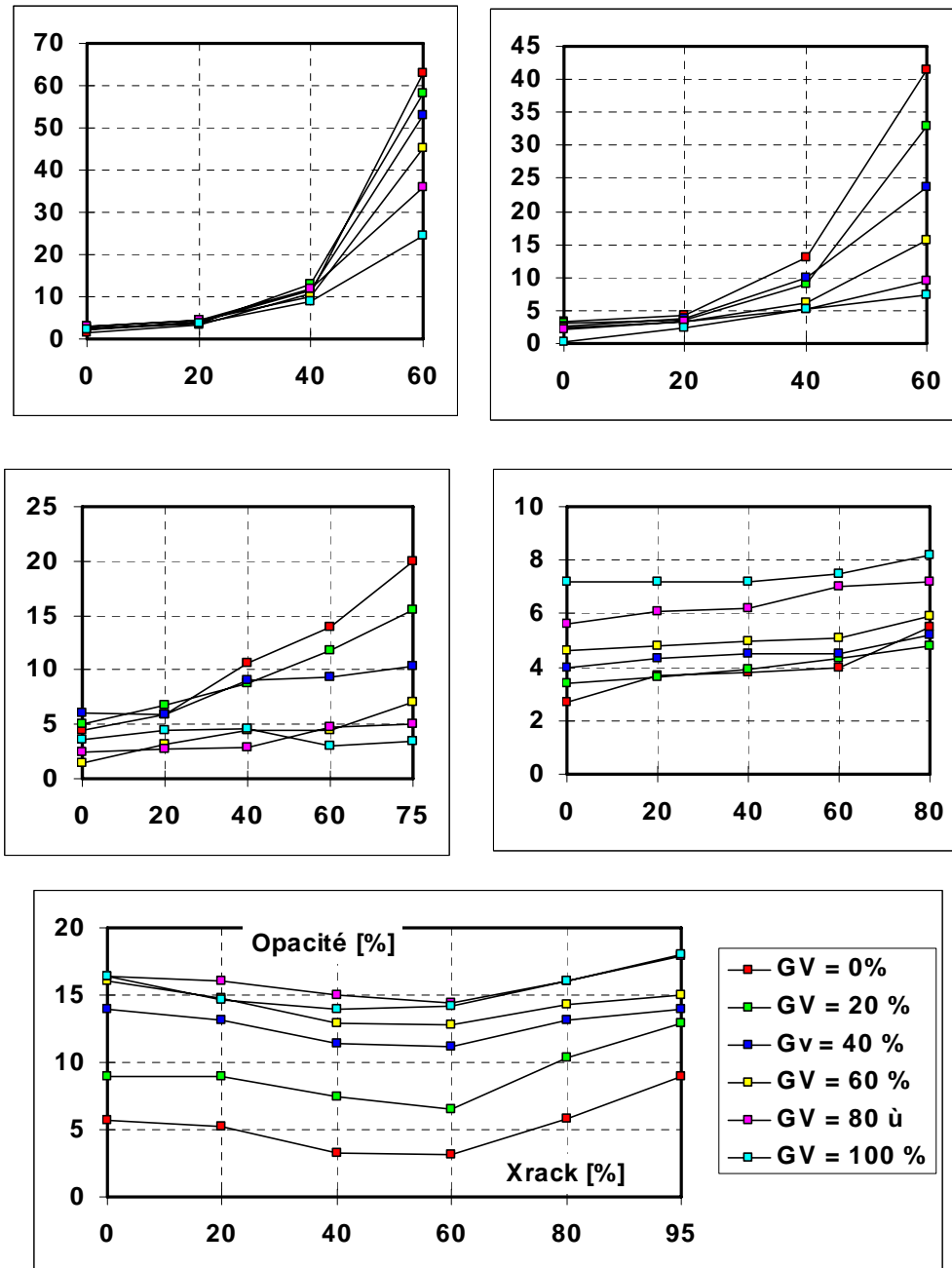


Figure 5 : Influence de la GV sur l'Opacité des fumées

On note également qu'aux faibles régimes, l'opacité minimale correspond à la pleine fermeture du GV. Cependant, ce phénomène s'inverse avec l'accroissement du régime moteur. En effet aux régimes élevés, les pertes de charges dans le circuit d'admission sont importantes et il faut diminuer la pression de suralimentation pour améliorer le remplissage du moteur. La figure (7) montre les évolutions antagonistes des pertes de charges représentées par le rendement

volumétrique η_v , et la pression d'admission ps tracées en fonction du régime de rotation du moteur. Il est clair qu'au delà d'un certain régime Nm (variable avec le couple résistant) la chute de η_v devient plus rapide que l'accroissement de ps , ce qui entraîne l'augmentation de l'opacité.

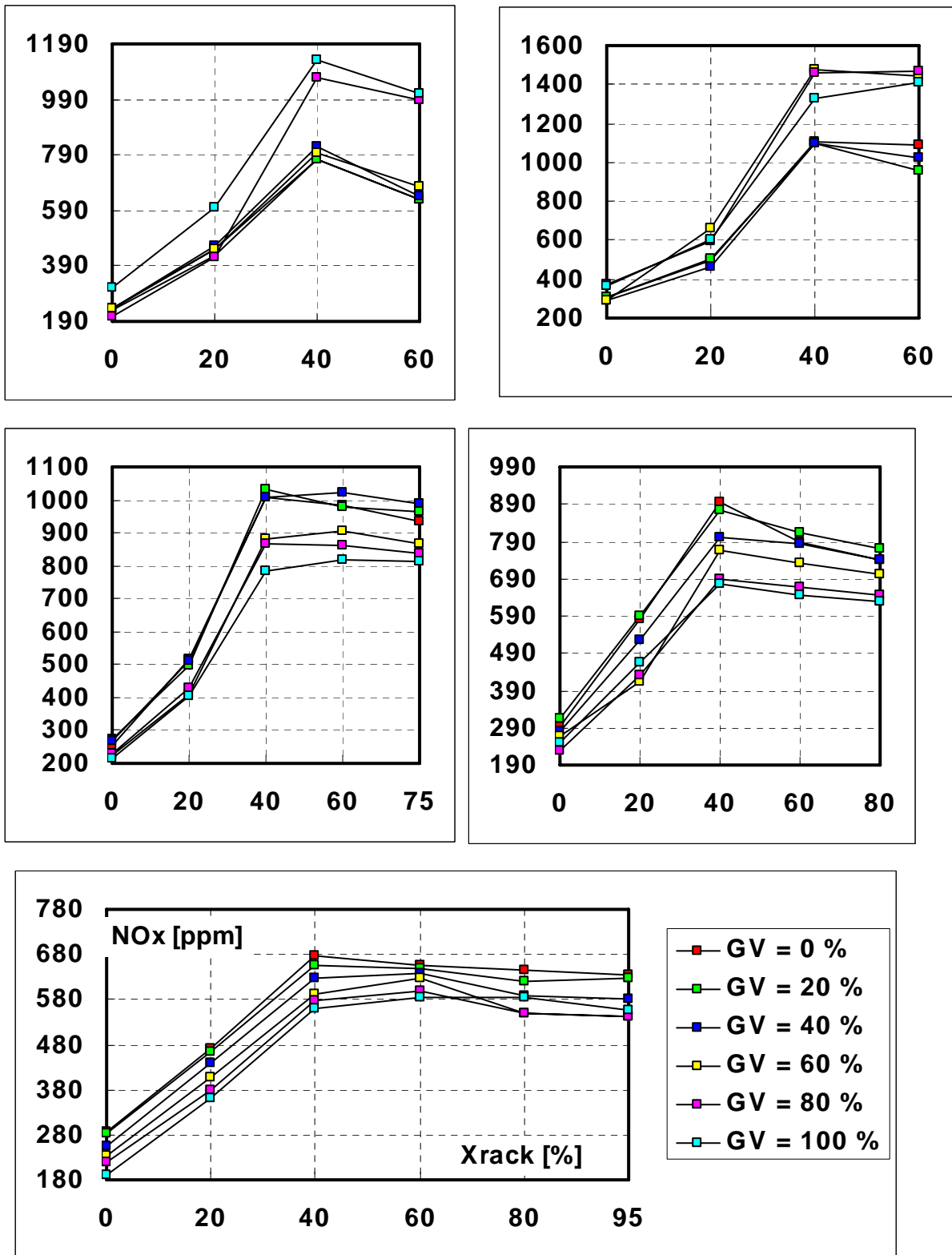


Figure 6 : Influence de la GV sur les oxydes d'azote [NOx]

Pour les NOx figure (6), on observe une influence du GV dans tout le domaine de fonctionnement du moteur. Le gain relatif est particulièrement important à moyennes et fortes charges. On observe également qu'à faible régime les positions ouvertes du GV (de 20% à 40%) se confondent et donnent les minima des NOx. La position GV = 100% conduit à un niveau des NOx nettement plus élevé quelle que soit la charge appliquée au vilebrequin. Cette tendance s'inverse avec la progression du régime de rotation du moteur et on observe que les valeurs minimales des NOx correspondent à la pleine fermeture du GV (100%). Cette inversion est tout à fait contraire au cas de l'opacité des fumées. L'explication semble relativement évidente. En effet, à faible régime il faudra plutôt ouvrir le GV pour minimiser la quantité d'air admise dans le moteur car on sait que les NOx croissent avec la quantité d'oxygène, alors qu'avec l'accroissement du régime et compte tenu du niveau des pertes de charges (figure 7) il faudra plutôt fermer le CV.

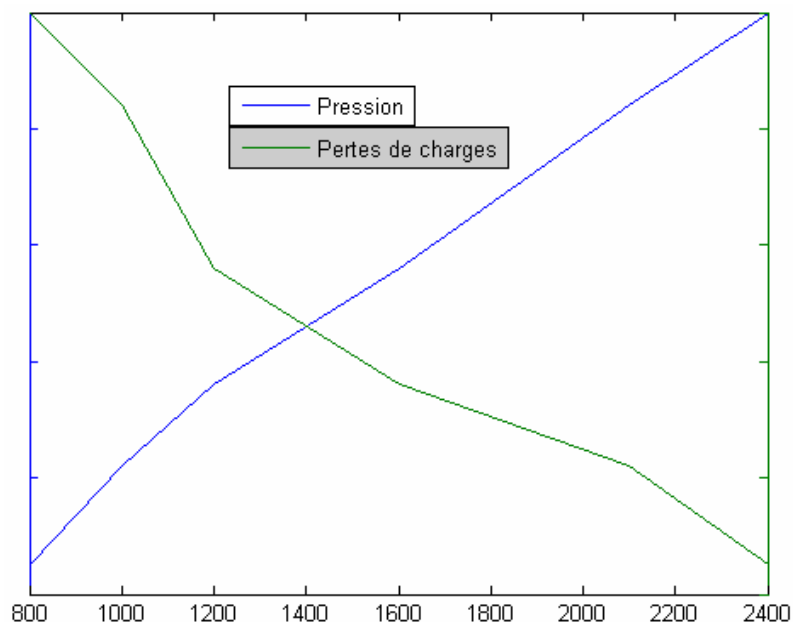


Figure 7 : évolutions antagonistes des pertes de charges et la pression d'admission en fonction du régime de rotation du moteur

5 Conclusion

Cette étude montre que les régimes de fonctionnement transitoires du diesel peuvent être responsables de niveaux de pollution plus élevés que dans le cas de leur fonctionnement en régime stationnaire. Des efforts importants sont actuellement déployés pour étudier ces transitoires et en particulier dans le cas du démarrage à froid.

Dans notre cas nous avons testé les possibilités concrètes d'un turbocompresseur à géométrie variable. Le ressort que son influence sur la réduction des niveaux de polluants NOx et O_{pf} est très sensible et tout particulièrement à pleine charge. Cependant l'évolution antagoniste des

émissions laisse présager qu'il faudra choisir une stratégie de compromis pour une commande en temps réel à l'aide de ce type de turbocompresseur en vue d'une pollution minimale.

Remerciements

La présente étude a été réalisée avec l'aide de la Direction des Etudes et Recherches de Renault Véhicules Industriels (RVI), 69800 Saint Priest Cedex, au laboratoire de Machines Thermiques de l'école Centrale de Lyon, avec le soutien financier de RVI et de l'ADEME.

Les auteurs remercient ces organismes d'avoir permis cette étude.

Références

- [1] W.J. Pitz, R.D. Wilk, C.K. Westbrook, N.P. Cernansky. The oxidation of n-butane at low and intermediate temperatures: an experimental and modeling study. Presented at the Western States Section. The Combustion Institute, Salt Lake City, Utah, Paper WSSCI 88-5 1, March 1988
- [2] R.D. Wilk, R.M. Green, W.J. Pitz, C.K. Westbrook, S. Addagárla, D.L Miller, N.P. Cernansky. An experimental on Kinetic modeling study of the combustion of n-butane and isobutane in an internal combustion engine. SAE Paper 900028, 1990
- [3] C. Chevalier, P. Lovessard, U.C. Muller, J. Warnatz. A detailed low temperature reaction mechanism of n-heptane auto-ignition. Proc. 2nd mt. Symp. on Diagnostics and modeling of combustion in Reciprocating Engines, The Japan Society of Mechanical Engineers, Tokyo, 1990
- [4] B.N. Adanson et Al. Simulation of in-cylinder flow combustion in reciprocating engines. 5 th Int. Conf. Science and Engineering on supercomputer. Londres 1990.
- [5] A. Liazid, J.C. Champoussin, R. Younes, A. Rachid, B. Garaudée. Modélisation dynamique des émissions gazeuses du diesel par les méthodes de l'automatique. Congrès SIA, "Moteur Diesel : Actualité - potentialité", 93052, 58-63, Ecole Centrale de Lyon, 14-15 Avril 1993.
- [6] R. Younes, J.C. Champoussin, A. Liazid. Modélisation du moteur Diesel suralimenté en vue de sa commande optimale. Entropie N° 174-175, 3 1-42, 1993.
- [7] T. Hardianto. Etude expérimentale du diesel en régime transitoire, modélisation des émissions gazeuses. Thèse de Doctorat, Ecole Centrale de Lyon, France, 1992.
- [8] M. Zellat, Th. Rolland, F. Poplow. Three dimensionnal Modelling of combustion and soot formation in an indirect diesel engine. Congress SAE, 900254, 1-2 1, Detroit, Michigan USA, February 26-March 2 1990.
- [9] A. Liazid, J.C. Champoussin, R. Younes. Modèle à état-affine en temps discret des émissions gazeuses d'un diesel suralimenté. Revue RAPA, à paraître.