

## **CHAPITRE 04**

# *IDENTIFICATION ET SIMULATION DU MODELE*

### 1 - METHODES D'IDENTIFICATION

1.2 - Méthode des moindres carrés pondérés

1.3 - Méthode de gradient

### 2 - IDENTIFICATION DES SOUS-MODELES

2.2 - Identification de la carte du compresseur

2.2 - Identification de la carte de la turbine

2.2.1- Pertes thermiques dans la turbine

2.2.2 - Facteur pulsé

2.3 - Identification de la *pmf*

2.4 - Identification du rendement indiqué

2.5 - Identification de l'admission, l'échappement et l'injection

2.6 - Identification des polluants

### 3 - VALIDATION DU MODELE GLOBALE

Nous présentons dans ce chapitre les résultats expérimentaux. Ceux-ci vont nous permettre d'une part l'identification des sous-ensembles du modèle décrit au chapitre 03, et d'autre part la simulation en transitoire du modèle global et la comparaison avec les expériences réalisées sur le banc d'essais décrit au chapitre 02. Cette comparaison constituera la validation du modèle.

Le modèle a déjà fait l'objet d'une publication [137] qui a porté sur le moteur Renault Diesel J8S dont les caractéristiques sont reportées dans le tableau 4.1. L'identification des sous-ensembles du modèle a été réalisée avec une erreur moyenne relative de l'ordre de 3,6%; la simulation transitoire avec une erreur inférieure à 5%.

Course [mm]	89
Cylindrée [cm <sup>3</sup> ]	2068
Rapport volumétrique	21,5/1
Pression de compression [Kg/cm <sup>2</sup> ]	20 à 30
Puissance max. [ch]	88
à	4250 tr/mn
Couple max. [m.daN]	18,1
à	2000 tr/mn
Pression de suralimentation [bar ]	0,6

Tableau 4.1 : Caractéristiques du moteur Diesel J8S

## **1 - METHODES D'IDENTIFICATION :**

L'identification consiste à déterminer les paramètres caractéristiques d'un modèle de structure déterminée à partir d'un ensemble de mesures entrée-sortie sur le processus. La procédure d'identification comprend généralement les trois étapes classiques :

- Définition des modèles : Il s'agit de l'ensemble des relations établies dans le chapitre 03, où l'on trouve des relations linéaires (3.31, 3.45, 3.46, 3.59, 3.71, 3.87, 3.91, 3.105, ...) et d'autres non linéaires (3.27, 3.28, 3.94, 3.115, 3.118, 3.119...).

- Collecte des données : le problème consiste à choisir des expériences donnant le maximum d'information. Par exemple, pour identifier les paramètres du modèle de rendement indiqué  $\eta_i = f(N, m_a / m_f)$ , il faut réaliser des essais en faisant

varier  $N$ ,  $m_a$  et  $m_f$  de manière à balayer tout le domaine de fonctionnement du moteur et mesurer pour chaque triplet  $(N, m_a, m_f)$  le rendement indiqué.

· Choix de l'algorithme d'identification : Il permet à partir des données, de déterminer les coefficients du modèle candidat. Plusieurs méthodes sont proposées dans les ouvrages spécialisés [4, 11, 17]. Elles ont été comparées dans [11, 33]. Tenant compte de ces comparaisons, notre choix est porté sur la méthode des moindres carrés pondérées pour les modèles linéaires et sur la méthode de gradient pour les modèles non linéaires.

### 1.2 - Méthode des moindres carrés pondérés [17]:

On considère ici des relations entre variables ne faisant pas intervenir le temps et dont la sortie est liée à l'entrée par la relation vectorielle :  $y = a \cdot u$ . L'inconnue dans cette équation est la valeur du gain  $a$ .  $u$  et  $y$  sont connus par  $m$  mesures effectuées à l'entrée et à la sortie :  $(u_1, y_1)$ ,  $(u_2, y_2)$ , .....  $(u_m, y_m)$ . La méthode consiste à minimiser la distance euclidienne pondérée entre  $au$  et  $y$  définie par :

$$D = (a \cdot u - y)^T \cdot P \cdot (a \cdot u - y) \quad (4.1)$$

$P$  est une matrice de pondération définie symétrique et positive. La condition d'optimalité s'écrit :

$$\frac{dD}{da} = 0 \Rightarrow u^T \cdot P \cdot (a \cdot u - y) + (a \cdot u - y)^T \cdot P \cdot u \quad (4.2)$$

$a$  étant un scalaire, on peut écrire :

$$2 \cdot a \cdot u^T \cdot P \cdot u - u^T \cdot P \cdot y - y^T \cdot P \cdot u = 0 \quad (4.3)$$

Or, les quantités  $u^T \cdot P \cdot y$  et  $y^T \cdot P \cdot u$  sont égales entre elles, d'où on déduit finalement :

$$a = (u^T \cdot P \cdot u)^{-1} \cdot u^T \cdot y \quad (4.4)$$

### 1.3 - Méthode de gradient [11]:

Cette méthode est à caractère itératif. Il s'agit de trouver les extrema de la fonction définie par la distance euclidienne entre les  $m$  mesures à l'entrée et à la sortie :  $(u_1, y_1)$ ,  $(u_2, y_2)$ , .....  $(u_m, y_m)$  et le modèle non linéaire défini par la relation vectorielle :  $y = f(u, a)$ . Ceci revient à optimiser la fonction :

$$D(a) = \left( \sum_{i=1}^m (f(u_i, a) - y_i) \right) = 0 \quad (4.5)$$

Un développement au premier ordre de cette fonction autour du point  $a_i$  donne :

$$D(a_i + da) = D(a_i) + D'_a(a_i) \cdot da + 0 \|(da)^2\| \quad (4.6)$$

$D'_a(a_i)$  est le gradient de la fonction  $D$  au point  $a_i$ . On montre que pour passer d'une estimation  $a^k$  de la solution à une estimation  $a^{k+1}$  par :

$$a^{k+1} = a^k - k_I \cdot D'_a(a^k) \quad (4.7)$$

avec  $k_I$  positif pour assurer une diminution de la distance.  $k_I$  est le pas d'itération, laissé constant, qui détermine la rapidité de la convergence de la méthode. On arrête le processus lorsque :

$$\|D'_a(a^{k+1})\| \leq \varepsilon \quad (4.8)$$

## **2 - IDENTIFICATION DES SOUS-MODELES :**

Les paramètres fournis par les constructeurs sont l'inertie du moteur  $I$ , l'inertie du turbocompresseur  $I_{tc}$ , les courbes caractéristiques du compresseur et les courbes caractéristiques de la turbine. Nous présentons dans ce qui suit les essais spécifiques à chacun des sous-modèles du chapitre 03, qui ont permis par la suite d'identifier leurs paramètres caractéristiques.

### **2.2 - Identification du compresseur :**

L'identification est faite à partir des rapports de compression  $\pi_c$ , des vitesses  $N_{tc}$ , des débits  $\dot{m}_c$  et des rendements  $\eta_c$  relevés sur la carte fournie par le constructeur. Cette carte est tracée pour une plage des vitesses de rotation allant de 40.000 tr/mn jusqu'à 150.000 tr/mn. Pourtant, nos essais sur banc moteur ont montré qu'aux faibles régimes du moteur et faibles charges résistantes, la vitesse du compresseur peut descendre à 10.000 tr/mn. Nous avons donc complété, à partir de nos essais, la carte du compresseur afin de balayer toute la zone de fonctionnement du turbocompresseur. Le rendement est calculé dans ce cas selon la relation (3.19).

Le modèle du taux de compression proposé (équation 3.27) est de nature non linéaire. Le choix de la valeur initiale des paramètres du modèle est capitale pour assurer la convergence de la méthode de gradient. Nous avons procédé, pour ce choix de la manière suivante : pour une vitesse du compresseur fixe, le modèle prend une forme polynomiale linéaire identifiable par la méthode des moindres carrés:

$$\pi_c = (a_{0i} + a_{1i} \cdot \dot{m}_{rc} + a_{2i} \cdot \dot{m}_{rc}^2 + a_{3i} \cdot \dot{m}_{rc}^3) \quad (4.9)$$

$i$  correspond au régime choisi. Nous répétons l'identification des  $a_{ki}$  ( $k=0, \dots, 3$ ) pour tous les régimes du compresseur, nous obtenons ainsi quatre séries des paramètres  $a_{0i}$ ,  $a_{1i}$ ,  $a_{2i}$  et  $a_{3i}$  que nous corrélons avec le régime du compresseur par la relation :

$$a_i = \frac{b_{1i} + b_{2i} \cdot N_{tc}}{b_{3i} - N_{tc}} \quad (4.10)$$

les  $a_i$  et  $b_i$  obtenus sont donc considérés comme valeurs de départ pour la méthode de gradient. Nous raisonnons de la même façon pour le rendement isentropique  $\eta_c$  dont le modèle est donné par l'équation (3.28).

Les résultats de l'identification sont présentés sur les figures **4.1** et **4.2**. L'erreur relative moyenne est de 0,14% pour  $\pi_c$ , et de 0,22% pour  $\eta_c$ . Cette erreur est définie par :

$$Erreur = \frac{\sum_{i=1}^{np} [y_k(i) - y_{mk}(i)]^2}{\sum_{i=1}^{np} y_{mk}^2(i)} \quad (4.11)$$

$y_k$  est la valeur mesurée,  $y_{mk}$  est la valeur du modèle et  $np$  le nombre des points expérimentés.

## 2.2 - Identification de la turbine :

Comme pour le compresseur, l'identification de la turbine est faite à partir des cinq cartes fournies par le constructeur pour cinq positions différentes de la géométrie variable : 0%, 25%, 50%, 75% et 100% (100% correspond à la fermeture maximale). Cependant des points manquent aux faibles régimes turbine et aux rapports de détente élevés. Comme dans le cas du compresseur, nous avons essayé de les combler par nos essais. Mais, le fonctionnement de la turbine est limité par le pompage possible du compresseur et l'instabilité du moteur à couples résistants très élevés. Nous avons ainsi été amenés à extrapoler les courbes caractéristiques de la turbine en fonction des cartes présentées dans la littérature scientifique spécialisée (figure **4.3**) [31, 44, 120].

Le modèle proposé pour la turbine à géométrie variable est linéaire pour le rendement  $\eta_t$  (équation 3.45), quasi-linéaire pour le débit  $\dot{m}_t$  (équation 3.46). Pour cette dernière relation, il suffit de passer par le logarithme de  $\dot{m}_t$  pour la linéariser. Les figures **4.4** et **4.5** présentent une comparaison entre le modèle et les cartes

caractéristiques expérimentales pour trois valeurs de  $GV$ . L'erreur relative (équation 4.11) pour le débit est de 3,38%, et de 2,5% pour le rendement.

### 2.2.1- Pertes thermiques dans la turbine :

Il s'agit d'identifier le coefficient  $a$  de la relation (3.36) fournissant le rendement thermique de la turbine (relations (3.34) + (3.35) + (3.36)) :

$$\eta_t = \frac{T_3 - T_4}{T_3 \cdot (1 - \pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}})} - \frac{a}{T_3 \cdot (1 - \pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}})} \quad (4.12)$$

Il est possible à partir des essais sur banc moteur de mesurer la pression et la température à l'entrée ( $T_3, p_3$ ) et à la sortie ( $T_4, p_4$ ) de la turbine, puis de déterminer par une méthode numérique appropriée telle que celle Newton-Gauss appliquée à la relation (4.12), la valeur de la constante  $a$ .

L'erreur introduite par cette méthode est de considérer que  $\eta_t$  est constant. Or, la plage de variation du rendement est de 30% à 80%, c'est-à-dire une incertitude relative de 45% par rapport à la moyenne des rendements. Cette incertitude se répercute intégralement sur le coefficient  $a$  du fait que, d'après la relation (4.12),  $\Delta a/a = \Delta \eta_t/\eta_t$ . Cette erreur rend la valeur calculée de  $a$  totalement erronée.

Afin d'éliminer cette erreur, nous avons fait les mesures pour des points de fonctionnement de la turbine où les rendements peuvent être considérés égaux. Le choix de ces points a été facilité par l'utilisation des cartes caractéristiques du constructeur. L'application de la méthode de Newton-Gauss pour ces points a fourni :

$$a = -33,24 \text{ Kj / Kg} \pm 2,32 \quad (4.13)$$

### 2.2.2 - Facteur pulsé :

Le calcul du facteur pulsé  $K$  est déterminé selon l'idée de Schamsi [114] par l'équation (3.49) en comparant les rapports de détente mesurés sur banc d'essai stationnaire de la turbine (Courbes caractéristiques) à ceux enregistrés sur banc d'essai moteur pour les mêmes points de fonctionnement. Le tableau 4.2 présente cette comparaison pour différentes vitesses de rotation du vilebrequin :

$$K = 1,155 \pm 0,043 \quad (4.14)$$

N	2000	2000	2000	2000	1600	1600	1600	1600	1200	1200	1200	1000	1000
$p_e$ statique	3,64	3,09	2,24	1,66	2,61	2,33	2,03	1,59	1,77	1,45	1,65	1,4	1,05
$p_e$ pulsé	4,02	3,62	2,71	1,9	3,1	2,74	2,26	1,78	2,04	1,74	1,32	1,45	1,18

Tableau 4.2 : Comparaison des pressions d'échappement statiques et pulsées pour différentes vitesses de rotation du vilebrequin

### 2.3 - Identification de la $pmf$

L'identification de la  $pmf$  d'après l'équation (3.91) nécessite la connaissance de la  $pmf$  à différentes vitesses de rotation de vilebrequin. Plusieurs méthodes de mesure de la puissance perdue par frottement sont utilisées. Elles sont largement discuté par Benhassaine [26]. Elles donnent des résultats différents qui doivent être interprétés en tenant compte des conditions de mise en oeuvre :

La méthode de Morse [26] consiste à mesurer la puissance perdue par frottement sur un moteur en marche en éliminant successivement la combustion sur chaque cylindre en éliminant l'injection du carburant. Cette méthode nous a paru délicate à mettre en oeuvre. Elle a l'inconvénient de modifier l'équilibre thermique du moteur si la coupure est trop longue ou si on arrête le moteur pour effectuer le débranchement de l'injecteur.

La méthode de la pression moyenne indiquée consiste à calculer directement d'une part le travail indiqué  $W_i$  à partir de la mesure simultanée de la pression des gaz de combustion et du volume qu'ils occupent à tout instant, et à mesurer d'autre part le travail effectif  $W_e$  grâce à un frein placé en bout d'arbre. Les pertes mécaniques par frottement  $W_f$  sont alors données par la différence de ces deux travaux. L'application de cette méthode a été possible grâce à l'acquisition instantanée par ordinateur de la pression des gaz dans la chambre de combustion. L'application numérique donne pour la  $pmf$  la formule suivante :

$$pmf = 0,625 + 0,00055 \cdot N \quad (4.15)$$

On note, pour cette méthode, la difficulté de réaliser des mesures précises à des vitesses et  $pme$  élevées à cause du déphasage entre la pression et le volume déduit de la mesure de l'angle de rotation du vilebrequin en raison de la torsion de ce dernier. On note également que la pression cylindre mesurée est supposée uniforme pour les

autres cylindres, ce qui néglige l'effet des dispersions entre les cylindres et introduit une erreur supplémentaire inconnue.

La méthode du moteur entraîné consiste à entraîner le moteur sans combustion au moyen d'un moteur électrique dont on mesure la puissance absorbée à la vitesse désirée. La puissance du moteur électrique englobe aussi les pertes par transvasement. Cependant, cette mesure ne tient pas compte de l'équilibre thermique du moteur, de la pression de combustion agissant sur le piston, les paliers, les segments et qui charge les organes du moteur beaucoup plus qu'une simple pression de compression. Le banc d'essai n'est pas équipé pour l'entraînement du moteur. Cette méthode n'a pas été mise en oeuvre.

La méthode de la droite de Willians consiste à tracer la courbe donnant la consommation spécifique en fonction de la pression moyenne effective à une vitesse fixée. L'extrapolation de la courbe obtenue à consommation spécifique nulle dans le domaine des  $pme$  négatives (figure 4.6) permet alors de déterminer la puissance perdue par frottement. En effet :

$$pme = \eta_i \cdot Pci \cdot C_{se} - pmf \quad (4.16)$$

avec  $\eta_i$  : rendement indiqué,  $Pci$  : pouvoir calorifique inférieur du combustible et  $C_{se}$  : consommation spécifique. Si dans cette équation la  $C_{se}$  est nulle, alors :

$$pme = -pmf \quad (4.17)$$

Cette méthode de mesure est aisée au plan expérimental. Cependant, l'extrapolation peut être difficile car la courbe obtenue n'est pas une droite [104, 114].

Les résultats de mesure de la  $pmf$  par cette méthode nous ont permis d'identifier les coefficients de la relation (3.98), soit :

$$pmf = 0,85 + 0,00051 \cdot N - 0,1 \cdot 10^{-6} \cdot N^2 \quad (4.18)$$

La figure 4.7 montre une comparaison entre les deux relations (4.15 et 4.18) établies de la  $pmf$ . Il existe un certain écart de 0.2 bar pour les faibles vitesses. En effet, les valeurs de  $W_f$  et  $W_i$  étant faibles pour ces régimes, l'incertitude relative devient grande. De plus, les vibrations du moteur à faibles vitesses induisent des parasites sur la mesure qui rendent difficile la détection du PMH. C'est la relation (4.18) qui sera donc utilisée pour la modélisation.

## 2.4 - Identification du rendement indiqué :

Le rendement indiqué est identifié d'après la relation (3.95). La démarche classique consiste à enregistrer la pression cylindre  $p$  et la position angulaire  $\theta$  ou le point mort haut  $PMH$ . Le travail des gaz est donné par  $W_i = \int p \cdot dV$ . Le volume des gaz dans le cylindre a pour expression (figure 4.8) :  $V = V_m + (L + r_b + x_p) \cdot S_p$  avec  $V_m$  : volume mort,  $S_p$  : section du piston,  $r_b$  : rayon de la bielle et  $x_p$  l'élongation du piston qui a pour expression :

$$x_p = r_b \cdot \cos(\theta) + L \cdot \left( 1 - \left( \frac{r_b}{L} \right)^2 \cdot \sin^2(\theta) \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.19)$$

L'ensemble de ces relations permet le calcul de  $\eta_i$  après intégration de  $W_i$  par la méthode numérique des trapèzes. La figure 4.9 montre une comparaison entre le modèle et les mesures. L'erreur relative moyenne est de 1.23%.

## 2.5 - Identification de l'admission, l'échappement et l'injection :

Le rendement volumétrique est identifié d'après la régression polynomiale retenue dans équation 3.71. Les résultats sont présentés sur la figure 4.10.

Pour la température d'échappement, nous procédons en deux étapes d'identification, la première concerne la relation statique (3.87), la deuxième concerne la relation (3.88), le calcul de  $\varepsilon_T$  se fait par différenciation entre les valeurs de la température d'échappement enregistrée pendant une évolution transitoire quelconque et les valeurs calculées par la formule identifiée en statique. L'application de la méthode des moindres carrés sur cette série des valeurs de  $\varepsilon_T$  de la relation (3.88) donne :

$$\alpha = -0.00027 \quad (4.20)$$

La figure 4.11 montre une comparaison entre le modèle de la pompe d'injection (équation 3.105) et celui des points de fonctionnement expérimentés sur banc-moteur et non pas sur le banc spécial de la pompe. Ainsi, nous ne pouvons pas étaler les mesures sur tout le champ de fonctionnement possible de la pompe. Cependant, nous pouvons considérer que les mesures ont dominé tout le champ de fonctionnement du moteur, et que ces mesures sont beaucoup plus proches de la réalité des conditions mécaniques et thermiques dans lesquelles s'effectuent l'injection.

L'erreur relative moyenne sur le rendement volumétrique est de 0.2%, sur la température d'échappement est de 4.3% et enfin sur le modèle de l'injection est de 2.1% .

## **2.6 - Identification des polluants :**

Les relations empiriques issues de l'observation expérimentale des courbes des polluants était notre voie (équations de 3.115 à 3.119) de modélisation de la pollution, ce qui nous a obligé à mener deux séries de mesures avec plusieurs répétitions pour chaque point afin d'assurer la reproductibilité de la mesure et par la suite trouver la vraie tendance de courbes. Les courbes de la figure **4.12** montrent un exemple de ces essais de reproductibilité concernant les oxydes d'azotes et les hydrocarbures imbrûlés. Une erreur de 13% peut intervenir sur la mesure des HC et de 2% sur les NOx. L'équilibre thermique interne et externe est un facteur important pour reproduire les points des HC. En plus, les hydrocarbures sont mesurés par l'intermédiaire de deux appareils (FID et AVL480) dont la concordance entre eux est de 15% (figure **4.13**). Nous avons donc pris la moyenne de l'ensemble de ces mesures.

L'identification des relations linéaires (équations 3.116 3.117 et 3.118) est simple par la méthode de moindres carrés. Pour la méthode de gradient appliquée aux équations (3.115) et (3.119), le point de départ doit être bien choisi afin d'assurer la convergence de la méthode. Nous identifions, comme dans le cas du compresseur, la concentration du polluant à chaque régime en fonction du rapport Air/Carburant seulement, les coefficients trouvés sont corrélés avec le régime ce qui donne les paramètres du point initial. Les figures **4.14**, **4.15**, **4.16**, **4.17** et **4.18** montrent la comparaison entre les modèles proposés et les mesures effectuées sur banc d'essai moteur. L'erreur relative moyenne est de 2,2% pour l'opacité, 2,7% pour les suies graphitiques, 4,8% pour les oxydes d'azote, 3,5% pour les oxydes de carbone, 2,8% pour les hydrocarbures imbrûlés.

## **3 - VALIDATION DU MODELE GLOBAL :**

Le schéma de la figure **4.19** représente le déroulement du programme de simulation du fonctionnement du moteur Diesel suralimenté. Il a été réalisé et exécuté sur un PC-386 dans l'environnement du logiciel MATLAB.

En régime transitoire, trois modes de fonctionnement peuvent être définis [78] : mode d'accélération à régime de rotation constant du moteur, mode d'accélération à couple résistant constant et mode d'accélération libre (Tableau **4.3**). Le modèle complet de l'ensemble moteur est validé dans ces trois modes de fonctionnement

grâce à une série d'essais expérimentaux. Les figures 4.20, 4.21 et 4.22 montrent la comparaison entre les réponses simulées par le modèle et les réponses mesurées.

Quelques observations peuvent être apportées à ces courbes de simulations :

Les pics enregistrés sur les réponses expérimentales sont supérieurs à ceux donnés par le modèle. En effet, l'identification des paramètres des modèles de la pollution est réalisée en régime stationnaire où les valeurs mesurées ne dépassent pas certaines limites. En régime transitoire, les pics des polluants sont très importantes et le modèle se trouve hors sa zone d'identification, donc fournit des valeurs d'extrapolation et non pas d'interpolation. Ceci peut être corrigé en menant une identification des paramètres à partir d'un essai transitoire donnant le polluant, le débit de gazole, le débit d'air, les pressions et températures nécessaires. Or la mesure instantanée du débit d'air n'était pas disponible sur le banc d'essai.

Le retard de l'air est toujours remarqué par la réponse tardive de la pression de suralimentation relativement au débit de gazole et du régime de rotation du moteur. Ceci engendre un accroissement important du rapport air/gazole et par suite une augmentation considérable de la concentration des polluants dans les gaz d'échappement.

Les réponses des polluants est un peu tardive à l'excitation du moteur, du fait que le modèle ne tient pas compte du temps de transport nécessaire pour que l'information atteigne l'endroit où les piquages des appareils de mesures de la pollution ont été effectués.

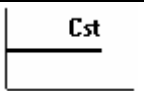
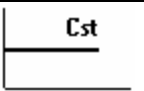
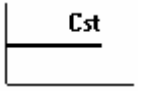
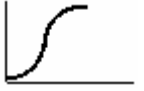
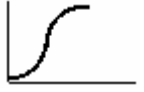
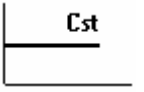
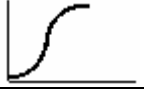
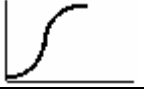
$N(t)$	$C_m(t)$	Mode d'accélération
		Fonctionnement stationnaire
		Position fixe du régime de rotation
		Couple résistant constant
		Accélération libre

Tableau 4.3 : Les modes d'accélération

*Figure 4.1 : Caractéristiques du compresseur : rapport de pression en fonction du débit*

*Figure 4.2 : Caractéristiques du compresseur : rendement en fonction du débit*

*Figure 4.3 : Extrapolation des cartes de la turbine [120]*

*Figure 4.4 : Caractéristiques de la turbine : débit en fonction du rapport de détente*

*Figure 4.5 : Caractéristiques de la turbine : rendement en fonction du rapport de détente*

*Figure 4.6 : Détermination de la pmf par la méthode de Willans*

*Figure 4.7 : Comparaison des deux identifications de la pmf*  
*a ) : formule du premier degré en N.    b ) : formule du deuxième degré en N.*

*Figure 4.8 : Schéma du bielle-manivelle du moteur alternatif*

*Figure 4.9 : Rendement indiqué du moteur*

*Figure 4.10 : Rendement volumétrique du moteur en fonction de sa vitesse pour divers positions de la crémaillère*

*Figure 4.11 : Débit de carburant en fonction de la position de la crémaillère pour divers régime de rotation du moteur*

*Figure 4.12 : Essai de reproductibilité des mesures de NOx et HC*

*Figure 4.13 : Comparaison entre les valeurs fournies par le FID et l'AVL 480*

*Figure 4.14 : Hydrocarbures imbrûlés en fonction de la richesse pour divers régime de rotation du moteur*

*Figure 4.15 : Monoxydes de carbone en fonction de la richesse pour divers régime de rotation du moteur*

*Figure 4.16 : Oxydes d'azote en fonction de la richesse pour divers régime de rotation du moteur*

*Figure 4.17 : Opacité des fumées en fonction de l'excès d'air pour divers régime de rotation du moteur*

*Figure 4.18 : Suies graphitiques en fonction de l'excès d'air pour divers régime de rotation du moteur*

*Figure 4.19 : Shéma de la résolution du programme de simulation du comportement du Diesel suralimenté par turbocompresseur à géométrie variable*