

Etude théorique et validation expérimentale de la formation des NO_x dans un moteur à allumage commandé

T. Ouksel^{1*}, A. Chelghoum¹, M. Kadja^{2†} et P. Higelin³

¹ Institut des Sciences Technologiques, Centre Universitaire Larbi Ben M'Hidi, Oum El Bouaghi, Algérie

² Laboratoire d'Energétique Appliquée et Pollution, 'LEAP'

Faculté des Sciences de l'Ingénieur, Université des Frères Mentouri, Constantine, Algérie

³ Laboratoire de Mécanique et Energétique, 'LME' Ecole Polytechnique, Université d'Orléans, France

Résumé - Un modèle thermodynamique multi zone est utilisé pour l'étude du processus de combustion et la formation de l'oxyde d'azote dans un moteur à allumage commandé. Il commence par l'utilisation de l'approche de Wibé pour décrire le dégagement de chaleur durant la phase de combustion. Pour calculer la concentration des espèces dans les gaz d'échappement, un schéma d'équilibre chimique est utilisé pour le système C - H - O - N des onze espèces considérés. Les résultats théoriques issus de ce modèle sont comparés avec ceux de mesure, et la concordance entre eux est très acceptable.

Abstract - A thermodynamic cycle simulation using multiple burned zones for the combustion process was used to obtain nitric oxide emission from spark - ignition engine. This is done by modelling the combustion process using the Wibé function approach. For calculating the concentration of constituents in the exhaust gases, a chemical equilibrium scheme is adopted for the C - H - O - N system of eleven species considered. The results obtained from the theoretical model when compared with those from experimental ones show a good agreement.

Keywords: Nitrogen oxide - Multi zones - Spark Ignition - Engines - Dissociation.

1. INTRODUCTION

Cet article traite l'étude de la formation de l'un des principaux polluants (l'oxyde d'azote NO) dans un moteur à allumage commandé. En effet, l'oxyde d'azote (NO) qui s'échappe du moteur réagit avec les hydrocarbures (HC) à la lumière solaire pour former de l'ozone et du smog photochimique. Le NO peut augmenter la fréquence des maladies respiratoires et contribue au phénomène des pluies acides. L'ozone entraîne des difficultés respiratoires et a des effets néfastes sur les plantes. Le modèle de simulation utilisé, dit multi zones, décompose la masse contenue dans le cylindre au moment d'allumage en 10 tranches égales en masse, qui brûlent successivement les unes après les autres dans l'ordre croissant de leur numérotation [1, 4]. A chaque instant, on distingue les tranches de 1 à $w-1$ qui sont constituées de produits de combustion, et les tranches de $w+1$ à 10 qui sont constituées de mélange moteur (air + carburant + gaz résiduels). La tranche w est en cours de combustion (Fig. 1).

2. DESCRIPTION DU DISPOSITIF EXPERIMENTAL

Le moteur testé est un monocylindre de laboratoire à quatre soupapes par cylindre. Les caractéristiques principales du mono sont regroupées dans le **Tableau 1**:

* ouksel@yahoo.fr _ chelghoum1@caramail.com

† kadja.mahfoud@caramail.com _ pascal.higelin@univ-orleans.fr

Tableau 1: Caractéristiques principales du moteur testé 4JS

Taux de compression	10,1
Alésage	88 mm
Course	82 mm
Cylindrée unitaire	0,498481 litres
Longueur de la bielle	138 mm
Diamètre siège soupape d'admission	29.5 mm
Diamètre siège soupape d'échappement	26.6°
Angle d'inclinaison de la soupape d'admission	16.25°
Angle d'inclinaison de la soupape échappement	15.67°

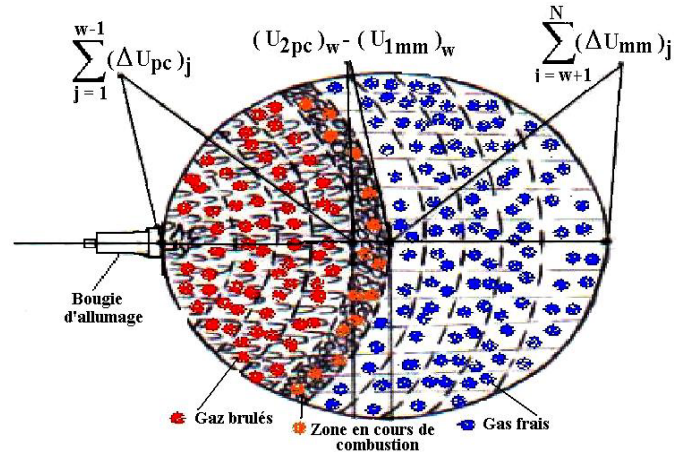


Fig. 1: Décomposition de la chambre de combustion en multi zones

2.1 Frein

C'est une machine électrique montée en balance à laquelle est accouplé le moteur. Elle peut fonctionner en frein (récepteur) ou en moteur électrique selon que le moteur thermique étudié délivre de l'énergie ou doit être entraîné. L'intérêt de ce dispositif est de pouvoir entraîner le moteur thermique à vitesse constante quelque soit la quantité d'énergie absorbée au fournie par celui-ci.

2.2 Dispositifs de commande

Du pupitre, il est possible d'agir sur les réglages suivants:

- Vitesse de rotation de l'ensemble moteur dynamo (par action sur la dynamo).
- Masse d'air aspirée par cycle (par action sur la dynamo).
- Masse de combustible injecté par cycle (par action sur la durée d'ouverture de l'injecteur électromagnétique). Cette action permet d'ajuster la richesse mesurée par la sonde à oxygène.

2.3 Couple et vitesse de rotation

La mesure du couple délivré ou absorbé par le moteur thermique est réalisée par un capteur de force à jauges qui immobilise le stator de la dynamo montée en balance. La mesure de la vitesse de rotation est faite par un codeur optique 720 tops par tour entraîné par le vilebrequin. Le couple et la vitesse de rotation sont affichés sur le pupitre.

2.4 Position angulaire

Cette mesure est réalisée par le même codeur optique. Comme il s'agit d'un codeur 720 tops par tour, la résolution angulaire de cette mesure est d'un demi degré.

2.5 Masse de carburant injectée

Un capteur à jauges piezorésistif mesure la pression dans le bas d'une colonne verticale de carburant qui alimente le moteur. La variation de cette pression est proportionnelle à la variation de la masse de carburant présente dans la colonne. Un chronomètre permet alors d'effectuer la mesure du temps de consommation d'une masse donnée.

2.6 Richesse

Elle est connue grâce à une sonde à oxygène, sensible à la concentration en oxygène des gaz d'échappement, et par le résultat d'un calcul effectué par la baie d'analyse (comparaison des deux résultats).

2.7 Masse d'air

La masse d'air à régime constant est représentée à partir de la pression moyenne dans le collecteur d'admission, dont la valeur est affichée au pupitre.

2.8 Taux de recirculation des gaz d'échappement (EGR)

Ce taux est évalué à partir de la mesure de la teneur en CO_2 .

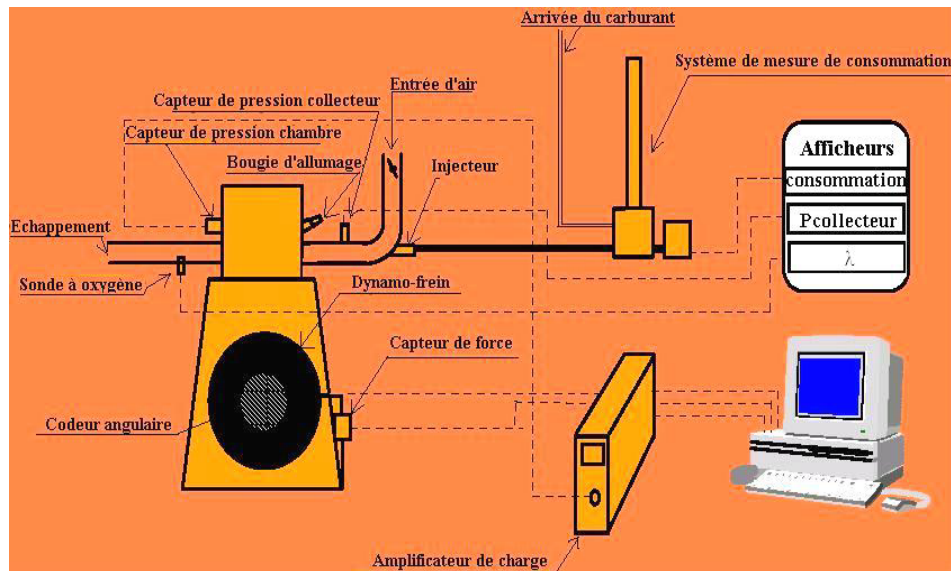


Fig. 2: Schéma de principe du banc d'essai

3. MODELE DE SIMULATION

Pour déterminer la pression instantanée des gaz au cours du processus de combustion, on applique la loi d'évolution de la fraction massique brûlée en fonction de l'angle vilebrequin (loi de Wibé) [9]:

$$X = 1 - \exp \left[-6.908 \times \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right] \quad (1)$$

La température des gaz brûlés à la fin de combustion dans la zone w est déterminée à partir de l'équation du premier principe de la thermodynamique qui peut s'écrire sous la forme condensée suivante:

$$\Delta Q_w = \left(U_{p.c}'' \right)_w - \left(U_{m.m}' \right)_w + \sum_{j=1}^{w-1} (\Delta U_{p.c})_j + \sum_{j=w+1}^{N_z} (\Delta U_{m.m})_j - \Delta W_w \quad (2)$$

Pour évaluer le nombre de moles des produits de combustion dans chaque zone, les 11 espèces suivantes sont considérés être présents [8-10]: O_2 , N_2 , CO_2 , H , H_2 , N , NO , O , OH , CO , H_2O .

Pour une certaine zone de combustion, dont la température, la pression, la richesse du mélange carburé, le taux des gaz résiduels sont donnés, la concentration de chacune des espèces ci-dessus peut être calculée en résolvant un système de 11 équations, qui contient: 4 équations (linéaires) de bilan d'atome (une pour chaque élément C, H, O, N) et 7 équations (non linéaires) d'équilibre. La formulation d'équilibre chimique ne pouvant pas prédire correctement de la concentration du NO, on applique le mécanisme cinétique de Zeldovich étendu [4 – 7].



La réaction ci-dessous contribué aussi à la formation du NO:



On trouve par exemple pour le taux de variation de la concentration réelle du NO l'équation suivante:

$$\frac{dn_{NO}}{d\varphi} = \frac{2 \cdot (1 - \beta^2)}{6 \cdot N} \left\{ \frac{R_{1e}}{\beta \cdot \frac{R_{1e}}{R_{2e} + R_{3e}} + 1} + R_{4e} \right\} \cdot \frac{P}{R \cdot n_t \cdot T} \quad [\text{kmole/r.v}] \quad (7)$$

Où: $\beta = \frac{n_{NO}}{[n_{NO}]}$ = rapport entre le nombre de moles réel de NO et celui en équilibre.

Après l'achèvement de la combustion dans toutes les zones ($\varphi = \varphi_z$), on calcule la valeur finale du coefficient de dissociation global par l'expression suivante:

$$\xi_d = \sum_{j=1}^{N_z} (\xi_d)_j \cdot \Delta X_j \quad (8)$$

L'équation différentielle (7) qui régit la variation de la concentration de l'oxyde d'azote qui se forme au cours de la combustion dans la zone w en fonction de l'angle vilebrequin est résolue par la méthode de Runge-Kutta avec un pas de calcul égal à 1° .

La concentration totale instantanée de NO est déterminée par la relation suivante:

$$NO = \sum_{j=1}^{N_z} (NO'')_j \times \Delta X_j \quad (9)$$

4. RESULTATS ET DISCUSSION

On présentera ici les différents résultats expérimentaux réalisés sur le banc d'essai du moteur 4JS monocylindrique à allumage commandé du LME d'Orléans, alimenté par l'essence 95. Les résultats sont présentés sous forme de courbes et sous formes de tableaux numériques.

Les valeurs de la pression dans la chambre de combustion, de la position angulaire du vilebrequin pendant 100 cycles du moteur, du couple moyen, et de la vitesse de rotation sont acquises par un micro ordinateur. En partant de ces grandeurs, l'ordinateur calcule les grandeurs suivantes:

- \overline{PME} : Valeur moyenne de la pression moyenne effective.
- \overline{PMIBP} : Valeur moyenne de la pression moyenne indiquée de la boucle basse pression du cycle, représentative du travail de transvasement du moteur.
- \overline{PMIHP} : Valeur moyenne de la pression moyenne indiquée de la boucle haute pression du cycle, représentative du travail utile de la pression sur le piston.
- \overline{PMI} : Valeur moyenne de la pression moyenne indiquée, somme des deux précédentes.
- \overline{PMF} : Valeur moyenne de la pression de frottement, représentative des pertes par frottement mécaniques du moteur.
- P_{max} : Pression maximale atteinte au cours du cycle.
- $\alpha_{p,max}$: Angle auquel a lieu la pression maximale.
- σ_{PMI} : Ecart type de la pression moyenne indiquée.
- $\frac{\sigma_{PMI}}{PMI}$: Coefficient de variation, qui peut être considéré comme un caractère de stabilité de fonctionnement du moteur.

Pour une meilleure fiabilité des résultats expérimentaux et à cause de la dispersion cyclique observée lors de l'acquisition des pressions, on a présenté les graphes de variation de la pression cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour le cycle moyen (Fig. 3, 4, ..., 12). Une comparaison entre les résultats expérimentaux et théoriques en terme de pression moyenne des gaz (Fig. 13 et 14) et aussi en terme d'émission des NO_x (Fig. 15) a été réalisée dans cet article.

4.1 Mesures effectuées

Pour une vitesse de rotation de 1500 tr/min et un débit massique de carburant constant (10.77 g/min), on a étudié l'influence de la richesse du mélange carburé (10 points de mesure ont été réalisés) sur les caractéristiques de fonctionnement du moteur et sur la formation des polluants et en particulier les NO_x .

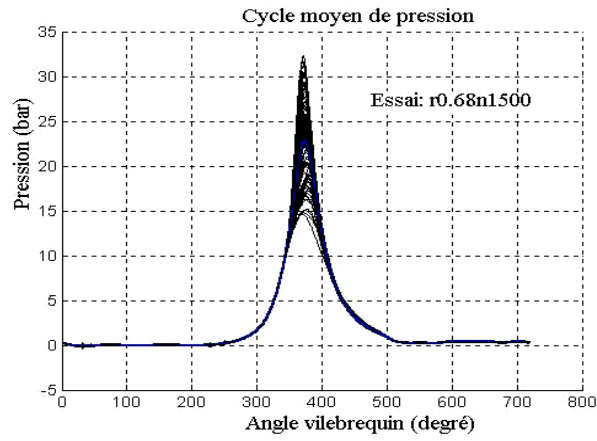


Fig. 3: Variation de la pression moyenne en fonction de l'angle vilebrequin (pour 100 cycles consécutifs) relativement à l'essai r.68n1500

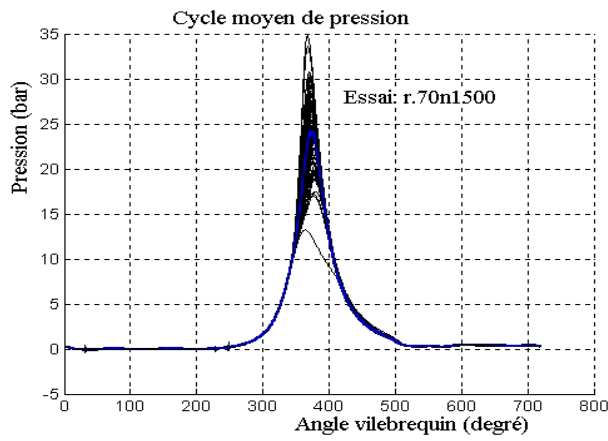


Fig. 4: Variation de la pression moyenne en fonction de l'angle vilebrequin (pour 100 cycles consécutifs) relativement à l'essai r.70n1500

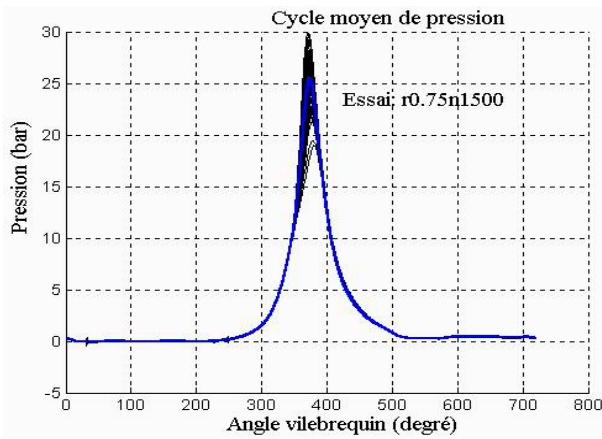


Fig. 5: Variation de la pression moyenne en fonction de l'angle vilebrequin (pour 100 cycles consécutifs) relativement à l'essai r.75n1500

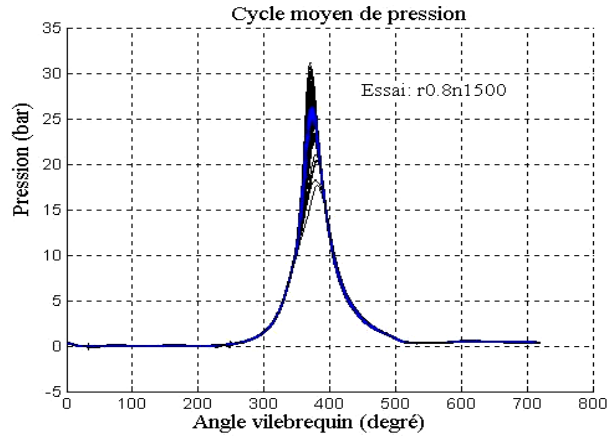


Fig. 6: Variation de la pression moyenne en fonction de l'angle vilebrequin (pour 100 cycles consécutifs) relativement à l'essai r0.8n1500

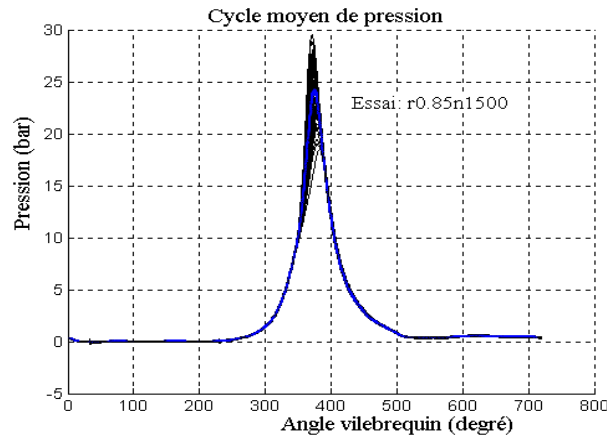


Fig. 7: Variation de la pression moyenne en fonction de l'angle vilebrequin (pour 100 cycles consécutifs) relativement à l'essai r0.85n1500

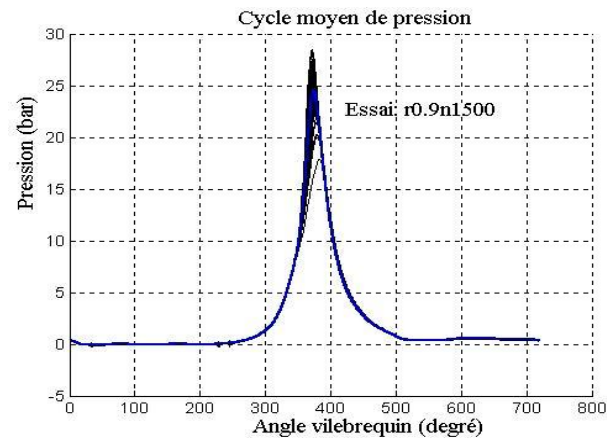


Fig. 8: Variation de la pression moyenne en fonction de l'angle vilebrequin (pour 100 cycles consécutifs) relativement à l'essai r0.9n1500

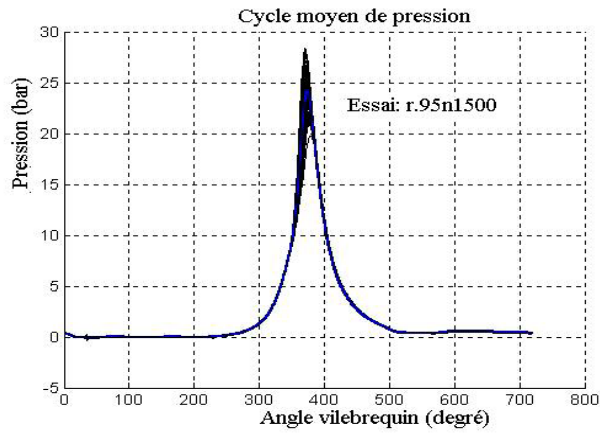


Fig. 9: Variation de la pression moyenne en fonction de l'angle vilebrequin (pour 100 cycles consécutifs) relativement à l'essai r.95n1500

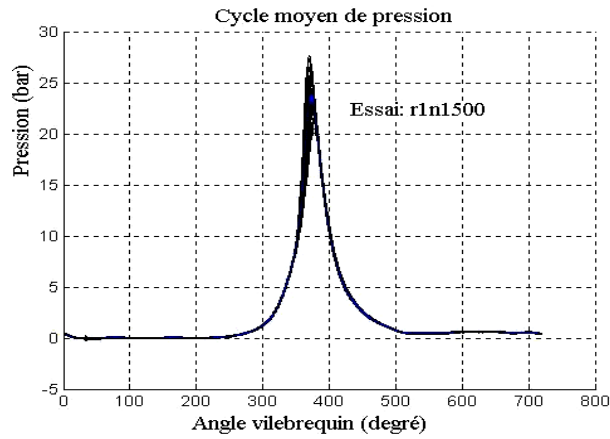


Fig. 10: Variation de la pression moyenne en fonction de l'angle vilebrequin (pour 100 cycles consécutifs) relativement à l'essai r1n1500

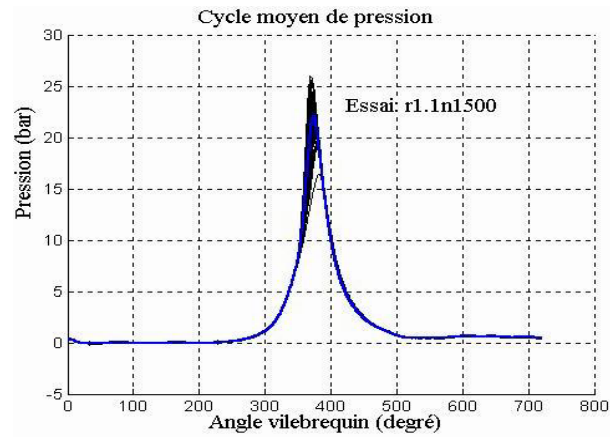


Fig. 11: Variation de la pression moyenne en fonction de l'angle vilebrequin (pour 100 cycles consécutifs) relativement à l'essai r1.1n1500

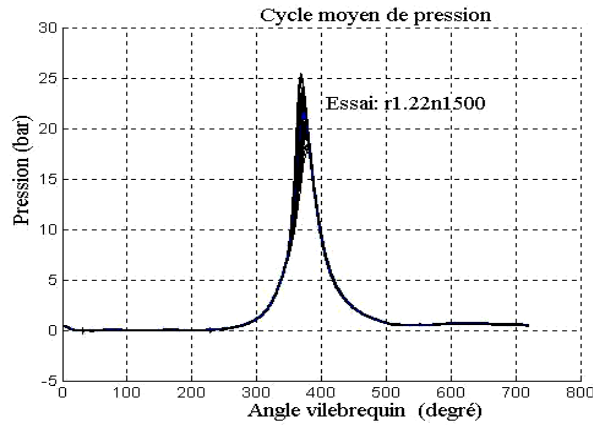


Fig. 12: Variation de la pression moyenne en fonction de l'angle vilebrequin (pour 100 cycles consécutifs) relativement à l'essai r1.22n1500

Avant de valider notre modèle multi zone en terme d'émissions des NO_x , on procède tout d'abord à une comparaison de la pression moyenne mesurée (moyenne de 100 cycles consécutifs) avec la pression simulée par le modèle 0D. Les figures 13 et 14 représentent la comparaison entre le cycle moyen de pression mesurée et celui simulée par notre modèle 0D pour des richesses allant de $\phi = 0.7 \div 1.22$.

Pour chaque point d'essai, on détermine tout d'abord les paramètres cinétiques figurants dans la loi de Wibé à savoir: l'exposant du caractère de combustion (noté m), la durée angulaire du processus de combustion (noté ϕ_z), ainsi que la quantité de chaleur apportée au cours du processus de combustion à 1 m^3 du gaz (noté q_{zp}).

Ces paramètres sont introduits ensuite dans le programme principal. D'après les figures 13 et 14, on remarque que la concordance entre la pression mesurée et celle simulée par notre modèle et ce pour différentes richesses est très acceptable et même très encourageante.

Une fois la comparaison de la pression est effectuée, on procède ensuite à la comparaison des émissions des NO_x mesurées avec celles simulées par le modèle multi zone développé. La figure 15 représente la comparaison des NO_x mesurés avec ceux calculés.

Comme on peut le voir clairement sur cette figure et sur le **Tableau 2**. Avec l'augmentation de la richesse ($0.7 \leq \phi \leq 0.85$), la concentration des NO_x augmente d'abord (cette augmentation est due essentiellement à l'accroissement de la température maximale du cycle).

En effet, avec l'accroissement de la richesse dans les limites considérées (de 0.7 jusqu'à 0.85), l'effet de l'accroissement de la température des gaz contrebalance la diminution de la pression partielle de l'oxygène et le pic d'émission de NO (environ 3638 ppm) apparaît pour une richesse d'environ 0.85, ensuite elle diminue par suite du décroissement de la température maximale de combustion.

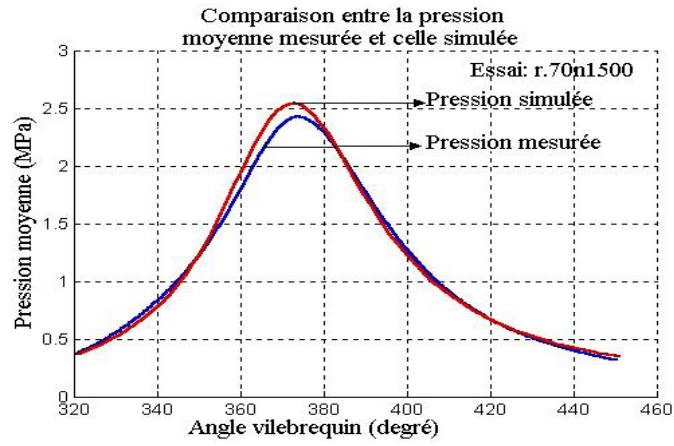


Fig. 13: Comparaison entre la pression moyenne mesurée et celle simulée relativement à l'essai r.70n1500

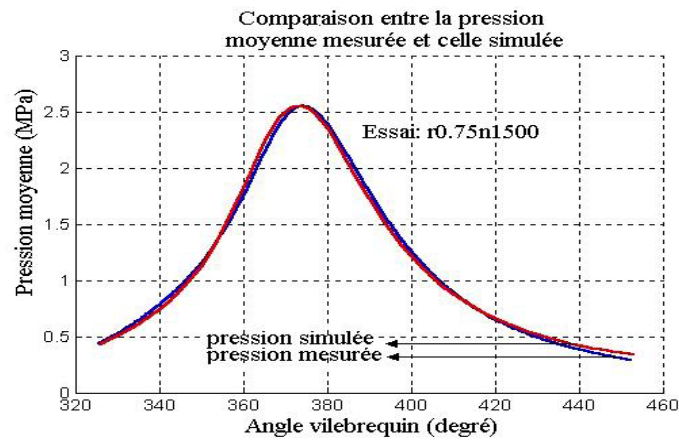


Fig. 14: Comparaison entre la pression moyenne mesurée et celle simulée relativement à l'essai r0.75n1500

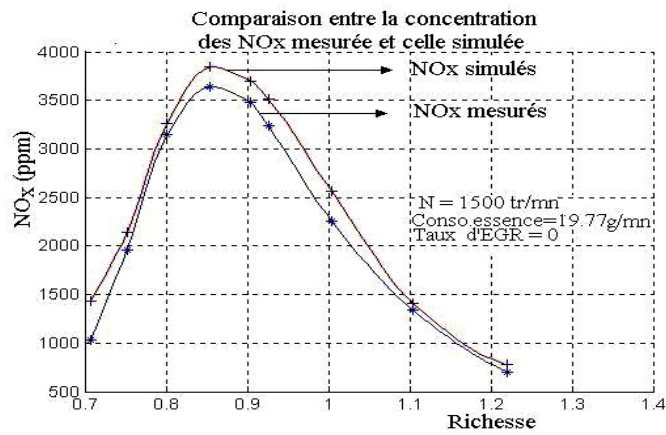


Fig. 15: Comparaison entre la concentration globale des NO_x mesurée et celle simulée en fonction de la richesse

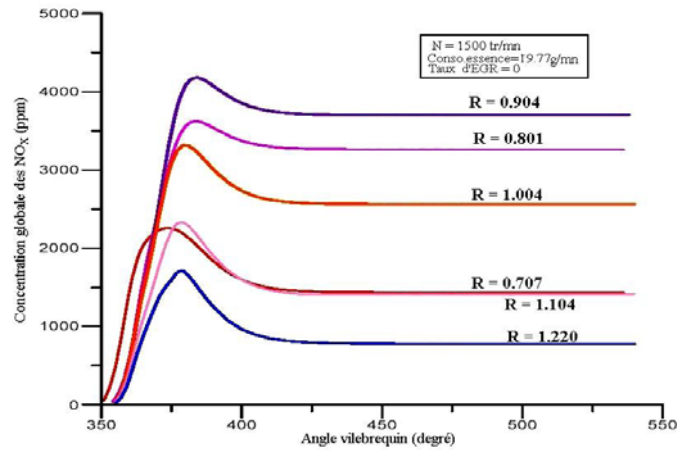


Fig. 16: Variation de la concentration globale des NO_x simulée (dans les 10 zones) en fonction de l'angle vilebrequin pour différentes richesses du mélange carburé.

5. CONCLUSION

La conclusion générale de notre travail peut se résumer comme suit:

- La concordance entre les valeurs mesurées et celles simulées par notre modèle 0D est assez suffisante;
- Le pic d'émission des NO_x apparaît pour une richesse d'environ 0.85 (c'est-à-dire pour un mélange légèrement pauvre);
- La plus grande quantité des NO_x émise dans les gaz d'échappement provient des zones qui brûlent en premier lieu. C'est pourquoi pour réduire la concentration de l'oxyde d'azote dans les gaz d'échappement, il est souhaitable et conseillé de réduire les températures des tranches brûlant en premier lieu en utilisant par exemple le procédé de la charge stratifiée ou celui de l'allumage par préchambre flambeau;
- Le niveau de formation des oxydes d'azote dans les premières zones est contrôlé simultanément par des phénomènes de formation et de décomposition, alors que dans les autres zones qui restent, ce niveau est contrôlé uniquement par le phénomène de formation. Cela s'explique par le fait que les pertes de chaleur dues à la dissociation des produits de combustion sont plus grandes dans les premières tranches que dans le reste des zones.

NOMENCLATURE

ε : Taux de compression	P : Pression (MPa)
α : Angle du vilebrequin (degré)	T : Température absolue (K)
ϕ : Richesse	V : Volume absolu (m ³)
γ : Exposant adiabatique	N : Nombre de tours vilebrequin
θ : Avance à l'allumage (degré)	U : Energie interne (kJ)
ω : Vitesse angulaire du moteur (rda/sec)	W : Travail (kJ)
R : Constante des gaz parfaits	Q : Chaleur (kJ)
(NO) : Concentration de NO, (ppm)	[NO] : Concentration de NO, (mole/cm ³)

HC : Hydrocarbures imbrûlés	NO _x : Oxy de d'azote
EGR : Recirculation ds gaz D'échappement	OD : Zéro dimensionnel
PMB : Point mort bas	PMH : Point mort haut
m : Mort (volume mort), p : Paroi	mm : Mélange moteur, u : Imbrûlés
mc : Mélange carburé,	pc : Produits de combustion
r : Gaz résiduels, e : Equilibre	u : Unitaire, b : Brûlé
d : Dissociation, directe	c : Combustion
1 : Début du pas de calcul	2 : Fin du pas de calcul

REFERENCES

- [1] R.R. Raine, C.R. Stone and J. Gould, '*Modeling of Nitric Oxide Formation in Spark Ignition Engines with a Multizone Burned Gas*', Combustion and Flame, Vol. 102, N°3, pp. 241 - 255, 1995.
- [2] J.K. Ball, R.R. Raine and C.R. Stone, '*Combustion Analysis and Cycle-by-Cycle Variations in Spark Ignition Engine Combustion. Part 1: An Evaluation of Combustion Analysis Routines by Reference to Model Data*', Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D, Journal of Automobile Engineering, Vol. 212, N°5, pp. 381 - 399, 1998.
- [3] J.K. Ball, R.R. Raine and C.R. Stone, '*Combustion Analysis and Cycle-by-Cycle Variations in Spark Ignition Engine Combustion. Part 2: A New Parameter for Completeness of Combustion and its Use in Modeling Cycle-by-Cycle Variations in Combustion*', Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D, Journal of Automobile Engineering, Vol. 212, N°6, pp. 507 - 523, 1998.
- [4] J.B. Heywood, '*Internal Combustion Engine Fundamentals*', McGraw-Hill, New York, 1998.
- [5] C.R. Ferguson, '*Internal Combustion Engines. Applied Thermo Sciences*', John Wiley, New York, 1986.
- [6] T.J. Al-Himyary and G.A. Karim, '*A Diagnostic Two-Zone Combustion Model for Spark-Ignition Engines Based on Pressure-Time Data*', SAE Paper 880199, 1988.
- [7] C.R. Stone, '*Introduction to Internal Combustion Engines*', 2nd Edition, Macmillan, London, 1992.
- [8] K.S.J. Reavell, N. Collings, M. Peckman and T. Hands, '*Simultaneous Fast Response NO and HC Measurements from a Spark Ignition Engine*', SAE Paper 971610, 1997.
- [9] S.S. Takagaki and R.R. Raine, '*The Effects of Compression Ratio on Nitric Oxide and Hydrocarbon Emission from a Spark-Ignition Natural Gas Fuelled Engine*', SAE Transaction, Vol. 106, N°3, pp. 701 - 707, 1997.
- [10] G.A. Lavoie, J.B. Heywood and J.C. Keck, '*Experimental and Theoretical Investigation of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engines*', Combustion Science Technology, Vol. 1, pp. 313 - 326, 1970.