

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET
POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE
LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE MENTOURI CONSTANTINE
FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIEUR
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE**

N° d'ordre :

Série :

THESE

**Présentée en vue d'obtenir le diplôme de
DOCTORAT EN SCIENCES en Génie Mécanique**

**OPTION
Energétique**

THEME

*Etude de la formation et de la Dissociation des Nox
dans un moteur à allumage commandé*

Présentée par :

OUKSEL TAYEB

Soutenue le :06/02/ 2007

Devant le jury :

- | | | |
|------------------------|------------|---|
| ● H. MENIAI | Président | Professeur à l'Université de
Constantine |
| ● A. BOUCHOUCHA | Examineur | Professeur à l'Université de
Constantine |
| ● B. BENABES | Examineur | Maître de conférence au C.U
d'O.E.B |
| ● M. KADJA | Rapporteur | Professeur à l'Université de
Constantine |
| ● M. SIAMEUR | Examineur | Professeur à l'Université de Batna |

Dédicace :

A ma famille

A ma belle famille

A ma femme Houria

A mes deux filles Hadil et Hanine

*Que tous trouvent ici l'expression de mes
profonds sentiments d'amour et de fraternité*

Tayeb Ouksel

REMERCIEMENTS

Mes remerciements vont tout d'abord à mon Directeur de Thèse monsieur Mahfoud KADJA Professeur au département de Mécanique, Faculté des Sciences de l'Ingénieur de l'Université Mentouri de Constantine pour m'avoir proposé le sujet, avoir accepté de diriger cette étude, ainsi que pour ses précieux conseils durant l'accomplissement de ce travail.

Mes vifs remerciements s'adressent aussi à monsieur Pascal HIGELIN, Professeur à l'école polytechnique de l'Université d'Orléans et responsable de l'équipe de recherche « Moteurs à Combustion Interne » pour m'avoir invité à son laboratoire LME (Laboratoire de Mécanique et d'Energétique) , avoir mis à ma disposition le matériel nécessaire ainsi que pour ces prodigieux conseils durant ce travail.

Je tiens à remercier Messieurs les professeurs M. SIAMEUR , B. BENABES, A. BOUCHOUCHA et H. MENIAI pour avoir accepté de juger ce travail.

Mes Meilleurs remerciements à ma chère femme HOURIA, pour m'avoir poussé à terminer mon travail.

TABLE DES MATIERES

- Nomenclature
- Références personnelles
- Introduction
- Recherche bibliographique

CHAPITRE 1 : Généralités sur les moteurs à allumage commandé et sur la pollution causée par les Nox

- Principe de fonctionnement des moteurs à 4 temps à Essence
- Etude de l'impact des oxydes d'azote

CHAPITRE 2 : Approche zérodimensionnelle de simulation mathématique des moteurs à

allumage commandé

- Modèle de simulation 0D de la combustion À 1 zone
- Modèle mathématique de simulation 0D de la combustion à 2 zones

CHAPITRE 3 : Simulation numérique

- Détermination de la pression cylindre et de la température moyenne des gaz au cours
du

processus de combustion:

- Recalage de la pression cylindre au cours de la combustion
- Algorithme de calcul du champ de température Dans une chambre de combustion
d'un

moteur à allumage commandé

- Mécanismes cinétiques de formation de NO dans un moteur à allumage commandé

CHAPITRE 4 : Confrontation des résultats

- Description générale du banc d'essai (Mono - cylindre = cellule 5)
- Résultats expérimentaux
- Conclusion Générale
- Bibliographie

Nomenclature

Acronymes :

CO	Monoxyde de carbone
CO ₂	Dioxyde de carbone
HCI	Hydrocarbures Imbrulés
NO _x	Oxydes d'azote
EGR	Recirculation des gaz d'échappement (Exhaust Gas Recirculation)
PMB	Point Mort Bas
PMH	Point Mort Haut
IDE	Injection Directe d'Essence
PCI the fuel)	Pouvoir Calorifique Inférieur du carburant (Lower Heating Value of
0D	Zérodimensionnel
RFA	Retard Fermeture Admission
RFE	Retard Fermeture Echappement
AOA	Avance Ouverture Admission
AOE	Avance Ouverture Echappement

Indices :

m	Mort (volume mort), moyenne (vitesse moyenne)
mc	Mélange carburé
mm	Mélange moteur
pc	Produits de combustion
r	Gaz résiduels, inverse
ind	Indiqué
th	Théorique
c	Combustion, Convection
mi	Moyenne indiquée
me	Moyenne effective
fm	Dissipations mécaniques
e	Effectif, équilibre
mec	Mécanique
stoech	Stoechiométrique
into	Entrant
out	Sortant
u	Imbrulé
b	Brulée
AF	Air fuel Ratio (rapport massique m_{air}/m_{fuel})
p	Paroi, piston
cyl	Cylindre
ess	Essence
y	Point d'allumage
z	Fin de combustion
sa	Sans allumage
u	Unitaire
d	Dissociation, directe

- 1 Début du pas de calcul,
2 Fin du pas de calcul

Symboles :

e	Taux de compression
a	Angle vilebrequin (°)
f	Richesse
l	Excès d'air (inverse de la richesse), rapport rayon manivelle/entraxe de bielle,
c_0	Coefficient d'expansion molaire du mélange carburé,
c	Coefficient d'expansion molaire du mélange moteur,
g	Exposant adiabatique,
q	Avance à l'allumage (°)
w	Vitesse angulaire du moteur (rad/sec),
P	Pression (Mpa),
T	Température absolue (K)
V	Volume absolu (m ³),
N	Nombre de tours du vilebrequin (tr/min),
U	Energie interne (KJ) ,
W	Travail (KJ)
R	Constante Universelle des gaz parfaits, Vitesse de la réaction
Q	Chaleur (KJ)
(NO)	Concentration de NO (ppm)
[NO]	Concentration volumique de NO (mol/cm ³)

Conférence sur les Sciences de la Mécanique (CSM'2006), 18 – 20 Novembre 2006 , **Oum El Bouaghi, Algérie.**

4. Nadjiba MAHFOUDI, Mahfoud KADJA, **Tayeb OUKSEL** « *Modélisation du cycle thermodynamique d'un moteur à pistons : Calcul des émissions de Nox* », 1^{ères} Journées Nationales de l'Ingénierie Mécanique (JNIM'06) , 13 – 14 Juin 2006, **Constantine, Algérie.**

Introduction :

La pollution atmosphérique est restée perçue, pendant plusieurs décennies, comme un phénomène limité à des zones restreintes, urbaines et industrialisées. Mais progressivement, il est venu à l'évidence qu'elle présente un caractère sournois et ne peut pas être considérée comme un problème local. La pollution atmosphérique concerne des régions entières (pollutions photochimiques, pluies acides, etc.), voire la planète dans son ensemble (dégradation de la couche d'ozone, accroissement de l'effet de serre, etc.). En 1992, des gens du monde entiers (120 chefs d'état) se sont réunis à Rio et ont commencé à travailler ensemble pour susciter un développement positif pour préserver l'environnement de notre planète .

Dés lors, la mobilisation mondiale pour préserver l'environnement a pris de plus en plus d'ampleur. Le sommet de Rio, en 1992, a permis de ratifier la convention cadre de l'ONU sur les changements climatiques, avec pour objectif la stabilisation des émissions en l'an 2000 au même niveau qu'en 1990. Ces engagements ont été prolongés au sommet de Kyoto, en 1997, pour la période 2008-2012. L'industrie automobile mondiale s'investit alors activement et surtout positivement dans les tentatives de réduction draconienne de la pollution atmosphérique : les pays industriels s'engageant à réduire en moyenne de 5,2% leurs émissions de gaz à effets de serre, et en particulier l'Union Européenne de 8% .

Néanmoins, devant le refus des Etats-Unis de reconnaître et d'assumer leur majeure responsabilité dans la pollution de la planète, le sommet de La Haye, organisé en 2000, subît un échec incontestable. Heureusement, ceci n'a pas suffi pour anéantir les efforts internationaux afin de continuer la lutte dans l'objectif de préserver notre planète. Ainsi le dernier sommet de Johannesburg (2002) était censé définir les modalités concrètes de mise en oeuvre de l'Agenda 21 (Rio 1992), mais il s'est conclu sur un plan d'actions bien peu ambitieux.

Avec l'aggravation croissante de la qualité de l'air et la mobilisation mondiale pour la préservation de l'environnement, l'Union Européenne mît en place, dés 1991,

des normes plus draconiennes pour la réduction des polluants, appelés normes x (I , II, ... etc.). Ces mesures n'ont, cependant, pas pris en compte la réglementation du CO₂ (qui n'est pas toxique mais concourt considérablement à renforcer l'effet de serre) dans les trois premières normes, ce qui a suscité les inquiétudes des défenseurs de la nature. Ainsi, suite au protocole de Kyoto, les industriels automobiles européens se sont engagés, dès 1998, à réduire les niveaux d'émission de leurs moteurs en CO₂ jusqu'à 140 g/km en 2005, suivant les normes Euro IV, ce qui représente une baisse de presque 40% par rapport aux niveaux de 1993. Grâce à ces normes, les véhicules mis en circulation en 2005 émettront globalement 85% (environ) moins de polluants que ceux fabriqués en 1991.

Contraints par ces mesures restrictives, les constructeurs automobiles se sont trouvés dans l'obligation de faire évoluer leurs moteurs à combustion interne dans le sens de la réduction des émissions en CO_x, HCl et NO_x, ainsi que de la consommation en carburant, sans nuire pour autant au confort de conduite de leurs véhicules.

Depuis les années 70, plusieurs concepts et solutions techniques ont vu le jour dans le but d'optimiser la dépollution des moteurs. En 1975, le pot catalytique vît son apparition en Californie sur les véhicules équipés de moteurs essence. Cependant les constructeurs Européens n'ont pas suivi (à l'exception de quelques pays scandinaves et la RFA) à cause du surcoût qu'impliquerait cet élément (4 à 22%) mais surtout à cause de l'obligation de supprimer le plomb des carburants utilisés. En effet, éliminer le plomb de l'essence entraîne une baisse inévitable de l'indice d'octane, et implique donc une surconsommation et une perte de puissance moteur. L'absence des pots catalytiques sur les voitures européennes jusqu'au début des années 90 peut aussi être expliquée par la souplesse des normes européennes par rapport à celles américaines, entre 1985 et 1991, et par les performances des moteurs européens et leurs petites cylindrées leur permettant d'être déjà conformes aux normes de l'époque.

Néanmoins, suite au durcissement des normes anti-pollution, en 1991, le post-traitement des gaz sortant de la chambre de combustion est devenu inévitable. Généralisé depuis 1993 pour l'essence, le pot catalytique trois voies, associé à un contrôle moteur précis, a marqué une étape importante pour la réduction des émissions polluantes. Le CO, les

NOx et les HCl sont transformés en CO₂, en H₂O et en N₂, des composants naturels de l'air. Malgré les prévisions ambitieuses affichées par l'utilisation des catalyseurs trois voies, la réalité en est toute autre et le catalyseur n'a pas que des vertus. Primo, la vitesse des réactions d'oxydoréduction, et donc l'efficacité du pot, est liée à la température des gaz d'échappement à l'entrée du pot : il faut un temps d'amorçage de plusieurs minutes avant que ne commencent les réactions catalytiques. Or 80 % des trajets sont inférieurs à 8 km et 30% inférieurs à 2 km, ce qui implique que le catalyseur commence à fonctionner efficacement lorsque le moteur s'arrête (arrivé à destination) . Secundo, les pots catalytiques n'ont aucun effet sur les rejets de CO₂ et entraînent une surconsommation d'énergie d'environ 5%. Tertio, le fonctionnement du catalyseur trois voies n'est optimal qu'à mélange stoechiométrique. En mélange pauvre la transformation du CO et des HCl est favorisée alors que l'efficacité relative aux NOx chute radicalement. Le mélange riche produit l'effet tout à fait contraire. Or, sur un parcours moyen, le mélange est soit pauvre, soit riche pendant 30 à 50% du temps .

Une solution alternative permettant d'éviter l'adoption des pots catalytiques a été préconisée par les constructeurs français : agir à la source (la chambre de combustion). Ils mirent en avant la stratégie de fonctionnement en mélange pauvre. Ce concept n'a, cependant, pas été mis en oeuvre car son application a montré qu'il conduit à la détérioration de la qualité de la combustion et produit l'effet inverse de ce qui est escompté, i. e. des problèmes de ratés d'allumage, diminuant ainsi, le rendement et provoquant plus d'émissions de polluants (surtout des HCl). Ce concept consiste, en fait, à favoriser une stratification du mélange air/carburant dans la chambre de combustion (ce mode permettrait le fonctionnement avec des richesses avoisinant 0.7 – 0.8) : au moment de l'allumage, le mélange est localement riche au niveau de la bougie, afin de favoriser une propagation rapide de la flamme, mais il est globalement pauvre dans le reste de la chambre dans le but de diminuer la consommation et les émissions de CO (grâce à l'excès d'oxygène), de HCl (grâce à une moindre consommation) et des NOx (grâce à une température plus faible de la combustion).

Avec l'apparition des normes sur le CO₂, au début des années 90, ce concept a regagné de l'intérêt auprès des constructeurs automobiles, puisqu'une réduction de la consommation entraîne automatiquement une baisse des émissions en CO₂.

La disparition du carburateur au profit de l'injection indirecte a également marqué l'histoire des moteurs à essence. Cette injection, qui s'effectue dans la pipe d'admission,

permet un gain non négligeable en matière de consommation, mais aussi en matière de rejets d'hydrocarbures imbrûlés grâce à son meilleur rendement de vaporisation (dont dépend la qualité de la combustion). Cependant, le mouillage des parois par ce « nouveau » système d'injection reste son inconvénient majeur.

Afin de pouvoir appliquer le mode de fonctionnement en mélange pauvre, et en même

temps pallier aux problèmes de mouillage des parois dans les moteurs à injection indirecte, les ingénieurs automobiles ont mis au point une nouvelle technologie pour le cycle moteur essence : l'injection directe essence (IDE). Elle consiste à injecter le carburant directement dans la chambre de combustion avec des pressions d'injection 30 à 40 fois plus élevées que pour une injection dans la veine d'admission, favorisant ainsi une meilleure évaporation du carburant liquide. Malheureusement, la mise en oeuvre de cette technologie n'est pas sans contrepartie. Son implantation sur les moteurs produits en grande série a jusqu'à maintenant été vouée à l'échec malgré les énormes progrès de l'électronique de contrôle. En effet, il s'est avéré très difficile de réussir une bonne vaporisation et de maîtriser la richesse du mélange au niveau de la bougie. Dans ces conditions, les ratés d'allumage se multiplient et les émissions de HCl et de suies s'accroissent.

De plus, avec ce genre de moteurs il n'est pas possible d'utiliser un catalyseur normal à

trois voies pour traiter les rejets d'oxydes d'azotes. Néanmoins, un deuxième catalyseur

pourrait lui être associé : le catalyseur DéNOx (ou piège à NOx). Il se charge alors de stocker les molécules de NOx. Lorsque la capacité de stockage arrive à son maximum, le moteur fonctionne en mélange riche pour faire monter la température du DéNOx à 650°C afin que le baryum (qui recouvre les alvéoles de ce pot) transforme les NOx en azote pur. Cependant, ce catalyseur provoque une augmentation de la consommation (et par conséquent plus de rejets de CO₂). Le seul constructeur à l'avoir installé sur un moteur de série reste Toyota en 2003 (sur l'Avensis).

A côté de ces deux grands axes de recherche (mélange pauvre et post-traitement),

plusieurs autres solutions sont en cours de développement dans le souci de mieux respecter l'environnement. On peut citer les véhicules hybrides, la pile à combustible, la technologie « camless », le moteur à LPG, le moteur pneumatique et bien d'autres.

Avec la prise de conscience de l'importance de la stratégie de combustion en mélange

pauvre en matière de consommation et de rejets de CO₂, mais qui, malheureusement, impliquerait une réduction très peu efficace des NO_x par les catalyseurs trois voies, il est

devenu indispensable d'appréhender, aussi bien expérimentalement que numériquement, les mécanismes de la combustion dans l'objectif d'une réduction des NO_x plus efficace in-situ (dans la chambre de combustion). Le développement de techniques expérimentales élaborées et de puissants outils de calculs numériques a permis lors de la dernière décennie d'améliorer la compréhension du fonctionnement des moteurs à combustion interne, permettant un développement considérable en matière de consommation ainsi qu'en matière des émissions polluantes.

De plus, la simulation est un outil qui non seulement remplace des expériences qui seraient lentes et fatigantes au banc d'essai mais encore élargit le champ d'action du constructeur en découplant des variables qui sont indissolublement liées dans le moteur.

Dans ce contexte on a essayé dans la présente thèse de présenter une étude détaillée des mécanismes de formation et de dissociation des Oxydes d'Azote (NO_x) dans un moteur à allumage commandé en se basant sur un modèle de simulation **multizone**. Cette étude a été faite sur le plan expérimentale et théorique . L'étude expérimentale a été réalisée au **Laboratoire de Mécanique et d'Energétique (LME)** de l'Ecole Polytechnique de l'Université d'Orléans en France en collaboration avec l'Equipe de Recherche « **Moteurs à Combustion Interne** » du dit Labo.

Après avoir rappelé au **Chapitre 1** le principe de fonctionnement du moteur, les phénomènes internes et la définition des paramètres utilisés, on présente ensuite les effets de la pollution causée par les émissions des NO_x issus des moteurs sur la santé humaine et sur l'environnement.

Dans le **Second chapitre**, on présente deux types de modèles mathématiques à une seule zone et à 2 zones proposés respectivement par **J.caton**. et **Ferguson**.

Le **Chapitre trois** compte à lui est consacré à la mise en équation de la formation et de la dissociation des Nox dans un moteur à allumage commandé à l'aide du

modèle multizone proposé. En premier lieu on a présenté la méthode de détermination de la pression et de la température moyennes dans le cylindre du moteur au cours du processus de combustion. En suite on a essayé de valider notre modèle en terme de pression pour 3 types de mélanges (mélange pauvre, stochiométrique et riche) et ce dans la partie recalage de la pression cylindre.

Dans La deuxième partie de ce chapitre on a donné la méthode utilisée lors de la détermination du champs de température et de la concentration des oxydes d'azote à l'intérieur de la chambre de combustion. Le calcul de la concentration de différents espèces issus de la combustion est présenté juste à la fin de ce chapitre.

La description du banc d'essai ainsi que les résultats de simulation et expérimentaux sont regroupés dans le **4eme chapitre**.

En fin on termine ce travail par une conclusion générale.

RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE :

L'étude du phénomène de combustion dans un moteur thermique est très importante. Elle permet de déterminer le rendement du moteur, la forme du cycle réel, la consommation spécifique, la performance des différents organes du moteur, le degré de pollution, et contribue efficacement à la conception des moteurs modernes.

C'est pourquoi plusieurs chercheurs et scientifiques se sont penchés sur l'étude de ce phénomène, qui reste donc décisif pour la construction du moteur.

Le développement de la simulation du cycle thermodynamique des moteurs à combustion interne et surtout du processus de combustion, se reportent au début des années 60. Avec l'avancement remarquable des sciences de l'informatique, la simulation numérique, est devenue un moyen important qui permet de bien comprendre les différents phénomènes.

Les premières simulations, ont été basées sur le modèle mono zone, ensuite les modèles se sont développés et étendus à deux, trois et jusqu'à plusieurs zones.

D'autres études, ont été réalisés sur le même thème.

Ainsi GAYDON et WOLFHARD en 1960 ont montré dans « Flames, their structure, radiation and temperature » que les phénomènes de combustion peuvent être expérimentés d'une façon simple et claire [1].

LAFFITE quant à lui s'est penché sur le phénomène de propagation des explosions et avait défini les différents régimes d'explosion dans « Détonations et les déflagrations dans la propagation des flammes dans les mélanges gazeux » [2].

LEWIS et VONELBE ont contribué eux à l'étude des phénomènes aérodynamiques qui accompagnent les ondes de combustion dans leur ouvrage « Combustion Flames and Explosion Of Gases » en 1961. [3].

On cite aussi SPALDING qui, en 1963 expose le phénomène de transfert de matière et de chaleur dans un ouvrage intitulé « Convective mass transfert » ; comme la fait encore DEFIVES en 1960 dans « Transfert de matière » [4,5].

SURUGUE et BARERE ont fait une étude thermodynamique de la combustion [6], alors que DAINTON traite le phénomène du point de vue des réactions en chaînes, en présentant un ensemble assez complet des équations relatives à la cinétique et le phénomène des réactions en chaîne [7].

SEMENOV en 1958 expose le problème en mettant en relief les principales réactions radicalaires avec leurs caractères cinétiques et thermodynamiques dans « Some Problems Of Chemical Kinetics » [8].

MINKOFF et TIPPER se sont attaqués aux données expérimentales sur les oxydations en phase gazeuse en 1962. [9].

Sous un autre aspect encore A.MONTET donne les méthodes de mesure de la température des flammes [10].

B.LEBOUC exposa les méthodes de mesure des vitesses et de débits [11], mais P.LAFFITE avec J.COMBOURIEN donna les méthodes de mesure de la vitesse fondamentale des flammes [12].

Bien avant, en 1934 G.JOHN présenta les données sur les vitesses fondamentales de propagation des flammes à différentes compositions et dilution en résumant les premières interprétations théoriques sur la propagation de la déflagration [13].

M E EVENS, avait fait en 1952 une synthèse des études qui ont précédé son travail et avait présenté les diverses théories qui furent élaborées pour la détermination de la vitesse fondamentale [14].

J.JEANS complète le travail en traitant un exposé assez complet sur les données relatives aux grandeurs caractéristiques de la théorie cinétique des gaz purs et mélangés dans « Kinetic Theory Of Gases » [15].

Dans la même perspective, en 1958, SEMENOV que certains auteurs appellent « *le père de la combustion* » expose dans son livre « Some Problems Of Chemical Kinetics and Reactivity » les principaux types de réactions élémentaires en mettant en relief leurs caractéristiques cinétiques et thermodynamiques. [16].

Un complément de cette étude se trouve chez SHAPIRO qui en 1959 traita les problèmes se rapportant à l'écoulement du fluide [17].

Dans la même période W.JOST traite les réactions en chaînes des divers combustibles dans « Explosion And Combustion Process In Gases » [18].

En 1962 G.J MINKOFF et F.H.TIPPER présente un exposé sur les données expérimentales des oxydations en phase gazeuse.[19].

Dans le même cadre aussi en 1964 V.Y.SHTERN expose une revue des réactions d'oxydation d'une grande variété d'hydrocarbures.[20].

T.A.WILLIAMS en 1965 donna une étude très complète des théories de la combustion et composa, sur ce sujet, un ouvrage original très intéressant [21].

B.N.KONDRATIEV en 1967 fait le point des connaissances actuelles et présente les phénomènes de combustion dont les différents aspects sont évoqués avec quelques exemples dans « Chemical Kinetics Of Gas Reactions » [22].

C. WOSCHNI en 1972 s'est penché sur un problème très important dans les transferts thermiques. Dans son ouvrage « Universally Applicable Equation For The Instantaneous Heat Transfert Coefficient In the Internal Combustion Engine ». Il montre d'une façon claire l'handicap des formulations présentées par NUSSELT, BRILING, EICHELBERG, P.FAULM et ANNAND, et propose une équation qui peut donner la variation du coefficient de transfert d'une façon plus fiable.[23].

C.L.BORMAN et R.KRIEGER en 1978 étudient la variation de la chaleur perdue en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin. Ils utilisent à cette fin en outre la variation de différents facteurs comme l'énergie interne, la pression, la richesse, la composition des gaz. Les résultats sont comparés à des relevés expérimentaux [24].

B.S.BABKIN et A.V.V'YUN en 1977 en se basant sur des relevés expérimentaux et sur des formules théoriques simples ont donné la variation de la vitesse de combustion en fonction de la température et de la pression pour différents combustibles dans leur publication intitulée « Determination Of Burning Velocity In Constant Volume- bomb »[25].

C.JAMES et HANSEL en 1972 expliquent les perturbations cycliques sur le déroulement de la combustion usant des formules de WILLIAMS et de la variation de la pression en fonction de la vitesse laminaire et de l'intensité de turbulence. Ils illustrent l'exposé avec quelques graphiques expérimentaux [26].

B.SALE en 1958 met à notre disposition les bases théoriques approfondies l'aspect qualitatif et quantitatif de la combustion normale en insistant sur l'influence séparé de quelques facteurs [27].

COLIN.FERGUSON et JAMES .C. KECK, en modélisant la combustion dans un écoulement perpendiculaire puis parallèle aux parois, déterminent les distances d'extinction de la flamme. Pour cela ils utilisent les modèles linéaires de vitesse de flamme en fonction des variations de température et de pression. [28].

La liste des différentes études faites dans le domaine de la combustion demeure encore très longue. Elle témoigne de l'importance de ce domaine dans le milieu scientifique et technique.

PATTERSON et VAN WYLEN (1964), étaient parmi les premiers qui ont introduit les zones brûlés et imbrûlés, la combustion progressive, le transfert de chaleur et la propagation de flamme dans l'étude des moteurs à charge homogène. Ces études ont participé de façon importante dans l'avancement et le développement des simulations thermodynamiques.

Des recherches réalisées par HEYWOOD et al. (1979), ont décrits un des premières simulations, en utilisant des zones multiples pour le processus de combustion. Pour leur formulation, la zone brûlée a été divisée en noyau adiabatique et zone de couche limite, en plus de la zone imbrûlé.

BLUMBERG et al. (1980), ont utilisé le modèle multizones et ont confirmé que l'introduction d'une zone de couche limite, permet une meilleure représentation des pertes de chaleurs au voisinage des parois.

JAMES (1982) a également présenté ses observations sur l'importance du modèle multizones pour prévoir les émissions de NO_x .

RAINE et al. (1995) ont publié des résultats d'une simulation d'un cycle en utilisant des zones multiples. Pour les gaz brûlés, ils ont pu montrer l'importance de ces zones particulièrement pour le calcul des oxydes nitriques. Ce travail n'a pas inclus la zone de couche limite et les écoulements.

D'autres travaux, ont été réalisés sur la même voie, en considérant d'autres paramètres tel que l'écoulement, la turbulence dans le cylindre, les modèles détaillés du transfert thermique et la propagation de la flamme (CHAMIAK et al., 1991, WAHIDUZZMAN et al., 1993).

Des travaux très récents, ont été réalisés par CATON et al. (2000, 2001, 2002, 2003) se basant sur le modèle à trois zones (brûlée, imbrûlée, et couche limite). Les résultats obtenus par cette simulation (pression et température instantanée dans le cylindre) étaient utilisés dans le calcul du taux de NO_x émis par le moteur. Compte tenu de l'influence directe des paramètres de réglage et de fonctionnement d'un moteur sur les résultats des simulations, des études paramétriques ont été publié par le même auteur.

PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DES MOTEURS A 4 TEMPS A **ESSENSE**

1-Généralités :

Le moteur à quatre temps à allumage commandé réalise la transformation de l'énergie chimique d'un combustible en énergie mécanique suivant le schéma suivant :

Un mélange d'air et de combustible en proportions convenables est enflammé dans un cylindre. Celui-ci est obturé à une extrémité par une paroi fixe (culasse) alors que l'autre extrémité est constituée d'un piston mobile permettant d'obtenir un volume variable. Le piston au cours de son déplacement rectiligne transmet l'énergie de pression développée pendant la combustion à un système bielle- manivelle. Ce système limite le déplacement du piston à la course comprise entre deux positions extrêmes, l'une correspondant au volume minimal Point Mort Haut (P.M.H), l'autre au volume maximal Point Mort Bas (P.M.B).

Le rapport entre le volume du cylindre délimité par le fond de la culasse et le piston au P.M.B, et ce même volume lorsque le piston est au P.M.H est généralement désigné par « rapport volumétrique de compression » ou « taux de compression ».

La cylindrée unitaire désigne le volume balayé par le piston durant sa course totale entre le P.M.H et le P.M.B.

Le cycle à quatre temps se reproduit identiquement à lui-même tous les deux tours de l'arbre manivelle. Il comprend les processus suivants (voir fig.1.1):

- 1- Admission du mélange carburé (air + vapeur d'essence) pendant le déplacement du piston entre le P.M.H et le P.M.B. Le cylindre est mis en communication avec le système d'admission du mélange carburé par l'ouverture de soupapes (soupapes d'admission).
- 2- Fermeture de la soupape d'admission et compression du mélange entre le P.M.B et le P.M.H, et inflammation par étincelle électrique avant la fin de compression.
- 3- Combustion et détente des gaz brûlés jusqu'au voisinage du P.M.B.

- 4- Ouverture de la soupape d'échappement et expulsion des gaz brûlés pendant le retour du piston au P.M.H et fermeture de la soupape d'échappement aux environs du P.M.H.

Les soupapes d'admission et d'échappement sont généralement disposés dans la culasse (disposition en tete). Elles sont ouvertes par un système de culbuteurs commandés par un arbre à cames tournant à une vitesse égale à la moitié de celle du vilebrequin.

La fermeture des soupapes est assurée par la détente d'un ressort qui a été comprimé pendant l'ouverture.

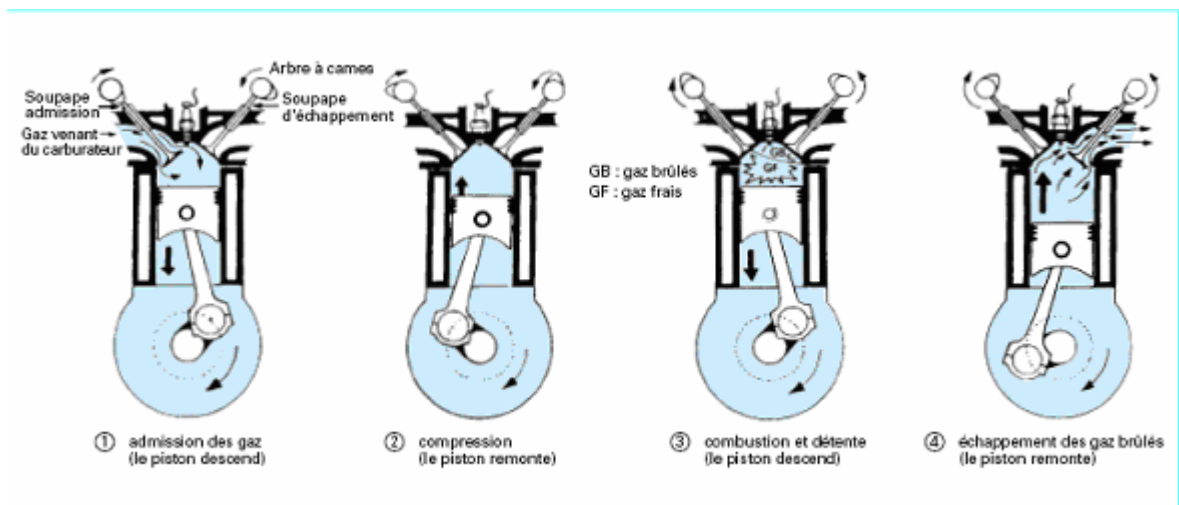


Fig.1.1 : Cycle à 4 temps [1]

Sur les figures (1.2) et (1.3), on voit que l'évolution de la pression durant le cycle réel diffère de celle du cycle théorique (cycle d'Otto) par les points suivants :

- 1- La vitesse de combustion étant limitée, il est nécessaire d'enflammer le mélange carburé avant le P.M.H (avance à l'allumage). La phase de combustion s'étale sur environ soixante degré (60°) de rotation de vilebrequin et se termine après le P.M.H. L'augmentation de la pression résultant de la combustion n'est plus représentée par une droite verticale comme dans le cycle théorique mais par une courbe dont le profil dépend de l'avance à l'allumage, de la vitesse de combustion et des échanges de chaleur avec les parois.
- 2- En raison des échanges de chaleur, les lois de compression et de détente ne sont pas parfaitement adiabatiques.

3- Pour assurer une durée de passage suffisante aux gaz à la section droite des soupapes, on est conduit à la fermeture de l'admission et d'avancer l'ouverture de la soupape d'échappement par rapport au P.M.B. Il en résulte une déformation des courbes de compression et de détente aux environs du P.M.B.

4- L'admission du mélange carburé dans le cas d'un moteur non suralimenté s'effectue à une pression inférieure à la pression atmosphérique, et le refoulement des gaz d'échappement à une pression supérieure. Il existe une aire de distribution correspondant à un travail négatif dont l'importance relative varie avec la pression d'admission et le calage de distribution. La détermination optimale de ce calage résulte d'un compromis entre les performances recherchées. C'est ainsi qu'un retard important de la fermeture de l'admission favorise l'obtention d'un bon remplissage à vitesse de rotation élevée, au détriment du coefficient de remplissage à basse vitesse.

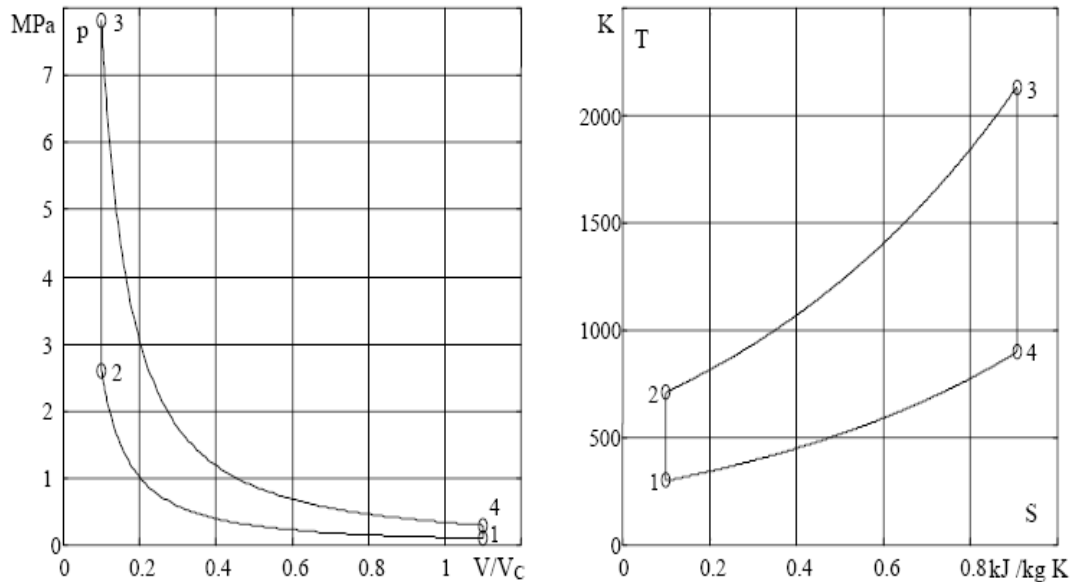


Fig.1.2 : Diagramme d'indicateur du cycle théorique d'OTTO d'un moteur à 4 temps [65]

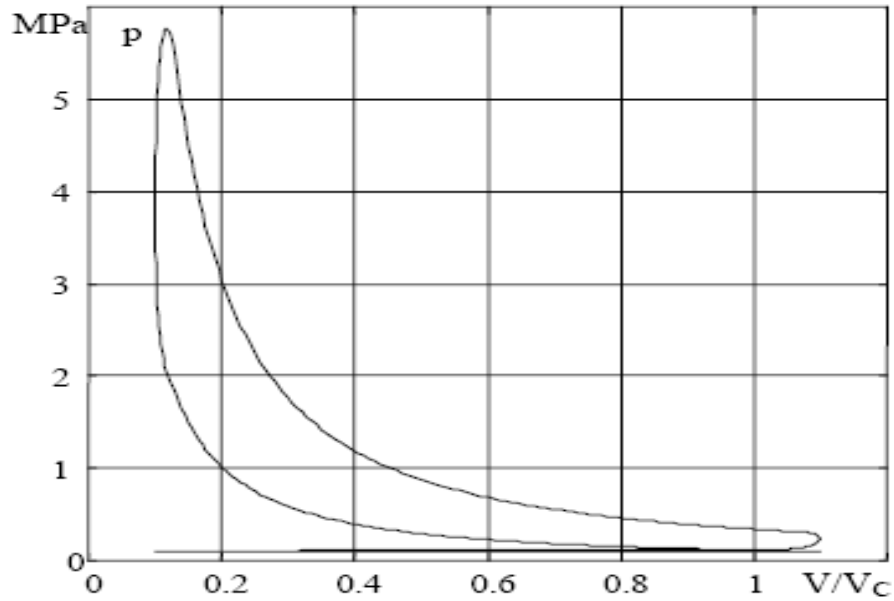


Fig.1.3 : Diagramme d'indicateur du cycle réel d'un moteur à 4 temps [65]

2. Thermodynamique fondamentale :

Le travail effectué sur le piston au cours d'un cycle opératoire ou travail indiqué a pour valeur :

$$W_{ind} = \oint P.dV$$

(1.1)

où P est la pression régnant dans le volume V de l'enceinte que définit dans le cylindre la position du piston.

Le diagramme de Watt (P - V) ou diagramme indicateur, dont la surface mesure le travail indiqué, constitue de ce fait l'outil d'analyse thermodynamique de base du cycle réalisé. Pour le moteur à quatre temps, son diagramme d'indicateur se présente sous l'aspect fig. 1.3, illustrant la séquence remplissage - compression - combustion - détente - échappement du système à quatre temps.

L'examen de la seule phase motrice de ce diagramme conduit à assimiler l'évolution thermodynamique du fluide dans le moteur à combustion interne à un

cycle de transformations subies par une masse m invariable de gaz idéal, conformément au modèle d'Otto.

Ce modèle comporte une compression adiabatique 1-2, suivie d'un réchauffement isochore 2-3, puis d'une détente adiabatique 3-4, le retour à l'état initial ayant lieu par un refroidissement isochore 4-1. La figure 1.2. en illustre les représentations dans les diagrammes pression-volume (P - V) et température-entropie (T - S) .

Le rendement théorique de transformation de la chaleur en travail est défini par l'expression :

$$h_{th} = \frac{\oint P.dV}{Q_I} \quad (1.2)$$

où Q_I représente la chaleur dépensée durant la phase 2-3, tandis que $\oint P.dV$ est le travail utile recueilli. En vertu du principe d'équivalence, on peut encore écrire :

$$\oint P.dV = Q_I - Q_{II}$$

où Q_{II} représente la chaleur évacuée durant la phase 4-1 de retour à l'état initial.

L'expression (1.2) a donc pour équivalent :

$$h_{th} = 1 - \frac{Q_{II}}{Q_I} \quad (1.3)$$

Lors des transformations adiabatiques de compression et de détente du gaz, l'énergie cinétique de celui-ci est négligeable devant les termes de travail mis en jeu. Ces transformations adiabatiques peuvent donc être considérées comme exemptes de dissipations : elles sont donc isentropiques.

Pour la masse m de gaz idéal, l'équation d'état s'écrit :

$$P.V = m.rT$$

où r est la constante massique du gaz considéré, liée aux chaleurs massiques c_p et c_v par la relation :

$$c_p - c_v = r$$

On sait que cette équation d'état entraîne l'indépendance des fonctions énergie interne U et enthalpie H vis-à-vis de la pression et du volume massique (loi de Joule). Dépendant de la seule température, ces fonctions ont donc pour différentielle :

$$dU = m.c_v.dT \quad \text{et} \quad dH = m.c_p.dT$$

Les expressions définissant l'entropie, soit :

$$dS = \frac{dU + P.dV}{T} = \frac{dH - V.dP}{T}$$

se réécrivent dès lors :

$$dS = m.c_v \cdot \frac{dT}{T} + m.r. \cdot \frac{dV}{V} = m.c_p \cdot \frac{dT}{T} - m.r. \cdot \frac{dP}{P} = m.c_v \cdot \frac{dP}{P} + m.c_p \cdot \frac{dV}{V}$$

La transformation isentropique $dS = 0$ donne donc lieu aux relations suivantes utilisant le coefficient de Poisson $\gamma = c_p/c_v$:

$$\frac{dT}{T} = -(\gamma - 1) \cdot \frac{dV}{V} \quad \text{et} \quad \frac{dP}{P} = -\gamma \cdot \frac{dV}{V}$$

Si l'on admet à titre de simplification, que les chaleurs massiques c_p et c_v soient invariables au cours du cycle, le coefficient de Poisson γ est constant, et la relation obtenue pour la compression s'intègre sous l'une des formes :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{(\gamma-1)} \quad \text{et} \quad \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\gamma$$

On obtient de même pour la détente les expressions :

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{(\gamma-1)} \quad \text{et} \quad \frac{P_4}{P_3} = \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^\gamma$$

Le rapport des volumes :

$$e = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_3}$$

est le rapport volumétrique de compression, appelé par abus de langage taux de compression.

Le rendement du cycle de Beau de Rochas se calcule à partir des expressions des effets calorifiques Q_I et Q_{II} :

$$Q_I = m.c_v \cdot (T_3 - T_2) \quad \text{et} \quad Q_{II} = m.c_v \cdot (T_4 - T_1)$$

qui, introduites dans (1.3), donnent la relation :

$$h_{th} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)}$$

Dans cette expression, on peut encore noter que l'on a , en vertu des relations qui précèdent:

$$\frac{T_4}{T_3} = \frac{T_1}{T_2} = \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} = \frac{1}{e^{(g-1)}}$$

Le rendement du cycle de Beau de Rochas s'exprime ainsi sous la forme simple :

$$h_{th} = 1 - \frac{1}{e^{(g-1)}} \quad (1.4)$$

Ce rendement est fonction croissante du seul rapport volumétrique de compression $e = V_1 / V_2$ et est indépendant de la valeur de l'effet calorifique Q_I fourni par la source chaude.

3. Propriétés du fluide moteur et rendement thermodynamique :

L'hypothèse d'invariance des chaleurs massiques et, pour les moteurs à auto-inflammation de carburant injecté, celle d'invariance de la masse présente dans un moteur durant la phase motrice, sont des approximations grossières. En effet, on notera que le pouvoir calorifique PCI d'un carburant hydrocarboné CH_y (avec $1.6 < y < 2.0$) est compris entre 42000 et 44000 kJ/kg, tandis que son pouvoir comburivore m_{a1} est compris entre 14.2 et 14.8 kg air / kg carburant . Il en résulte que le mélange stoechiométrique $(1 + m_{a1})$ kg d'air-carburant a un pouvoir énergétique de l'ordre de 2800 kJ/kg.

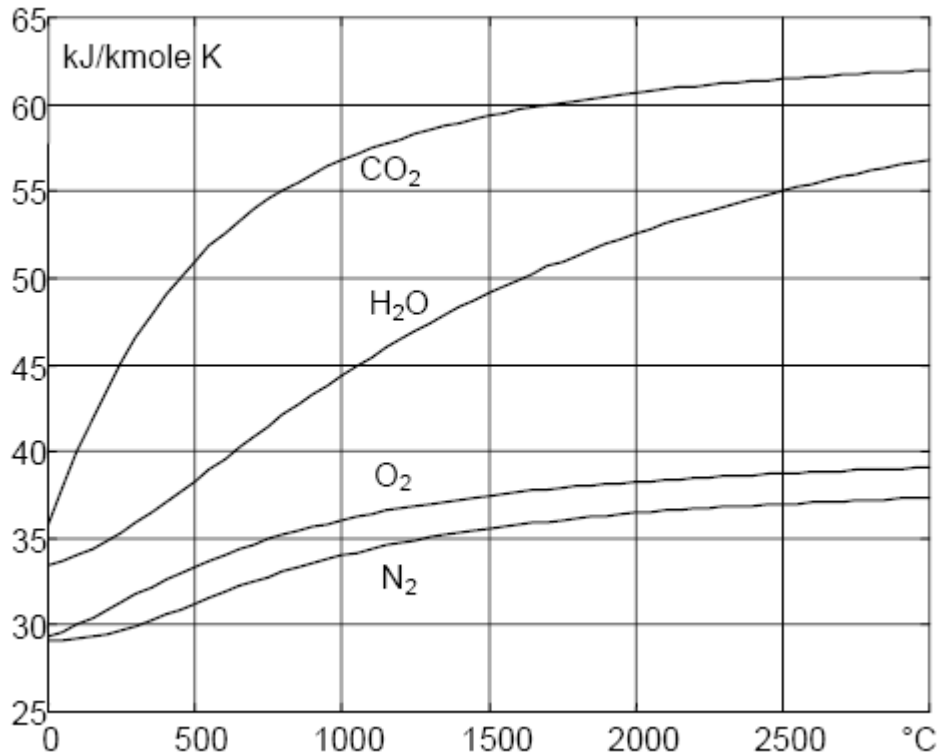


Fig.1.4 : Variation des chaleurs molaires des gaz principaux N₂, O₂, CO₂ et H₂O en fonction de la température [65].

Comme la chaleur massique de ce mélange est voisine de 1 kJ/kgK, la combustion transforme donc le mélange stoechiométrique air-carburant, déjà préchauffé au cours de la compression, en produits dont la température peut avoisiner 3000 K. La modification de la nature chimique du mélange et l'étendue de l'intervalle des températures parcouru impliquent une variation considérable de la chaleur massique de la charge au cours du cycle, ainsi qu'il résulte de l'évolution illustrée fig. 1.4 des chaleurs molaires des gaz principaux N₂, O₂, CO₂ et H₂O qui la constituent.

Il est commode d'utiliser les chaleurs molaires moyennes pour le calcul des énergies internes et des enthalpies sensibles, comptées à partir de 0 °C, conformément aux définitions :

$$C_v|_0^t = \frac{1}{t} \cdot \int_0^t C_v(t) \cdot dt \quad \text{et} \quad C_p|_0^t = \frac{1}{t} \cdot \int_0^t C_p(t) \cdot dt$$

On peut proposer pour les principaux composés gazeux pouvant intervenir dans les moteurs à combustion interne des formules de régression donnant leurs chaleurs molaires moyennes sous pression constante $C_p|_0^t$ auxquelles sont liées à celles sous volume constant $C_v|_0^t$ par la relation $C_p|_0^t - C_v|_0^t = R$, où la constante universelle des gaz idéaux est $R = 8.314 \text{ kJ / kmole K}$. Ainsi, la formule suivante donnant les valeurs en kJ/kmole K est d'un usage commode :

$$C_p|_0^t = A + B \cdot \exp\left(-\frac{C}{t + D}\right)$$

A cette formule correspond le tableau 1.1 [65] des coefficients A,B,C et D.

Composant	Masse molaire	A	B	C	D
N_2	28.016	29.13	9.29	1700	170
O_2	32	29.00	11.10	1380	380
CO_2	44.01	30.64	33.85	800	430
H_2O	18.016	33.14	31.44	2840	600
CO	28.01	29.11	9.45	1600	200
H_2	2.016	29.03	14.17	4400	500
CH_4	16.04	33.6	75.3	1370	330
C_3H_8	44.10	55.2	185	1000	380

Tableau 1.1

A partir de ces valeurs et de celles des fractions molaires des composants de l'air (ou d'un mélange air-carburant), il est aisé de calculer la chaleur massique $c_v|_0^t$ et la constante massique r de la charge gazeuse qui évolue dans le cylindre.

Le quotient du travail développé sur le piston ou travail indiqué W_{ind} , au pouvoir calorifique PCI de la quantité de combustible m_c consommée par cycle est le rendement indiqué η_{ind} que définit la relation :

$$h_{ind} = \frac{W_{ind}}{m_c \cdot PCI} = \frac{\oint P \cdot dV}{m_c \cdot PCI} \quad (1.5)$$

Cette notion inclut toutes les imperfections du cycle ainsi que le rendement η_c de la combustion proprement dite, rapport entre l'effet calorifique réel et sa valeur potentielle :

$$h_c = \frac{Q_l}{m_c \cdot PCI}$$

Enfin, le quotient du travail indiqué W_{ind} à la cylindrée V_c du moteur est la pression moyenne indiquée P_{mi} :

$$P_{mi} = \frac{W_{ind}}{V_c} \quad (1.6)$$

On ne manquera pas de noter que la pression moyenne indiquée est un travail volumique et a pour valeur le produit du rendement indiqué par l'énergie du combustible consommé par cycle rapporté à la cylindrée V_c :

$$P_{mi} = \frac{h_{ind} \cdot m_c \cdot PCI}{V_c} \quad (1.7)$$

Les moteurs à allumage par étincelle présentent habituellement des valeurs de rendement indiqué (aux conditions optimales) de l'ordre de 0.40 pour les moteurs fonctionnant à la stoechiométrie, mais pouvant dépasser 0.45 pour les moteurs stationnaires à gaz fonctionnant en mélange pauvre.

4. Pertes mécaniques et rendement effectif :

La transmission à l'arbre moteur du travail développé sur la face du piston ne s'effectue pas sans pertes dans la chaîne cinématique principale ni sans consommation par les auxiliaires et accessoires indispensables au fonctionnement mécanique du

moteur. Le travail effectif W_e disponible à l'accouplement est donc la différence entre le travail indiqué W_{ind} et l'ensemble de ces dissipations mécaniques W_{fm} :

$$W_e = W_{ind} - W_{fm} \quad (1.8)$$

Le quotient du travail effectif au travail indiqué porte le nom de rendement mécanique η_{mec} , conformément à la définition :

$$h_{mec} = \frac{W_e}{W_{ind}} \quad (1.9)$$

De même que l'on a défini le rendement indiqué par (1.5), on peut définir le rendement effectif, quotient du travail effectif au pouvoir calorifique PCI de la quantité de combustible m_c consommée par cycle :

$$h_{mec} = \frac{W_e}{m_c \cdot PCI} \quad (1.10)$$

L'identification du produit des relations (1.6) et (1.10) à la relation (1.8) conduit évidemment à l'expression du rendement effectif comme produit des rendements indiqué et mécanique :

$$h_e = h_{ind} \cdot h_{mec} \quad (1.11)$$

Par extension de la notion de pression moyenne indiquée, le travail effectif et les dissipations mécaniques peuvent être rapportées à la cylindrée V_c du moteur, ce qui définit respectivement la pression moyenne effective P_{me} et la pression moyenne équivalente aux frottements P_{mf} :

$$P_{me} = \frac{W_e}{V_c} \quad (1.12)$$

$$P_{mf} = \frac{W_{mf}}{V_c} \quad (1.13)$$

Les expressions (1.12),(1.13) et (1.7) entraînent la relation suivante équivalente à celle (1.12) :

$$P_{me} = P_{mi} - P_{mf} \quad (1.14)$$

De même, il vient pour le rendement mécanique défini par (1.10) :

$$h_{mec} = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = 1 - \frac{P_{mf}}{P_{mi}} \quad (1.15)$$

Richesse. Excès d'air :

Le rapport air carburant ou son inverse carburant/air (sur une base massique) servent à caractériser le mélange.

La notion de richesse (Equivalence Air/Fuel Ratio) répond à la définition suivante :

$$f = \frac{\left(\frac{\text{masse de combustible}}{\text{masse d'air}} \right)_{\text{réel}}}{\left(\frac{\text{masse de combustible}}{\text{masse d'air}} \right)_{\text{stoech}}} \quad (1.16)$$

Ainsi on aura :

$f = 1$: mélange stoechiométrique

$f < 1$: mélange avec excès d'air ou mélange pauvre

$f > 1$: mélange avec excès de combustible ou mélange riche qui donnera nécessairement lieu à une combustion incomplète.

Le coefficient excès d'air est l'inverse de la richesse $I = 1/f$. Il est utilisé pour des conditions où l'air est réellement en excès.

Etude de l'impact des oxydes d'azote

1 La pollution et l'automobile :

Aujourd'hui l'automobile est le moyen de transport le plus utilisé dans le monde. Les véhicules automobiles, équipés de moteur à combustion interne, à allumage commandé ou par compression, permettent au plus grand nombre de se déplacer avec une fiabilité et un coût raisonnable.

Mais, ce type de système de propulsion a un impact négatif sur l'environnement de notre planète. Grâce à la prise de conscience de la population et de nos dirigeants concernant les problèmes de pollution, leur impact sur les écosystèmes et notre santé, des mesures ont été prises afin de diminuer les émissions polluantes des moteurs à combustion interne. Cette diminution des émissions polluantes passe aujourd'hui par un traitement, soit à la source, soit par des dispositifs de post-traitement et une réduction de la consommation des véhicules. Cette réduction de la consommation passe nécessairement par le développement de nouveaux concepts de motorisation.

1. Les effets des oxydes d'azotes sur l'homme :

Ces substances possèdent deux types de toxicité, une à l'état liquide et concentré, l'autre à l'état de polluants gazeux.

1.1 Liquides :

Ce type de risque est surtout retrouvé dans l'industrie dans la production d'acide ou dans les laboratoires où ce gaz est utilisé grâce à des bouteilles sous pression. Le contact avec la peau ou les yeux peut entraîner de graves brûlures, notamment au niveau de la cornée.

Pendant comme ce liquide est volatil à 21,2°C à la pression atmosphérique, les risques présentés par cette substance sont plutôt des risques dus à l'inhalation.

1.2 Gaz :

1.2.1. Exposition professionnelle :

En France, la limite d'exposition journalière admise pour le « peroxyde », le dimère NO_2 , N_2O_4 , est de 3 ppm (soit 6 mg.m^{-3}) et la limite d'exposition admise pour le monoxyde d'azote, NO , est de 25 ppm (soit 30 mg.m^{-3}).

Une exposition, d'une durée supérieure à 15 min, à des concentrations supérieures à 5 ppm de N_2O_4 (9 mg.m^{-3}) est reconnue comme responsable d'irritations intolérables ou des modifications irréversibles des tissus pulmonaires. C'est la concentration maximale admissible dans une enceinte où la durée d'exposition est de 8h par jour, 5 jours par semaine.

L'effet le plus caractéristique de ce gaz est le décès résultant d'un œdème aiguë tardif du poumon.

Aux faibles concentrations ces polluants semblent aussi être à l'origine de somnolences, de vertiges, de vomissements. Des concentrations plus importantes entraînent dans l'immédiat une détresse respiratoire aiguë accompagnée d'une toux incessante suivie rapidement d'une **cyanose** (tissu bleus), quelquefois de convulsions et d'insuffisance circulatoire nécessitant d'urgence une assistance respiratoire.

1.2.2 Exposition quotidienne aux polluants atmosphériques :

Les données épidémiologiques sont peu nombreuses. Le nombre d'hospitalisations, pour des crises d'asthme graves, augmente lors des pics de pollutions dans les villes. Cependant ces personnes hospitalisées ont des antécédents de difficultés respiratoires, ce sont des personnes âgées, des enfants en bas ages.

Le monoxyde d'azote est alors responsable d'une **hypoxémie**¹ qui entraîne une accélération du rythme cardiaque et du rythme respiratoire qui peut alors être trop importante et dangereuse.

2. Les effets des oxydes d'azotes sur l'environnement :

2.1 Les pluies acides :

La pluie est par nature légèrement acide, son pH est en général proche de 5,5, cependant le pH des pluies acides est nettement plus faible, de 4 à 4,5. Les pluies acides sont dues au SO_2 et au NO_2 rejetés dans l'atmosphère. Ceux-ci sont respectivement oxydés par l'air en acide sulfurique H_2SO_4 et en acide nitrique HNO_3 .

Ces pluies sont des dépôts acides . Ce dépôt peut être soit **sec** ou **humide**. Il est sec lorsque le dépôt se fait à une courte distance de la source de pollution car les polluants restent en phase gazeuse dans l'air. Le dépôt est **humide** loin de la source de pollution car les NO_x et le SO_2 sont solubilisés dans l'eau atmosphérique, les nuages et la pluie.

Toutes les régions ne sont pas atteintes dans les mêmes proportions, en effet les pays où soufflent des vents dominants sont relativement épargnés.

Le calcaire et le grès, ainsi que les structures métalliques paraissent être les plus vulnérables. Les monuments anciens semblent être les plus touchés mais certaines constructions modernes n'échappent pas aux pluies acides.

2.2 La pollution photochimique :

Comme nous l'avons vu plus haut, les oxydes d'azote, en présence des U.V., réagissent avec l'oxygène de l'air et forment de l'ozone. Celui-ci est nécessaire au niveau stratosphérique afin de filtrer les U.V. mais au niveau atmosphérique, ce gaz est responsable de nombreuses dégradations. Les oxydes d'azotes sont en fait responsables de la production d'ozone dans l'atmosphère et de la destruction de l'ozone dans la stratosphère.

¹L'hypoxie caractérise le manque d'oxygène au niveau d'un organe, le cerveau meure s'il n'est pas alimenté en oxygène, donc s'il est en hypoxie.

A - Modèles de simulation mathématique des moteurs à allumage commandé

1-Introduction :

L'objectif principal de ce chapitre est de présenter une description générale des modèles mathématiques de simulation utilisés lors de l'analyse de l'écoulement et de la combustion dans un moteur à allumage commandé. En général ces modèles de simulation peuvent être divisés en 2 grandes catégories :

- Les modèles de simulation thermodynamiques ;
- Les modèles de simulation dimensionnels.

Le premier type de modèles de simulation thermodynamique est à son tour se décompose en 2 sous groupes :

- Modèles de simulation thermodynamiques à une zone (Single zone) ;
- Modèles de simulation thermodynamiques multizone (multizone models).

Le deuxième type de modèles dimensionnels peut être divisé à son tour en 2 sous groupes :

- Modèles de simulation monodimensionnels ;
- Modèles de simulation multidimensionnels.

Dans les modèles de simulation thermodynamiques à une zone (single zone) on admet que la composition ainsi que la pression et la température des gaz dans la chambre de combustion est uniforme, et l'énergie chimique est évaluée (par une analyse prédictive) ou bien calculée à partir de la pression mesurée (heat release analysis). Dans les modèles de simulation thermodynamiques multizone le mélange moteur contenu dans la chambre de combustion est décomposé en 2 ou 3 régions : les gaz frais, les gaz brûlés et des frontières thermiques (boundary layer).

2-Modèle de simulation à une zone :

Dans le modèle mathématique à une zone la pression, la température, ainsi que la composition des gaz dans le cylindre sont supposés uniformes. Ces modèles définissent l'état du gaz dans le cylindre en terme de propriétés moyennes, sans faire de distinction entre les Gaz frais et les Gaz brûlés. De plus la charge dans le cylindre est supposée homogène.

Le premier principe de la thermodynamique appliqué à un système ouvert (masse variable) s'écrit sous la forme suivante :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d(mu)}{dq} = -P \cdot \frac{dV}{dq} - \frac{dQ}{dq} + \sum_i m_i \cdot h_i \\ \text{où} \\ u = u_0 + \int_{T_0}^T C_v \cdot dT \end{array} \right.$$

Où :

P : la pression cylindre ;

T : Température des gaz dans le cylindre ;

M : Masse de la charge

U : Energie interne ;

C_v : La chaleur massique des gaz à volume constant;

V : volume de la chambre de combustion ;

3-Modèle de simulation 0D de la combustion À 1 zone

(Instructional and Complete version)

Proposé par JERALD A.CATON [38]

3-1 Description générale du modèle :

Pour les 2 types de versions, on admet les hypothèses suivantes :

- Le système thermodynamique considéré est constitué des gaz contenus dans le cylindre dont la distribution spatiale est supposée homogène ;
- Tous les gaz sont assimilés à des gaz parfaits ;
- Le taux des masses entrants et sortants du cylindre (au cours de l'admission et d'échappement) est déterminé en supposant que l'écoulement à travers les soupapes est unidimensionnel et quasi - stationnaire ;
- Les tubulures d'admission et d'échappement sont assimilées à des conduites infinies contenant chacune des gaz à pression et température constantes.
- Le carburant est totalement évaporé et forme avec l'air un mélange homogène,
- La combustion est supposée complète (pas d'imbrûlés) ;
- On néglige le blowby ;

Pour la version complète de ce modèle, on suppose que :

- La composition des gaz contenus dans le cylindre est déterminée à partir des algorithmes bien précis et pour des températures allant jusqu'à 1000K, par contre

des schémas d'équilibre chimique sont utilisés afin de déterminer la concentration des produits de combustion.

- Le cylindre est occupé par un fluide moteur dont les chaleurs massiques à pression constante et à volume constant, ainsi que la constante gazeuse sont supposées constants et indépendants de la température.

2 **3-2- Formulation thermodynamique de la version complète : [38]**

La figure.1.5, schématise le cylindre moteur sur lequel sont représentés les pertes aux parois (dQ), le travail échangé entre le système thermodynamique considéré (le volume de contrôle représenté par la surface hachurée) et le piston (dW), l'échange de masse à travers les 2 soupapes (admission et échappement). La chambre de combustion est assimilée à une surface cylindrique.

La variation temporelle de température moyenne des gaz en fonction des différents paramètres du moteur et des conditions opérationnelles est déterminée à partir de l'équation du premier principe de la thermodynamique, qui peut s'écrire pour le volume de contrôle (assimilé à une zone) comme suit :

$$\frac{dE}{dt} = \frac{dQ_{tot}}{dt} - \frac{dW}{dt} + h_{in} \cdot \frac{dm_{in}}{dt} - h_{out} \cdot \frac{dm_{out}}{dt} \quad (1.17)$$

Avec :

E = Energie totale du système = Energie cinétique + Energie potentielle + Energie interne ;

Q_{tot} = Chaleur totale apportée au système ;

W = Travail produit par le système ;

$\frac{dm}{dt}$ = débit massique entrant (into) ou sortant (out) du système ;

h = Enthalpie spécifique des gaz entrants ou sortants du système ;

t = temps.

On néglige l'énergie cinétique et potentielle du système, on a donc :

$$\frac{d(mu)}{dt} = \frac{dQ_{tot}}{dt} - P \cdot \frac{dV}{dt} + h_{in} \cdot \frac{dm_{in}}{dt} - h_{out} \cdot \frac{dm_{out}}{dt} \quad (1.18)$$

Avec :

m = masse du système

P = pression cylindre ;

$\frac{dV}{dt}$ = Variation temporelle de volume ;

L'équation (1.18) peut s'écrire aussi sous une autre forme :

$$m \cdot \frac{du}{dt} + u \cdot \frac{dm}{dt} = \frac{dQ_{tot}}{dt} - P \cdot \frac{dV}{dt} + h_{in} \cdot \frac{dm_{in}}{dt} - h_{out} \cdot \frac{dm_{out}}{dt} \quad (1.19)$$

De plus, l'équation de conservation de la masse est vérifiée pour chaque angle de rotation du vilebrequin :

$$dm = dm_{in} - dm_{out}$$

(1.19a)

En général les propriétés thermodynamiques du système (u, R, \dots) sont fonction de la température T , de la pression P et de la richesse f (composition) du système :

$$u = u(T, P, f)$$

Donc on peut écrire :

$$\frac{du}{dt} = \frac{\partial u}{\partial T} \cdot \frac{dT}{dt} + \frac{\partial u}{\partial P} \cdot \frac{dP}{dt} + \frac{\partial u}{\partial f} \cdot \frac{df}{dt} \quad (1.20)$$

Où f = la richesse du mélange (dans cette étude pour des fluides moteur de pré-mélange (cas du moteur à essence), le taux de variation temporelle de la richesse est nul).

Afin d'exprimer le taux temporel de variation de température $\left(\frac{dT}{dt}\right)$ indépendamment de la pression P, on calcule $\left(\frac{dP}{dt}\right)$ à partir de l'équation des gaz parfaits :

$$P.V = m.R.T$$

Donc :

$$\frac{dP}{dt} = \frac{\left(m.R.\frac{dT}{dt} + m.T.\frac{dR}{dt} + R.T.\frac{dm}{dt} - P.\frac{dV}{dt} \right)}{V}$$

(1.21)

Et puisque : $R = R(T, P, f)$, alors on peut écrire :

$$\frac{dR}{dt} = \frac{\partial R}{\partial T} \cdot \frac{dT}{dt} + \frac{\partial R}{\partial P} \cdot \frac{dP}{dt} + \frac{\partial R}{\partial f} \cdot \frac{df}{dt}$$

(1.22)

Par combinaison des équations (1.19) jusqu'à (1.22), on obtient la formule suivante :

$$\frac{dT}{dt} = \frac{G.(1 + P_1)}{m.C_v.(1 + P_2)}$$

(1.23)

Où :

$$G = \left(\frac{dQ_{tot}}{dt} - P \cdot \frac{dV}{dt} + h_{in} \cdot \frac{dm_{in}}{dt} - h_{out} \cdot \frac{dm_{out}}{dt} - u \cdot \frac{dm}{dt} \right) \quad (1.24)$$

$$P_1 = \frac{a_1}{G} \quad \text{et} \quad P_2 = \frac{a_2}{G} \quad (1.25)$$

$$a_1 = m \cdot \left[\frac{\partial u}{\partial f} \cdot \frac{df}{dt} + \frac{\left(\frac{\partial u}{\partial P} \right)}{b \cdot V} \cdot \left(-m \cdot T \cdot \frac{\partial R}{\partial f} \cdot \frac{df}{dt} - R \cdot T \cdot \frac{dm}{dt} + P \cdot \frac{dV}{dt} \right) \right] \quad (1.26)$$

$$a_2 = \frac{\left(\frac{\partial u}{\partial P} \right)}{b} \cdot P \cdot \left(\frac{1}{T} + \frac{1}{R} \cdot \frac{\partial R}{\partial T} \right) \quad (1.27)$$

$$b = \left(1 - \frac{P}{R} \cdot \frac{\partial R}{\partial P} \right) \quad (1.28)$$

Où le terme :

$$\frac{\partial u}{\partial T} = C_v = \text{Chaleur massique du fluide moteur à volume constant.}$$

3-3- Formulation thermodynamique de la version Instructional : [38]

Pour ce type de formulation, la composition et les propriétés thermodynamiques sont constantes (indépendantes de la température, de la pression et de la richesse). Pour ce cas, l'équation différentielle (1.23) se réduit à :

$$\frac{dT}{dt} = \frac{G}{m.C_v} = \frac{1}{m.C_v} \left\{ \frac{dQ_{tot}}{dt} - P \cdot \frac{dV}{dt} + \frac{dm_{in}}{dt} \cdot C_p \cdot T_{in} - \frac{dm_{out}}{dt} \cdot C_p \cdot T_{out} - u \cdot \frac{dm}{dt} \right\}$$

(1.29)

Une autre équation différentielle pour le cas des propriétés constantes est obtenue pour ce type de formulation en utilisant l'équation (1.21) ainsi que les relations entre g, C_p, C_v, R . On obtient alors l'équation suivante pour la pression :

$$\frac{dP}{dt} = \frac{(g-1)}{V} \left\{ \frac{dQ_{tot}}{dt} - \left(\frac{g}{g-1} \right) P \cdot \frac{dV}{dt} + \frac{dm_{in}}{dt} \cdot C_p \cdot T_{in} - \frac{dm_{out}}{dt} \cdot C_p \cdot T_{out} \right\} \quad (1.30)$$

3-4 Remarque :

Pour les équations (1.29) et (1.30), les valeurs moyennes de g, C_p, C_v, R doivent être considérées.

2.1 **3-5- Chaleur totale apportée au cours de la combustion (total heat input) :**

La forme du taux de chaleur apportée au fluide moteur au cours de la combustion diffère pour les 2 formulations :

$$\text{Complet model : } \frac{dQ_{tot}}{dt} = \frac{dQ_{heat}}{dt} \quad (1.31)$$

$$\text{Instructional model : } \frac{dQ_{tot}}{dt} = \frac{dQ_{app}}{dt} + \frac{dQ_{heat}}{dt}$$

Où :

$\frac{dQ_{app}}{dt}$ est le taux de chaleur apportée par la combustion

$\frac{dQ_{heat}}{dt}$ est le taux des pertes aux parois

Le taux de chaleur apporté au cours de la combustion est exprimé par la relation suivante :

$$\frac{dQ_{app}}{dt} = \frac{Pci \cdot m}{(1 + AF)} \cdot \frac{dx_b}{dt} \quad (1.32)$$

Où :

Pci est le pouvoir calorifique inférieur du carburant (Lower heating value of the fuel) ;

m est la masse totale du gaz ;

AF est le rapport massique m_{air}/m_{fuel} ;

$\frac{dx_b}{dt}$ est le taux de variation de la fraction massique brûlée.

Il faut noter que la masse du fuel est incluse dans l'équation (1.32) par le biais des paramètres suivants :

$$(m_f)_{tot} = \frac{m}{(1 + AF)} \quad (1.33)$$

3-6- Fraction massique brûlée :

Pour cette étude, la fraction massique brûlée du carburant est exprimée par la loi de Wiebe [63] :

$$x_b = \frac{m_{f,b}}{m_{f,t}} = 1 - \exp \left\{ -a \cdot \left(\frac{q - q_0}{q_b} \right)^{m+1} \right\} \quad (1.34)$$

Où :

q, q_0, q_b sont respectivement angle vilebrequin instantané, angle vilebrequin correspondant au début de combustion et durée angulaire de combustion.

Les paramètres « a » et « m » figurants dans cette loi sont choisis en fonction des essais expérimentaux, pour cette étude :

$$a = 5.0 \text{ et } m = 2.2 . \quad (1.35)$$

Ces valeurs sont recommandés par Heywood [60]. Tandis que le début de combustion q_0 et la durée totale de ce processus q_b doivent être spécifiés.

3-7- Pertes aux parois : (Cylinder heat transfer)

Le transfert de chaleur parois cylindre - gaz est déterminé par l'équation suivante :

$$\frac{dQ_{heat}}{dt} = h_c . A(q) . (T_p - T) \quad (1.36)$$

Où :

h_c est le coefficient de transfert de chaleur par convection ;

$A(q)$ est la surface instantanée totale de transfert de chaleur.

T_p Température moyenne des parois.

T Température moyenne instantanée du gaz.

Un certain nombre de corrélations sont proposées dans la littérature pour le calcul du coefficient instantané de transfert de chaleur par convection (h_c). Pour cette étude la formule de **Woschni** [23] a été choisie pour le calcul de h_c .

Pour compléter l'expression des pertes aux parois (équation 1.36), la surface totale de transfert de chaleur (qui varie en fonction de l'angle vilebrequin q) par convection est la somme de 3 surfaces : surface du piston, surface latérale du cylindre et celle de la culasse.

$$A(q) = \frac{2 \cdot p \cdot B^2}{4} + \frac{4 \cdot V_{cyl}}{B} + p \cdot B \cdot (l + R - s(q)) \quad (1.37)$$

Où :

B = Alésage ;

V_{cyl} = Volume mort ;

L = longueur de bielle et R = rayon de manivelle ;

s(q) = La course instantanée du piston, elle est donnée par :

$$s(q) = R \cdot \cos q + \left(l^2 - R^2 \cdot \sin^2 q \right)^{\frac{1}{2}} \quad (1.38)$$

Le volume instantané du cylindre est donné par l'expression suivante :

$$V(q) = V_{cyl} + \frac{p \cdot B^2}{4} \cdot (l + R - s(q)) \quad (1.39)$$

La variation de ce volume par rapport à l'angle vilebrequin est donc :

$$\frac{dV(q)}{dq} = \frac{p \cdot B^2}{4} \cdot R \cdot \sin q \cdot \left[1 + \frac{\cos q}{\left(\left(\frac{l}{R} \right)^2 - \sin^2 q \right)^{\frac{1}{2}}} \right] \quad (1.40)$$

3-8- Débits massiques entrants et sortants du système :

Les débits massiques entrants et sortants du cylindre au cours des processus d'admission et d'échappement sont déterminés à partir des hypothèses suivantes :

- L'écoulement des gaz à travers les soupapes est quasi-stationnaire ;
- L'écoulement est unidimensionnel ;
- L'écoulement est réversible et adiabatique ;
- Le gaz est supposé incompressible ($r = Cte$) ;

- Le coefficient de débit est supposé constant (en réalité ce coefficient dépend du rapport $\frac{h_s}{d_s}$).

Cependant l'écoulement réel n'obéit pas aux hypothèses décrites précédemment, ces considérations sont corrigées par l'introduction d'un coefficient empirique de débit défini par :

$$C_D = \frac{\text{Taux réel de masse}}{\text{Taux idéal de masse}} = \frac{\text{actual mass}}{\text{ideal mass}} \quad (1.41)$$

Ce coefficient dépend de la géométrie d'écoulement, du nombre de Reynolds et du nombre de Mach, ainsi que des propriétés du gaz [60]. Pour cette étude et pour des raisons de simplification, l'auteur a choisi : $C_D = 0.7$ [60].

Le taux d'écoulement est déterminé par les formules suivantes. L'écoulement peut être **subsonique** ou **sonique**.

3-9- Cas subsonique :

Le débit massique est donné par l'expression suivante :

$$\frac{dm}{dt} = A_t \cdot P_u \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_u} \cdot \left(\frac{P_t}{P_u}\right)^{\frac{2}{g}} \cdot \frac{g}{(g-1)} \left[1 - \left(\frac{P_t}{P_u}\right)^{\frac{(g-1)}{g}}\right]}$$

Où :

A_t : La surface réelle offerte au gaz ;

P_u : La pression des gaz en aval ;

T_u : La température des gaz en aval ;

P_t : La pression des gaz en amont.

D'un autre côté, l'écoulement est sonique (critique) si la pression amont est suffisamment supérieure ou égale à la pression aval :

$$\frac{P_u}{P_t} \geq \left(\frac{g + 1}{2} \right)^{\frac{g}{g-1}} \quad (1.42)$$

Si l'écoulement est sonique, le débit massique est donné par :

$$\frac{dm}{dt} = A_t \cdot P_u \cdot \sqrt{\frac{g}{R.T_u} \cdot \left(\frac{2}{g+1} \right)^{\frac{(g+1)}{(g-1)}}}$$

(1.43)

La surface A_t est donnée par :

$$A_t = C_D \cdot p \cdot D_v \cdot L(q) \quad (1.44)$$

Où :

D_v : diamètre de soupape ;

$L(q)$: La levée instantanée de soupape.

Dans cette étude, la levée instantanée de la soupape $L(q)$ est exprimée en fonction de la levée maximale L_{\max} par une loi sinusoïdale proposée par Sherman et Blumberg [64].

$$L(q) = L_{\max} \cdot \sin \left\{ p \cdot \frac{(q - q_{vo})}{q_{dur}} \right\} \quad (1.45)$$

Où :

L_{\max} : La levée maximale de la soupape ;

q_{vo} : Angle d'avance à l'ouverture de la soupape ;

q_{dur} : Durée d'ouverture de la soupape.

3-10 - Sous modèle de conservation de masse :

En plus de l'équation d'énergie décrite précédemment, l'équation de conservation de la masse doit être vérifiée au cours de la simulation. Le taux instantané d'échange de la masse contenue dans le cylindre est égal à la différence entre le taux des masses entrants et sortants du cylindre (équation (1.19a)).

3-11- Procédure Numérique :

La solution numérique de l'équation différentielle pour la température (équation (1.23) et (1.29)) est obtenue de la façon suivante :

La méthode numérique utilisée pour la résolution de l'équation différentielle utilise l'angle vilebrequin q au lieu du temps t . On suppose de plus que la vitesse angulaire du moteur est constante, ce qui implique que l'angle vilebrequin est proportionnel au temps ($q = w.t$).

La température instantanée des gaz dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin (ou temps) est obtenue par intégration numérique de l'équation différentielle (éq. (1.23) et éq. (1.29)). Pour chaque pas de temps tous les paramètres sont recalculés. La méthode numérique choisie est celle d'Euler avec correcteur prédicteur (a predictor-correcteur adjustment) :

$$T_{q+\Delta q}^{est} = T_q + \left(\frac{dT}{dq} \right)_q \cdot \Delta q \quad (1.46)$$

où :

$T_{q+\Delta q}^{est}$ Est la nouvelle température estimée utilisant $\left(\frac{dT}{dq} \right)_q$.

Δq : Le pas.

Cette température estimée est utilisée ensuite pour déterminer tous les autres paramètres (la pression, le taux d'écoulement, les volumes et les surfaces, etc...),

ensuite en recalcule le terme $\left(\frac{dT}{dq}\right)_{q+\Delta q}$. La valeur finale de $\left(\frac{dT}{dq}\right)_{q+\Delta q}^{avg}$ est déterminée par la moyenne suivante :

$$\left(\frac{dT}{dq}\right)_{q+\Delta q}^{avg} = \frac{\left(\frac{dT}{dq}\right)_q + \left(\frac{dT}{dq}\right)_{q+\Delta q}}{2} \quad (1.47)$$

Ce gradient de température moyen $\left(\frac{dT}{dq}\right)_{q+\Delta q}^{avg}$ est utilisé pour déterminer la température à la fin du pas de calcul.

$$T_{q+\Delta q} = T_q + \left(\frac{dT}{dq}\right)_{q+\Delta q}^{avg} \cdot \Delta q \quad (1.48)$$

Une fois la température du cylindre calculée pour chaque pas, la pression cylindre correspondante est déterminée à partir de l'équation des gaz parfaits.

3-12- Conditions initiales et aux limites :

Pour compléter cet algorithme, les conditions aux limites pour les gaz admis (température et pression à l'admission) et aussi pour les gaz d'échappement (pression à l'échappement) doivent être connus (données). Pour commencer le calcul du cycle moteur, les valeurs initiales des gaz résiduels ainsi que la température et la pression initiale des gaz dans le cylindre sont connues. Après 720° de rotation du vilebrequin, les valeurs finales de ces 3 paramètres sont comparées avec les valeurs initiales. Si les valeurs finales et initiales ne coïncident pas, on refait le calcul ci-dessus du cycle en utilisant les valeurs finales comme paramètres initiaux. On répète cette procédure jusqu'à l'obtention d'une convergence (après environ 3 cycles complets).

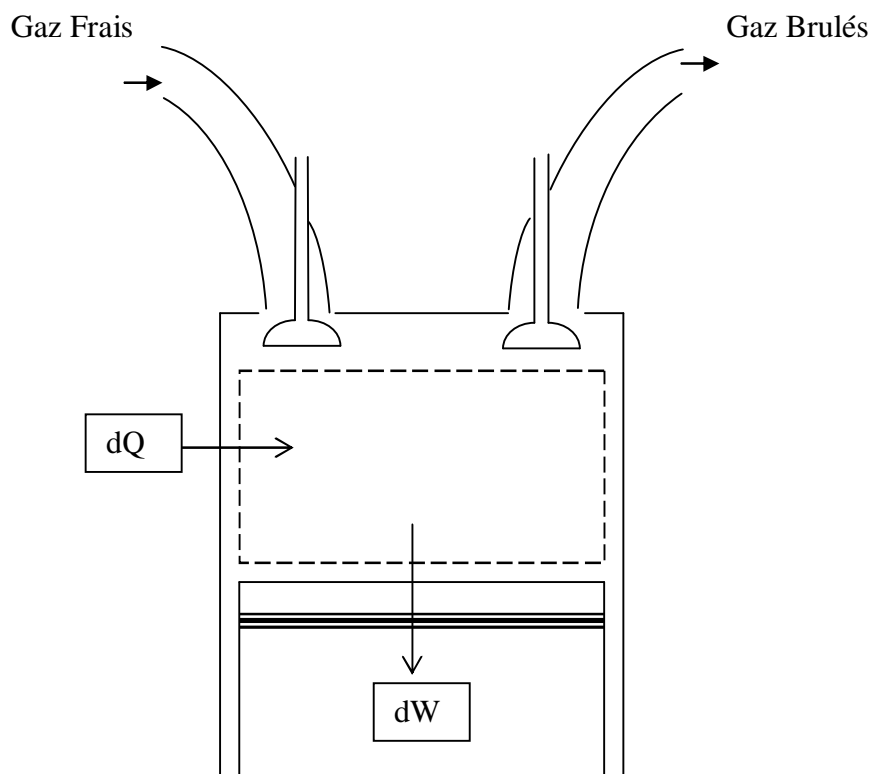


Fig.1.5 : Schéma de la modélisation de la Combustion à 1 zone

B - Modèle mathématique de simulation 0D de la combustion à 2 zones

1- Introduction :

Le modèle 0D de simulation à 2 zones (gaz frais et gaz brûlés) basé sur les travaux de Ferguson [61] est développé ici afin de prédire la pression cylindre, la température des gaz frais et celle des gaz brûlés, travail échangé entre le gaz et le piston, les pertes aux parois, enthalpie des gaz brûlés, taux de masse entrant et sortant du cylindre, etc....

Ce modèle est basé sur l'utilisation du premier principe de la thermodynamique dans lequel une formulation empirique qui relie le taux du fuel brûlé et l'angle vilebrequin a été développée. Le modèle de combustion à 2 zones suppose qu'à chaque moment de combustion, le volume du cylindre est divisé en 2 zones (Gaz frais et Gaz brûlés) séparés par une surface de discontinuité (le front de flamme). Chacune des zones est assimilée à un système thermodynamique en équilibre et les deux régions ont la même pression instantanée.

La chambre de combustion est traitée comme un volume de contrôle (voir Fig.1.6).

Les équations de base gouvernant les différents processus qui prennent place dans le cylindre sont : Equation de conservation d'énergie, conservation de masse et l'équation d'état. Dans ces trois équations l'angle vilebrequin représente la variable indépendante.

2- Equations du bilan de masse et d'énergie :

Pour le volume de contrôle (surface hachurée) contenant le mélange air-carburant (système thermodynamique ouvert), le taux de changement de la masse totale du système est égal à la somme des masses entrantes et sortantes de ce système.

$$\frac{dm}{dt} = \sum_j \frac{dm_j}{dt} \quad (1.49)$$

Appliquant ensuite l'équation du premier principe de la thermodynamique à la chambre de combustion assimilée à un système ouvert :

$$\frac{dE}{dt} = \frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} + \sum_j \frac{dm_j}{dt} \cdot h_j \quad (1.50)$$

3 OÙ E= Energie totale du système = Energie interne + énergie cinétique + énergie potentielle

Exprimant maintenant les équations de bilan de masse et d'énergie en fonction de l'angle vilebrequin, on peut alors écrire :

$$\frac{dm}{dq} = \sum_j \frac{dm_j}{dq} \quad (1.51)$$

$$\frac{d(m.u)}{dq} = \frac{dQ}{dq} - p \cdot \frac{dV}{dq} + \sum_j \frac{dm_j}{dq} \cdot h_j \quad (1.52)$$

3- Propriétés thermiques :

Dans ce modèle de simulation 0D à 2 zones (gaz frais et gaz brûlés), chaque zone est traitée séparément comme un système thermodynamique ouvert.

L'énergie interne spécifique et le volume massique peuvent s'écrire comme suit [61]:

$$\left\{ \begin{array}{l} u = \frac{U}{m} = x.u_b + (1-x).u_u \\ v = \frac{V}{m} = x.v_b + (1-x).v_u \end{array} \right. \quad (1.53)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} u = \frac{U}{m} = x.u_b + (1-x).u_u \\ v = \frac{V}{m} = x.v_b + (1-x).v_u \end{array} \right. \quad (1.54)$$

En supposant que la pression dans les 2 zones (gaz frais et gaz brûlés) est la même et que: $v_b = v_b(T_b, P)$ et $v_u = v_u(T_u, P)$, alors on peut écrire :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dv_b}{dq} = \frac{\partial v_b}{\partial T_b} \cdot \frac{dT_b}{dq} + \frac{\partial v_b}{\partial P} \cdot \frac{dP}{dq} \\ \frac{dv_u}{dq} = \frac{\partial v_u}{\partial T_u} \cdot \frac{dT_u}{dq} + \frac{\partial v_u}{\partial P} \cdot \frac{dP}{dq} \end{array} \right. \quad (1.55)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dv_b}{dq} = \frac{\partial v_b}{\partial T_b} \cdot \frac{dT_b}{dq} + \frac{\partial v_b}{\partial P} \cdot \frac{dP}{dq} \\ \frac{dv_u}{dq} = \frac{\partial v_u}{\partial T_u} \cdot \frac{dT_u}{dq} + \frac{\partial v_u}{\partial P} \cdot \frac{dP}{dq} \end{array} \right. \quad (1.56)$$

Les propriétés thermodynamiques des différents composants des produits de combustion issus de la combustion du mélange air-carburant sont obtenues en utilisant la méthode proposée par Olikara et Borman [62]. Cette méthode utilise les constantes d'équilibre pour déterminer la composition chimique des différents constituants à l'équilibre, les chaleurs massiques, énergie interne, enthalpies, entropies et autres équations aux dérivées partielles.

En utilisant la méthode proposée par Olikara et Borman [62], on peut exprimer les dérivées partielles en fonction des dérivées logarithmiques. Dans ces conditions les équations (1.55) et (1.56) peuvent s'écrire comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dv_b}{dq} = \frac{v_b}{T_b} \cdot \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \cdot \frac{dT_b}{dq} + \frac{v_b}{P} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln P} \cdot \frac{dP}{dq} \\ \frac{dv_u}{dq} = \frac{v_u}{T_u} \cdot \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \cdot \frac{dT_u}{dq} + \frac{v_u}{P} \cdot \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln P} \cdot \frac{dP}{dq} \end{array} \right. \quad (1.57)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dv_b}{dq} = \frac{v_b}{T_b} \cdot \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \cdot \frac{dT_b}{dq} + \frac{v_b}{P} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln P} \cdot \frac{dP}{dq} \\ \frac{dv_u}{dq} = \frac{v_u}{T_u} \cdot \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \cdot \frac{dT_u}{dq} + \frac{v_u}{P} \cdot \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln P} \cdot \frac{dP}{dq} \end{array} \right. \quad (1.58)$$

De la même façon, la variation de l'énergie interne spécifique des gaz brûlés et celle des gaz frais peut s'exprimer en termes de dérivées partielles comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{du_b}{dq} = \frac{\partial u_b}{\partial T_b} \cdot \frac{dT_b}{dq} + \frac{\partial u_b}{\partial P} \cdot \frac{dP}{dq} \\ \frac{du_u}{dq} = \frac{\partial u_u}{\partial T_u} \cdot \frac{dT_u}{dq} + \frac{\partial u_u}{\partial P} \cdot \frac{dP}{dq} \end{array} \right. \quad (1.59)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{du_b}{dq} = \frac{\partial u_b}{\partial T_b} \cdot \frac{dT_b}{dq} + \frac{\partial u_b}{\partial P} \cdot \frac{dP}{dq} \\ \frac{du_u}{dq} = \frac{\partial u_u}{\partial T_u} \cdot \frac{dT_u}{dq} + \frac{\partial u_u}{\partial P} \cdot \frac{dP}{dq} \end{array} \right. \quad (1.60)$$

Ou encore :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{du_b}{dq} = \frac{u_b}{T_b} \cdot \frac{\partial \ln u_b}{\partial \ln T_b} \cdot \frac{dT_b}{dq} + \frac{u_b}{P} \frac{\partial \ln u_b}{\partial \ln P} \cdot \frac{dP}{dq} \\ \frac{du_u}{dq} = \frac{u_u}{T_u} \cdot \frac{\partial \ln u_u}{\partial \ln T_u} \cdot \frac{dT_u}{dq} + \frac{u_u}{P} \cdot \frac{\partial \ln u_u}{\partial \ln P} \cdot \frac{dP}{dq} \end{array} \right.$$

Et puisque $u_b = C_{p,b} \cdot T_b - P \cdot v_b$ et $u_u = C_{p,u} \cdot T_u - P \cdot v_u$, alors le système ci-dessus peut s'écrire :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{du_b}{dq} = \left(C_{p,b} - \frac{pv_b}{T_b} \cdot \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \right) \cdot \frac{dT_b}{dq} - v_b \cdot \left(\frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} + \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln P} \right) \cdot \frac{dP}{dq} \\ \frac{du_u}{dq} = \left(C_{p,u} - \frac{pv_u}{T_u} \cdot \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \right) \cdot \frac{dT_u}{dq} - v_u \cdot \left(\frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} + \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln P} \right) \cdot \frac{dP}{dq} \end{array} \right. \quad (1.61)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{du_b}{dq} = \left(C_{p,b} - \frac{pv_b}{T_b} \cdot \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \right) \cdot \frac{dT_b}{dq} - v_b \cdot \left(\frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} + \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln P} \right) \cdot \frac{dP}{dq} \\ \frac{du_u}{dq} = \left(C_{p,u} - \frac{pv_u}{T_u} \cdot \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \right) \cdot \frac{dT_u}{dq} - v_u \cdot \left(\frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} + \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln P} \right) \cdot \frac{dP}{dq} \end{array} \right. \quad (1.62)$$

4- Masse piégée dans le volume de contrôle :

La masse piégée dans le volume de contrôle durant les différents processus est donnée par l'une des expressions suivantes :

$$m = \frac{V(q)}{v_u} \text{ lorsque } 360^\circ CA \text{ } \mathbf{p} \mathbf{q} \leq \mathbf{j}_{AOE} \quad (\text{Admission})$$

(1.63a)

$$m = m_{RFA} \cdot \exp\left[\frac{-C_b \cdot (q - j_{RFA})}{w}\right] \text{ lorsque } \mathbf{j}_{RFA} \text{ } \mathbf{p} \mathbf{q} \leq \mathbf{j}_{AOE} \quad (\text{soupapes fermées})$$

(1.63b)

$$m = \frac{V(q)}{v_b} \text{ lorsque } \mathbf{j}_{AOE} \text{ } \mathbf{p} \mathbf{q} \leq 360^\circ CA \quad (\text{blow - down et échappement})$$

(1.63c)

Le volume instantané du cylindre est donné par :

$$V(q) = V_m \cdot \left\{ 1 + \frac{e-1}{2} \cdot \left[1 - \cos q + \frac{1}{l} \cdot \left[1 - (1 - l^2 \cdot \sin^2 q)^{\frac{1}{2}} \right] \right] \right\}$$

(1.64)

Où :

V_m = Volume mort ;

e = Taux de compression ;

q = Angle instantané vilebrequin ;

l = Rapport entre rayon manivelle et longueur de bielle ;

w = Vitesse angulaire ;

C_b = blow - by coefficient = Coefficient qui tient compte du débit massique de gaz qui passe par les segments. .

5- Corrélation de la fraction massique brûlée :

La fraction massique brûlée du combustible dans les moteurs à allumage commandé est modélisée généralement par une loi de Wiebe [63]. Cependant, cette loi est modifiée ici afin d'inclure l'effet de HVIR (high values of ignition retard) sur le taux de dégagement de chaleur.

La fraction massique brûlée est donnée par :

$$x(q) = 1 - \exp \left[- a \cdot \left(\frac{q - q_{ig}}{q_b} \right)^{m+1} \right] \quad (1.65)$$

où :

$$q_{ig} = \text{Durée d'allumage} = q_d - q_s$$

$$q_s = \text{Avance à l'allumage};$$

$$q_d = \text{Délai d'allumage};$$

$$q_b = \text{Durée de combustion exprimée en degré vilebrequin}$$

$a = 5$ et $m = 1.5$ pour cette étude d'après Heywood [60].

6- Transfert de chaleur gaz - parois :

Le transfert de chaleur gaz- parois est donné par la formule suivante :

$$\frac{dQ}{dq} = \frac{- \frac{dQ_p}{dt}}{W} = \frac{- \frac{dQ_b}{dt} - \frac{dQ_u}{dt}}{W} \quad (1.66)$$

où :

$$\frac{dQ_b}{dt} = h \cdot \sum_{i=h,p,l} A_{b,i} \cdot (T_b - T_{wi}) \quad (1.67)$$

$$\frac{dQ_u}{dt} = h \cdot \sum_{i=h,p,l} A_{u,i} \cdot (T_u - T_{wi}) \quad (1.68)$$

où :

$A_{b,i}$ et $A_{u,i}$ sont respectivement la surface des parois de la chambre de combustion de température $T_{w,i}$ en contact avec les gaz brûlés et celle avec les gaz frais.

Les indices h, p, l désignent respectivement le sommet du cylindre, la couronne du piston et les parois du cylindre.

Le coefficient instantané de transfert de chaleur utilisé dans cette étude est celui adopté par **Woschni [23]**, et qui s'exprime par :

$$h = 0.82.D^{-0.2}.(P.10^{-3}.c)^{0.8}.T^{-0.53}$$

(1.69)

où :

$$c = 6.18.c_m \quad \text{(Pour les processus d'échange gazeux)}$$

(1.70)

$$c = 2.28.c_m + 0.00324.T.\frac{\Delta P}{P_{RFA}}.\frac{V}{V_{RFA}} \quad \text{(Pour les autres processus)}$$

(1.71)

$$T = x.T_b + (1-x).T_u$$

(1.72)

$$A_{b,i} = A_i .x^{\frac{1}{2}}$$

(1.73)

$$A_{u.i} = A_i \cdot \left(1 - x^{\frac{1}{2}} \right)$$

(1.74)

Où :

$\Delta P = P - P_{s.c}$ = différence entre la pression cylindre instantanée et la pression cylindre

correspondant au même angle vilebrequin mais sans allumage.

Les 3 surfaces en contact avec les gaz sont données par :

$A_h = \frac{p \cdot D^2}{2}$ = la surface du sommet du cylindre (assimulée à une surface hémisphérique) ;

$A_b = \frac{p \cdot D^2}{4}$ = la surface de la tête du piston ;

(1.75)

$A_l = \frac{4 \cdot V(q)}{D}$ = Surface latérale du cylindre exposée aux gaz.

Où D est l'alésage du cylindre

Les équations (1.73) et (1.74) montrent que la fraction de l'aire des parois du cylindre exposée aux gaz brûlés est proportionnelle à la racine carré de la fraction massique brûlée, ce qui explique que les gaz brûlés occupent une fraction de volume supérieure à celle qu'occupent les gaz frais.

7- Pertes d'énergie par les zones interstitielles : (Blowby energy loss)

Les pertes d'enthalpie dues aux pertes des gaz à travers les zones interstitielles (Crevices) de la chambre de combustion sont exprimées par la relation suivante :

$$h_l = (1 - x^2).h_u + x^2.h_b$$

(1.76)

Cette formule indique implicitement que la majorité des pertes d'enthalpie est due aux gaz frais comparés avec celles des gaz brûlés.

8- Les équations générales gouvernant le problème :

Par différentiation de l'équation exprimant le volume massique (équation (1.54)), par rapport à l'angle vilebrequin et par substitution des équations (1.57) et (1.58) on obtient :

$$\frac{1}{m} \cdot \frac{dV}{dq} + \frac{V.C_b}{m.W} = x \cdot \frac{v_b}{T_b} \cdot \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \cdot \frac{dT_b}{dq} + (1-x) \cdot \frac{v_u}{T_u} \cdot \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \cdot \frac{dT_u}{dq} + \left[x \cdot \frac{v_b}{P} \cdot \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln P} + (1-x) \cdot \frac{v_u}{P} \cdot \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln P} \right] \cdot \frac{dP}{dq} + (v_b - v_u) \cdot \frac{dx}{dq}$$

(1.77)

Où : C_b = blowby coefficient dont la valeur est donnée par : $C_b = \left(\frac{dm_l}{dt} \right) / m$;(1/sec)

(1.78)

$$\left(\frac{dm_l}{dt} \right) \text{ pertes du débit massique dues au phénomène de blowby.}$$

Exprimant maintenant les pertes aux parois des gaz brûlés et celles des gaz frais en fonction du taux de changement de l'entropie spécifique correspondante :

$$-\frac{dQ_b}{dt} = m.w.x.T_b \cdot \frac{ds_b}{dq} \quad (1.79)$$

$$-\frac{dQ_u}{dt} = m.w.(1-x).T_u \cdot \frac{ds_u}{dq} \quad (1.80)$$

En tenant compte des équations : $s_b = s_b(T_b, P)$ et $s_u = s_u(T_u, P)$, on peut écrire :

$$\begin{cases} \frac{ds_b}{dq} = \frac{\partial s_b}{\partial T_b} \cdot \frac{dT_b}{dq} + \frac{\partial s_b}{\partial P} \cdot \frac{dP}{dq} \\ \frac{ds_u}{dq} = \frac{\partial s_u}{\partial T_u} \cdot \frac{dT_u}{dq} + \frac{\partial s_u}{\partial P} \cdot \frac{dP}{dq} \end{cases}$$

Ou encore [62]:

$$\left\{ \frac{ds_b}{dq} = \left(\frac{C_{p.b}}{T_b} \right) \cdot \frac{dT_b}{dq} - \frac{v_b}{T_b} \cdot \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \cdot \frac{dP}{dq} \right. \quad (1.81)$$

$$\left. \frac{ds_u}{dq} = \left(\frac{C_{p.u}}{T_u} \right) \cdot \frac{dT_u}{dq} - \frac{v_u}{T_u} \cdot \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \cdot \frac{dP}{dq} \right. \quad (1.82)$$

Par combinaison des équations (1.67)-(1.68), (1.73)-(1.74),(1.79)-(1.80) et (1.81)-(1.82), on peut éliminer alors les termes ds_b/dq et ds_u/dq et on obtient le système suivant :

$$\left\{ \begin{array}{l} C_{p.b} \cdot \frac{dT_b}{dq} - v_b \cdot \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \cdot \frac{dP}{dq} = \frac{-h \cdot \sum_{i=h,p,l} A_{bi} \cdot (T_b - T_{wi})}{m \cdot w \cdot x} \end{array} \right. \quad (1.83)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} C_{p.u} \cdot \frac{dT_u}{dq} - v_u \cdot \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \cdot \frac{dP}{dq} = \frac{-h \cdot \sum_{i=h,p,l} A_{ui} \cdot (T_u - T_{wi})}{m \cdot w \cdot x} \end{array} \right. \quad (1.84)$$

En utilisant les équations (1.76),(1.81)-(1.82), et par différentiation des équations (1.64)-(1.65) et en les substituants avec les équations (1.51,(1.53)-(1.54),(1.57)-(1.58),(1.61)-(1.62) et (1.66)-(1.67) dans l'équation d'énergie (équation (1.52)), on obtient les équations suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dP}{dq} = \frac{f_1 + f_2 + f_3}{f_4 + f_5} \end{array} \right. \quad (1.85)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dT_b}{dq} = \frac{-h \cdot \sum_{i=h,p,l} A_{bi} \cdot (T_b - T_{wi})}{m \cdot w \cdot C_{p.b} \cdot x} + \frac{v_b}{C_{p.b}} \cdot \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \cdot \frac{dP}{dq} + \frac{(h_u - h_b)}{x \cdot C_{p.b}} \left[\frac{dx}{dq} - (x - x^2) \cdot \frac{C_b}{w} \right] \end{array} \right. \quad (1.86)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dT_u}{dq} = \frac{-h \cdot \sum_{i=h,p,l} A_{ui} \cdot (T_u - T_{wi})}{m \cdot w \cdot C_{p.u} \cdot (1-x)} + \frac{v_u}{C_{p.u}} \cdot \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \cdot \frac{dP}{dq} \end{array} \right. \quad (1.87)$$

Où :

$$f_1 = \frac{1}{m} \left(\frac{dV}{dq} + \frac{V \cdot C_b}{w} \right) \quad (1.88)$$

$$f_2 = \frac{h}{wm} \left[\frac{v_b}{C_{p,b}} \cdot \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \cdot \frac{\sum_{i=h,p,l} A_{bi} (T_b - T_{wi})}{T_b} + \frac{v_u}{C_{p,u}} \cdot \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \cdot \frac{\sum_{i=h,p,l} A_{ui} (T_u - T_{wi})}{T_u} \right] \quad (1.89)$$

$$f_3 = -(v_b - v_u) \cdot \frac{dx}{dq} - v_b \cdot \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \cdot \frac{(h_u - h_b)}{C_{p,b} T_b} \left[\frac{dx}{dq} - \frac{(x - x^2) C_b}{w} \right] \quad (1.90)$$

$$f_4 = x \cdot \left[\frac{v_b^2}{C_{p,b} T_b} \cdot \left(\frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \right)^2 + \frac{v_b}{P} \cdot \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln P} \right] \quad (1.91)$$

$$f_5 = (1 - x) \cdot \left[\frac{v_u^2}{C_{p,u} T_u} \cdot \left(\frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \right)^2 + \frac{v_u}{P} \cdot \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln P} \right] \quad (1.92)$$

Où f_1, f_2, f_3, f_4, f_5 sont fonction de l'angle vilebrequin q .

La pression P, la température des gaz brûlés T_b , et celle des gaz frais T_u , peuvent être obtenues par intégration numérique des équations différentielles (1.85), (1.86) et (1.87), en utilisant par exemple la méthode de Runge-Kutta d'ordre 5.

	Admission $-360^\circ \leq q < q_{IVC}$	Compression $q_{IVC} \leq q < q_{ig}$	Combustion $q_{ig} \leq q < q_{ig} + q_b$	Détente $q_{ig} + q_b \leq q < q_{EVO}$	Echappement $-180^\circ \leq q < 360^\circ$
$\frac{dP}{dq}$	0	Equation (1.85)	Equation (1.85)	Equation (1.85)	0
$\frac{dT_b}{dq}$	N.A	N.A	Equation (1.86)	Equation (1.86)	Equation (1.86)
$\frac{dT_u}{dq}$	Equation (1.87)	Equation (1.87)	Equation (1.87)	N.A	N.A
f_1	N.A	Equation (1.88)	Equation (1.88)	Equation (1.88)	N.A

f_2	N.A	Equation (1.89)	Equation (1.89)	Equation (1.89)	N.A
f_3	N.A	0	Equation (1.90)	0	N.A
f_4	N.A	0	Equation (1.91)	Equation (1.91)	N.A
f_5	N.A	Equation (1.92)	Equation (1.92)	0	N.A

Tableau .1.2

Gaz Frais

Gaz Brulés

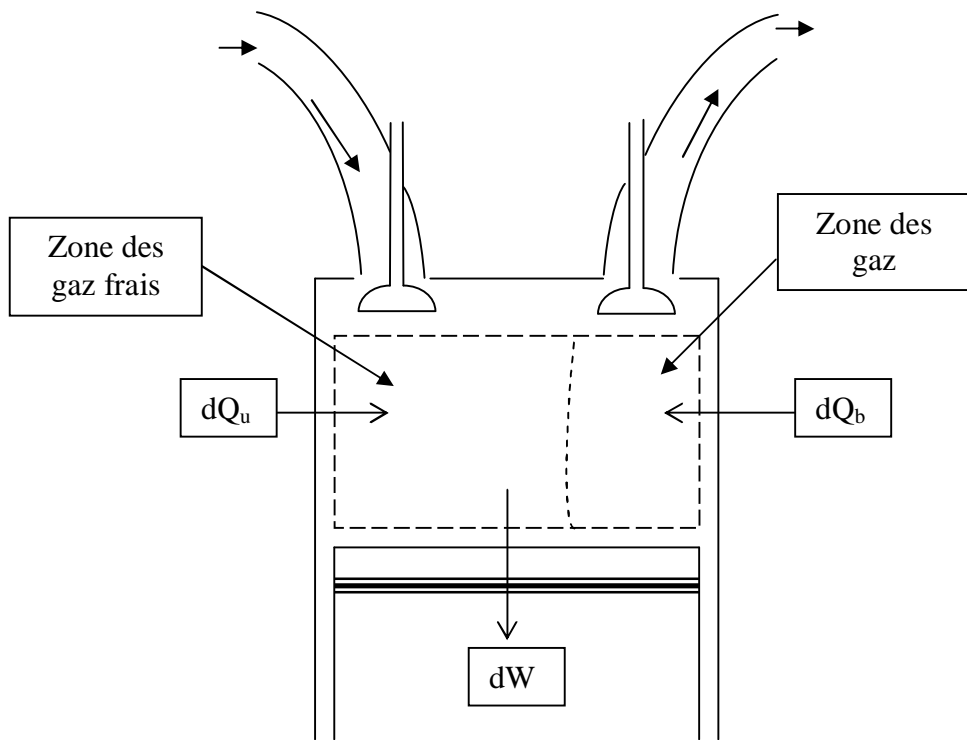


Fig.1.6 : Schéma de la modélisation de la Combustion à 2 zones

**A- Détermination de la pression cylindre et de la température moyenne des gaz
au cours du processus de combustion:**

Pour déterminer la température moyenne des gaz (average gas temperature) au cours du processus de combustion, il est nécessaire de prendre en considération l'augmentation continue du nombre de moles des gaz durant le processus de combustion.

A cet effet, on introduit les deux coefficients suivants:

1-Coefficient d'expansion molaire du mélange carburé: noté c_0

Le coefficient d'expansion molaire, c_0 , du **mélange carburé** (mélange formé de la vapeur d'essence et de l'air atmosphérique) est défini par la relation suivante:

$$c_0 = \frac{n_{mc} + \Delta n}{n_{mc}} = 1 + \frac{\Delta n}{n_{mc}} \quad (2.1)$$

Où:

n_{mc} -le nombre de moles du mélange carburé;

Δn -l'accroissement du nombre de moles du mélange carburé au cours de combustion pendant le temps dt.

Cet accroissement instantané du nombre de moles du mélange carburé, Δn peut s'exprimer en fonction de la fraction brûlée par le biais de la loi de **Wiebe [63]** comme suit:

$$\Delta n = \Delta n_{\max} \cdot x = \Delta n_{\max} \cdot \left[1 - \exp \left\{ -6.908 \cdot \left(\frac{j}{j_z} \right)^{m+1} \right\} \right] \quad (2.2)$$

Où:

x- fraction brûlée;

j -Angle vilebrequin compté à partir du point d'allumage jusqu'au point considéré;

j_z - Durée angulaire de combustion ;

m- exposant du caractère de combustion;

Δn_{\max} -accroissement maximal du nombre de moles du mélange carburé correspondant à la fin de combustion ($j = j_z$).

Par substitution de l'équation (2.2) dans (2.1), on peut écrire:

$$c_0 = 1 + \frac{\Delta n_{\max}}{n_{mc}} \cdot \left[1 - \exp \left\{ -6.908 \cdot \left(\frac{j}{j_z} \right)^{m+1} \right\} \right] \quad (2.3)$$

De cette dernière équation on remarque que la valeur de c_0 varie de 1 (pour $x = 0$, c'est-à-dire au début de la combustion pour $j = 0^\circ$) jusqu'à $c_{0,\max}$ (pour $x = 1$, c'est-à-dire à la fin de combustion pour $j = j_z$).

A la fin du processus de combustion on peut écrire compte tenu de l'équation (2.3) la relation suivante:

$$c_{0,\max} = 1 + \frac{\Delta n_{\max}}{n_{mc}} \quad \text{Ou encore:}$$

$$\Delta n_{\max} = n_{mc} \cdot (c_{0,\max} - 1) \quad (2.4)$$

Par substitution de l'équation (2.4) dans l'équation (2.2), on obtient alors la formule suivante:

$$c_0 = 1 + (c_{0,\max} - 1) \cdot x = 1 - (c_{0,\max} - 1) \cdot \left[1 - \exp \left\{ -6.908 \cdot \left(\frac{j}{j_z} \right)^{m+1} \right\} \right] \quad (2.5)$$

La valeur maximale du coefficient d'expansion molaire du mélange carburé $c_{0,\max}$, est déterminée par l'une des expressions ci-dessous suivant que le mélange soit riche ou pauvre:

$f \geq 1$ (Mélange riche ou stoechiométrique):

$$c_{0,\max} = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32} + 0.21 \cdot \left(1 - \frac{1}{f} \right) L_0 - \frac{1}{M_{ess}}}{\frac{L_0}{f} + \frac{1}{M_{ess}}} \quad (2.6)$$

$f < 1$ (Mélange pauvre):

$$C_{0,\max} = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{1}{M_{ess}}}{\frac{L_0}{f} + \frac{1}{M_{ess}}} \quad (2.7)$$

Où:

O, H- fractions massiques respectivement de l'Oxygène et de l'Hydrogène dans 1 Kg du carburant utilisé;

M_{ess} - masse molaire de la vapeur d'essence;

f - richesse du mélange carburé;

L_0 - nombre de moles d'air théoriquement nécessaire pour assurer la combustion complète de 1 Kg de combustible.

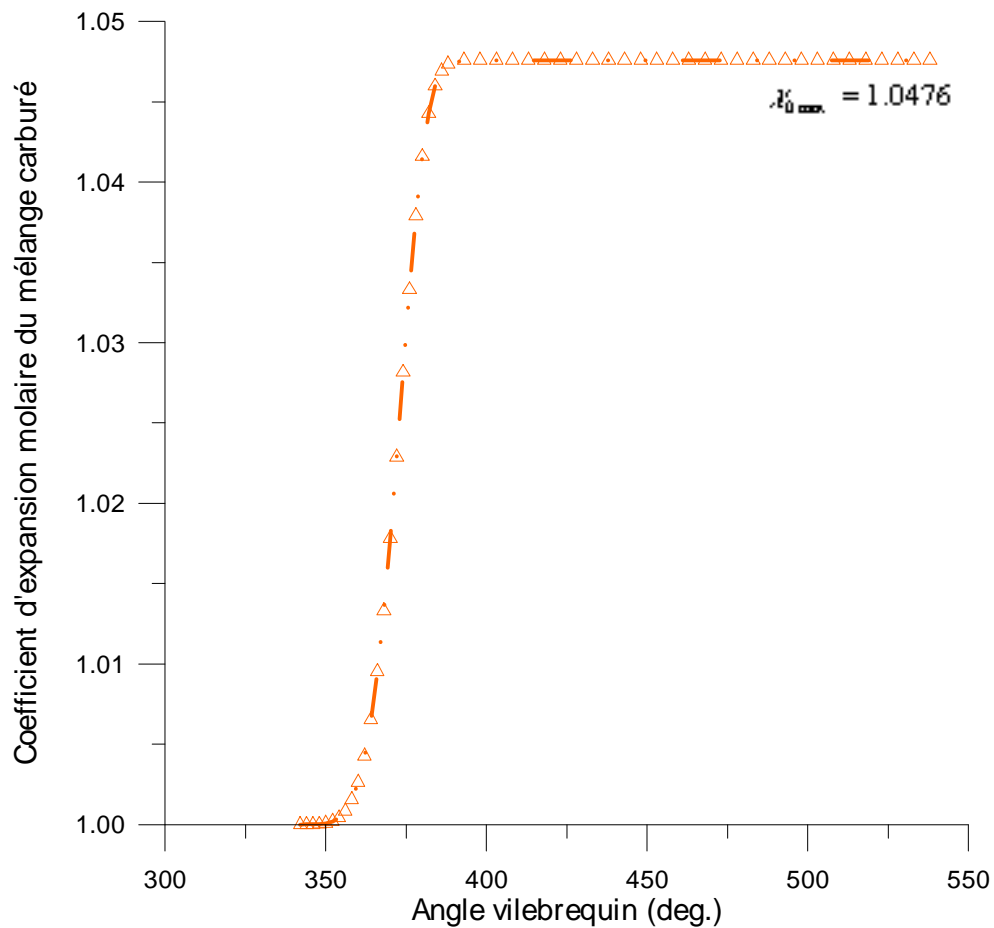


Fig.2.1: Variation du coefficient d'expansion molaire du mélange carburé, c_0 en fonction de l'angle vilebrequin au cours du cycle pour une richesse $f = 0.90$

2-Coefficient d'expansion molaire du mélange moteur: noté c

Le coefficient d'expansion molaire du **mélange moteur** (mélange formé de la vapeur d'essence + l'air atmosphérique + gaz résiduels) est défini par la relation suivante:

$$c = \frac{n_{mc} + n_r + \Delta n}{n_{mc} + n_r} = 1 + \frac{\Delta n}{n_{mc} + n_r} = 1 + \frac{\Delta n}{n_{mc} \cdot (1 + g_r)} \quad (2.8)$$

Où:

n_r, g_r Respectivement nombre de moles et coefficient des gaz résiduels.

Par substitution des équations (2.2) et (2.4) dans (2.8), on réécrit l'expression du coefficient d'expansion molaire du mélange moteur c , comme suit:

$$c = 1 + \frac{(c_{0,\max} - 1)x}{(1 + g_r)} \quad (2.9)$$

De cette dernière équation on remarque que la valeur de c varie de 1 (pour $x = 0$, c'est-à-dire au début de la combustion) jusqu'à c_{\max} (pour $x = 1$, c'est-à-dire à la fin de combustion).

A la fin du processus de combustion on peut écrire compte tenu de l'équation (2.9) la relation suivante:

$$(c_{0,\max} - 1) = (1 + g_r)(c - 1) \quad (2.10)$$

Par substitution de l'équation (2.10) dans (2.9), on obtient l'expression finale du coefficient d'expansion molaire du mélange moteur c :

$$\left\{ \begin{array}{l} c = 1 + (c_{\max} - 1)x = 1 + (c_{\max} - 1) \left[1 - \exp \left\{ -6.908 \left(\frac{j}{j_z} \right)^{m+1} \right\} \right] \\ \text{avec} \\ c_{\max} = \frac{c_{0.\max} + g_r}{1 + g_r} \end{array} \right. \quad (2.11)$$

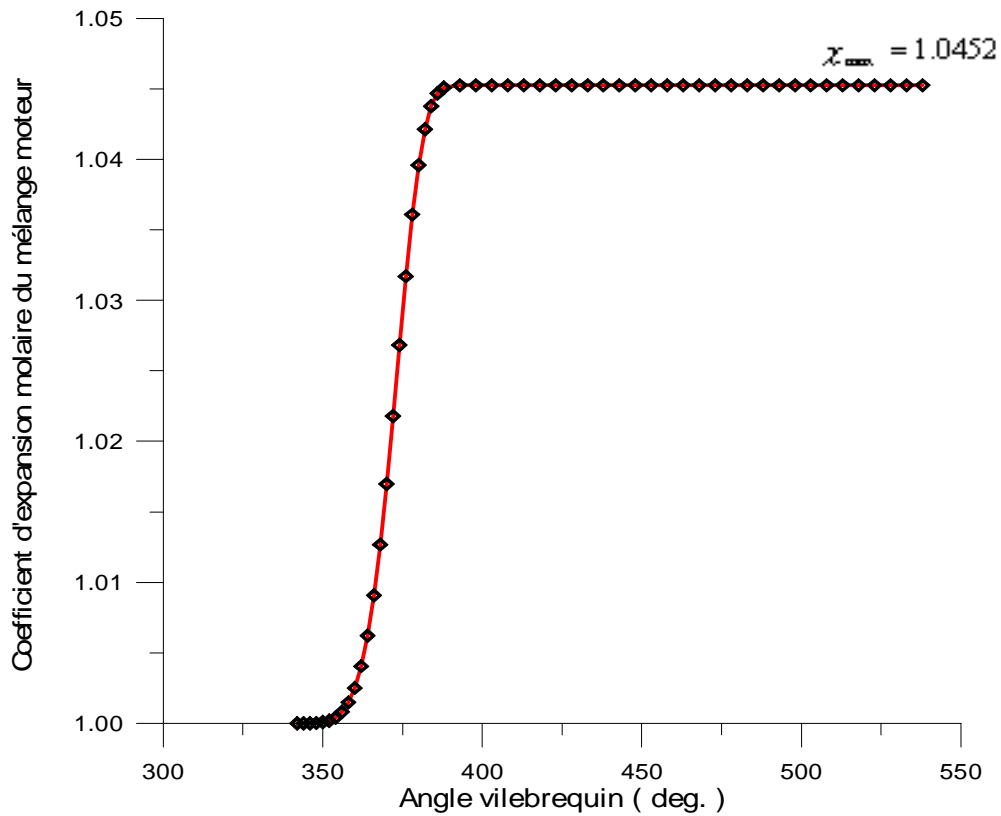


Fig.2.2: Variation du coefficient d'expansion molaire du mélange moteur, c en fonction de l'angle vilebrequin au cours du cycle pour une richesse $f = 0.90$

$c_{0.\max}$ est proportionnel à la richesse du mélange carburé f (équations (2.6) et (2.7)). L'augmentation de la richesse dans les limites considérées (de 0.833 jusqu'à 1.250) se traduit par une augmentation relative du coefficient d'expansion molaire maximal du mélange carburé $c_{0.\max}$ de 6.457 % (flèche verticale de la fig.2.3 et tableau.2.1).

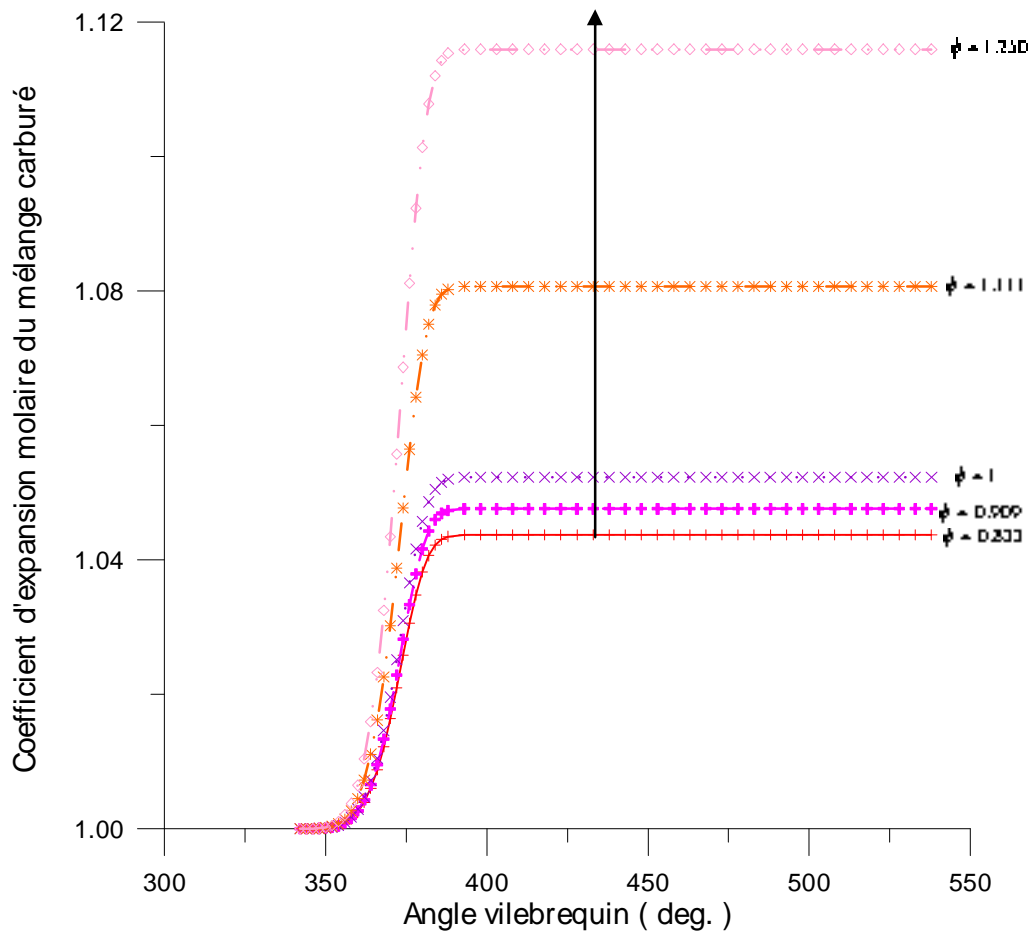


Fig.2.3: Variation du coefficient d'expansion molaire **du mélange carburé**, c_0 en fonction de l'angle vilebrequin au cours du cycle pour 5 richesses ($f = 0.833, 0.909, 1, 1.111, 1.250$)

De même, c_{\max} est proportionnel à la richesse du mélange carburé f (équation (2.11)). L'augmentation de la richesse dans les limites considérées (de 0.833 jusqu'à 1.250) se traduit par une augmentation relative du coefficient d'expansion molaire maximal du mélange moteur c_{\max} de 6.210 % (flèche verticale de la fig.2.4 et tableau.2.1).

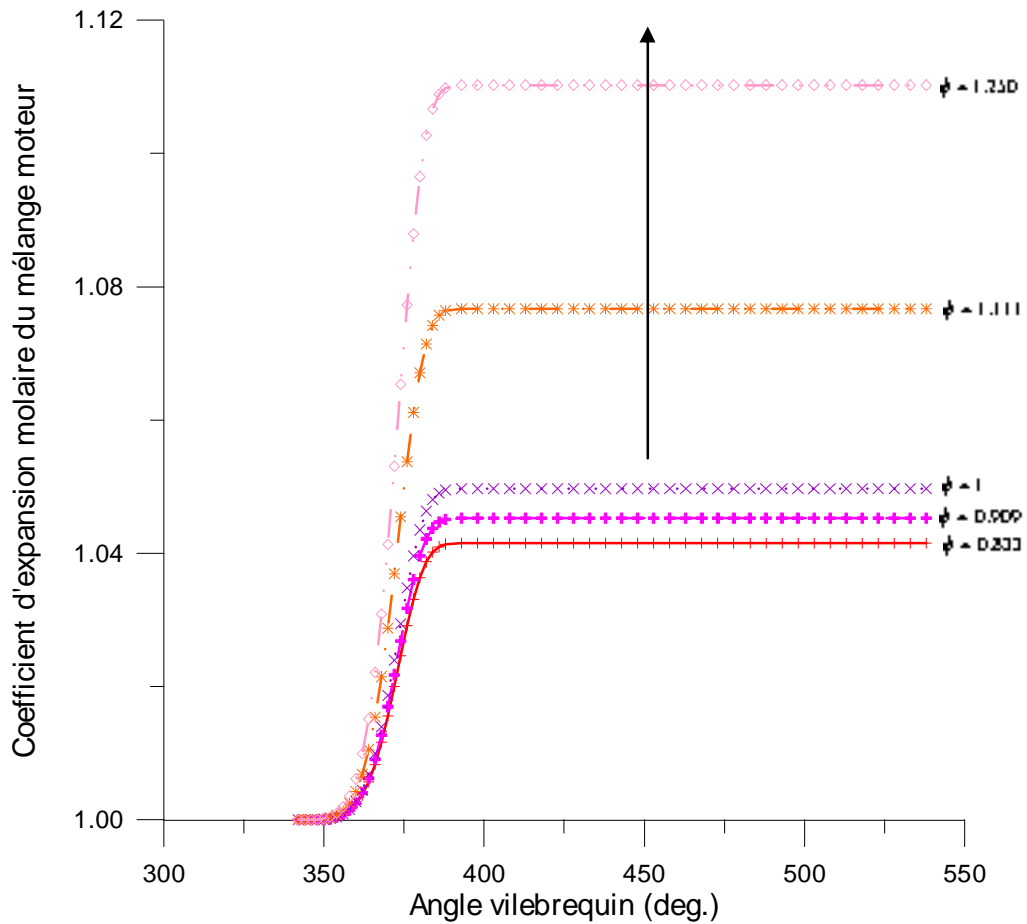


Fig.2.4: Variation du coefficient d'expansion molaire **du mélange moteur**, c en fonction de l'angle vilebrequin au cours du cycle pour 5 richesses ($f = 0.833, 0.909, 1, 1.111, 1.250$)

Richesse f	Coefficient d'expansion molaire maximal du mélange carburé $c_{0,max}$	Coefficient d'expansion molaire maximal du mélange moteur c_{max}
0.833	1.043	1.041
0.909	1.047	1.045
1	1.052	1.049
1.111	1.080	1.076
1.250	1.115	1.110

Tableau.2.1: Variation maximale des coefficients d'expansion molaire respectivement du mélange carburé et du mélange moteur pour différentes richesses.

3-Température moyenne des gaz durant la combustion:

Pour déterminer la température moyenne des gaz au cours du processus de combustion, on écrit l'équation des gaz parfaits au point d'allumage (point y) et en un point quelconque durant la phase de combustion:

Au point d'allumage (point y):

$$P_y \cdot V_y = (n_{mc} + n_r) \cdot R \cdot T_y \quad (2.12)$$

Au point quelconque durant la combustion:

$$P \cdot V = (n_{mc} + n_r + \Delta n) \cdot R \cdot T \quad (2.13)$$

En divisant membre à membre l'équation (2.13) par (2.12) on obtient:

$$\frac{P}{P_y} \cdot \frac{V}{V_y} = \frac{(n_{mc} + n_r + \Delta n)}{(n_{mc} + n_r)} \cdot \frac{T}{T_y} \quad (2.14)$$

En tenant compte de la définition du coefficient d'expansion molaire du mélange moteur (équation 2.8), la dernière formule peut s'écrire sous la forme équivalente suivante:

$$T = \frac{T_y}{P_y \cdot V_y} \cdot \frac{P \cdot V}{C} \quad (2.15)$$

Où:

P_y , T_y , V_y sont respectivement la pression, la température et le volume des gaz au moment d'allumage;

P, T, V sont respectivement la pression, la température et le volume des gaz au point considéré durant la combustion (après le point d'allumage);

c Coefficient d'expansion molaire moyen du mélange moteur évalué entre le point d'allumage (point y) et le point considéré.

De l'équation (2.15) on remarque que le calcul de la température moyenne des gaz au cours de la combustion nécessite tout d'abord la détermination de la pression cylindre P. Le calcul de cette pression s'effectue de la manière suivante:

Premier principe de la thermodynamique appliqué aux gaz contenu dans la chambre de combustion:

La variation de l'énergie totale, dE, du système (supposé fermé du fait qu'au cours de la combustion les soupapes d'admission et d'échappement sont fermées) entre l'instant t et t + dt est égale à:

$$dE = dW + dQ \quad (2.16)$$

Où:

E est l'énergie totale du système qui est la somme de l'énergie cinétique E_c , de l'énergie potentielle E_p et de l'énergie interne U.

$dW = -P.dV$ le travail exercé par l'extérieur sur le système au moyen des parois mobiles (le piston);

dQ est la chaleur réellement utilisée par le fluide moteur durant le temps dt, elle est égale à la différence entre la chaleur dégagée par la combustion ($dQ_{dégagée}$) et les pertes aux parois (dQ_{pertes}).

En négligeant la variation de l'énergie cinétique dE_c , et celle de l'énergie potentielle dE_p , devant la variation de l'énergie interne du système dU, le premier principe devient:

$$dU = -P.dV + (dQ_{dég} - dQ_{per}) \quad (2.17)$$

La variation de l'énergie interne du système (supposé fermé) durant le temps dt est donnée par l'expression suivante:

$$dU = m.c_v .dT \quad (2.18)$$

Où:

m - masse des gaz contenus dans la chambre de combustion;

c_v - chaleur massique des gaz à volume constant;

dT - accroissement de température des gaz durant le temps dt .

L'accroissement de température des gaz, dT , durant le temps dt est déterminé à partir de la loi des gaz parfaits:

$$P.v = r.T \Rightarrow dT = \frac{1}{r} .[P.dv + v.dP] \quad (2.19)$$

Où:

v - volume massique $=V/m$ et r – constante massique des gaz $=R/M_{\text{gaz}}$.

R - constante universelle des gaz parfaits et M_{gaz} - masse molaire des gaz.

La chaleur massique des gaz à volume constant s'exprime par la relation suivante (obtenue à partir de la relation de **Mayer**):

$$c_v = \frac{r}{(g - 1)} \quad (2.20)$$

Par substitution des équations (2.19) et (2.20) dans l'équation (2.18), on obtient:

$$dU = m.c_v .dT = m. \frac{r}{(g - 1)} . \frac{1}{r} .[P.dv + v.dP] = \frac{m}{(g - 1)} .[P.dv + v.dP] \quad (2.21)$$

Par substitution de l'équation (2.21) dans l'expression du premier principe (équation (2.17)), on obtient la formule suivante:

$$\frac{m}{(g-1)} [P.dv + v.dP] = -P.dV + (dQ_{dég} - dQ_{per})$$

En divisant les deux membres de cette dernière équation par la masse des gaz contenue dans la chambre de combustion m , on obtient alors la relation équivalente suivante:

$$v.dP + g.P.dv = (g-1).(dq_{dég} - dq_{per}) \quad (2.22)$$

En divisant les deux membres de cette dernière équation par $v.dv$, on obtient l'équation différentielle suivante exprimant la variation de la pression cylindre en fonction du volume massique des gaz:

$$\frac{dP}{dv} + g.\frac{P}{v} = \frac{(g-1)}{v} \left(\frac{dq_{dég}}{dv} - \frac{dq_{per}}{dv} \right) \quad (2.23)$$

Généralement, on exprime le volume spécifique " v " en fonction de l'angle vilebrequin " a " par la relation suivante:

$$v = f(a) = \frac{v_{PMB}}{e} y(a) = \frac{v_{PMB}}{e} \left\{ 1 + \frac{e-1}{2} \left[\left(1 + \frac{1}{l} \right) - \left(\cos a + \frac{1}{l} \sqrt{1-l^2 \sin^2 a} \right) \right] \right\} \quad (2.24)$$

Où:

v_{PMB} Volume massique du fluide moteur au PMB;

e Rapport volumétrique (ou taux de compression);

l Rapport entre le rayon manivelle et la longueur de bielle;

De l'équation (2.24) on peut calculer la variation du volume spécifique en fonction de l'angle vilebrequin à l'aide de la relation suivante:

$$dv = f'(a).da \quad (2.25)$$

Par substitution des équations (2.24) et (2.25) dans (2.23), on peut écrire:

$$\frac{dP}{f'(a).da} + \frac{g}{f(a)}.P = \frac{(g-1)}{f(a)} \left(\frac{dq_{dég}}{f'(a).da} - \frac{dq_{per}}{f'(a).da} \right)$$

Ou encore:

$$\frac{dP}{da} + g \cdot \frac{f'(a)}{f(a)}.P = \frac{(g-1)}{f(a)} \left(\frac{dq_{dég}}{da} - \frac{dq_{per}}{da} \right) \quad (2.26)$$

Modèle de dégagement de chaleur de Wiebe: [63]

En admettant que la chaleur absolue, $dQ_{dég}$ dégagée par la combustion durant le temps dt est proportionnelle à la fraction brûlée de combustible dx , on peut écrire la relation suivante:

$$dQ_{dég} = d.y.P_{ci}.m_c.dx = x.P_{ci}.m_c.dx \quad (2.27)$$

Où:

P_{ci} – Pouvoir calorifique inférieur du combustible;

d – Coefficient qui tient compte des pertes de chaleur provoquées par la combustion incomplète.

y – Coefficient qui tient compte des pertes de chaleur dues à la dissociation plus ou moins importante des produits de combustion;

$x = d.y$ – Rendement du processus de combustion;

m_c – Masse de combustible injectée dans un cylindre par cycle.

dx – Fraction massique de combustible qui brûle pendant le temps dt .

La valeur du coefficient d qui prend en considération les pertes de chaleur dues à la combustion incomplète est déterminée par l'une des formules ci-dessous suivant que le mélange carburé soit riche ou pauvre:

$$f > 1 \text{ (Mélange riche): } d = \frac{P_{ci} - 119950 \cdot \left(\frac{1}{f} - 1 \right) \cdot L_0}{P_{ci}} \quad (2.28)$$

$$f \leq 1 \text{ (Mélange pauvre ou stoechiométrique): } d = 1 \quad (2.29)$$

Compte tenu de l'équation (2.27), la chaleur massique dégagée pendant le temps dt rapportée à **1 Kg du fluide moteur** s'écrit donc:

$$dq_{dég} = \frac{dQ_{dég}}{m_c \cdot m_{mm}} = \frac{x \cdot P_{ci}}{m_{mm}} \cdot dx \quad (2.30)$$

Où:

m_{mm} – masse du mélange moteur.

Le taux de dégagement de la chaleur massique au cours du temps dt est calculé à partir de la dernière équation de la manière suivante:

$$\frac{dq_{dég}}{da} = \frac{x \cdot P_{ci}}{m_{mm}} \cdot \frac{dx}{dj} = \frac{x \cdot P_{ci}}{m_{mm} j_z} \cdot \frac{dx}{d\left(\frac{j}{j_z}\right)} = \frac{x \cdot P_{ci}}{m_{mm} j_z} \cdot W_0 \quad (2.31)$$

Où:

j_z Durée de combustion exprimée ici en degré vilebrequin;

$W_0 = \frac{dx}{d\left(\frac{j}{j_z}\right)}$ Vitesse abstraite de combustion.

Cette vitesse abstraite de combustion, W_0 peut se calculer aisément à partir de la loi de **Wiebe** [63] comme suit:

$$W_0 = \frac{dx}{d\left(\frac{j}{j_z}\right)} = 6,908.(m+1).\left(\frac{j}{j_z}\right)^m \exp\left[-6,908\left(\frac{j}{j_z}\right)^{m+1}\right] \quad (2.32)$$

Il faut noter aussi que dans l'équation (2.31), on a passé lors du calcul de la dérivée $\frac{dq_{dég}}{da}$ de l'angle a à l'angle j du fait que : $a = j + q$.où q représente l'avance à l'allumage.

Modèle de pertes thermiques de Woschni: [23]

Une partie importante de la puissance dégagée par la combustion du mélange carburé est perdue par échanges thermiques entre le gaz et les parois du moteur et se retrouve dans le liquide de refroidissement (puissance de l'eau). Cette part est variable suivant le point de fonctionnement et l'état thermique du moteur. Ces échanges sont de types **convectif** et **radiatif** et s'opèrent en différents lieux du moteur. En premier lieu au sein de la chambre de combustion entre gaz de combustion et parois de chemise, de culasse et de piston, mais également au sein de la culasse avec les gaz d'admission et d'échappement.

Les échanges de chaleur entre les gaz (gaz frais et gaz de combustion) et les parois de chambre sont composés d'un terme **convectif** et d'un terme **radiatif**.

- Le **terme convectif** est par définition fortement dépendant des conditions aérodynamiques qui règnent au sein de la chambre de combustion.

L'analyse des pertes énergétiques aux parois de la chambre de combustion laisse apparaître la prédominance des paramètres aérodynamiques et du gradient thermique entre gaz et parois. La densité du flux thermique échangée en moyenne sur le cycle thermodynamique est de l'ordre de $1 \text{ MW} \cdot \text{m}^{-2}$ à 4 000 tr/min en pleine charge.

Outre les mouvements des gaz dus à la **translation du piston**, caractérisés par les vitesses instantanée V_p et moyenne du piston V_{mp} définies par :

$$V_p = R.n. \left[\sin a + \frac{l \cdot \sin(2.a)}{2 \cdot \sqrt{1 - l^2 \cdot \sin^2 a}} \right] \quad (2.33)$$

$$V_{mp} = 2.C_p.n \quad (2.34)$$

Où C_p , l , R et n représentent respectivement la course du piston, le rapport entre le rayon du maneton et la longueur de la bielle, le rayon du maneton de l'attelage mobile et le régime moteur.

D'autres composantes sont présentes telles que le **swirl** (rotationnel) et le **squich** (radial). Elles sont dues aux caractéristiques géométriques des conduits d'admission, des injecteurs et du piston.

- Il faut noter que le **terme radiatif**, qui est en général négligeable dans les moteurs à allumage commandé, même pendant les phases de combustion, puisqu'il ne représente que 3 à 4 % des transferts [66], ne l'est pas dans le cas des moteurs Diesel. La présence importante de suies, du dioxyde de carbone et de la vapeur

d'eau, éléments à fort pouvoir émissif, fait que ces échanges sont significatifs et peuvent représenter 7 à 23 % du flux total échangé dans la chambre de combustion [67].

• Ainsi, la formulation des échanges entre les gaz et les parois de la chambre comporte un terme d'**échange convectif** caractérisé par un coefficient d'échange convectif hc en $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$, et un terme d'**échange radiatif**, tels que :

$$dQ_{per} = h_c \cdot S(a) \cdot (T - T_p) \cdot dt + e_p \cdot S(a) \cdot s \cdot (e_g \cdot T^4 - e_p \cdot T_p^4) \cdot dt \quad (2.35)$$

avec dQ_{per} Quantité de chaleur échangée entre gaz - parois pendant le temps dt (Joule);

T, T_p Températures des gaz et des parois (K);

$S(a)$ Surface totale d'échange (m^2);

e_p et e_g Emissivités des parois et des gaz;

s Constante de Stéphane - Boltzman ($= 5,67 \cdot 10^{-8} W \cdot m^{-2} \cdot K^4$).

La surface totale instantanée d'échange de chaleur $S(a)$ est la somme de 3 surfaces:

$$S(a) = S_{culasse} + S_{piston} + S_{cylindre}(a) \quad (2.36)$$

La température des parois, T_p , est déterminée à partir de la moyenne suivante:

$$T_p = \frac{T_{culasse} \cdot S_{culasse} + T_{piston} \cdot S_{piston} + T_{cylindre} \cdot S_{cylindre}(a)}{S(a)} \quad (2.37)$$

Corrélation de Woschni pour le coefficient d'échange global: [23]

On trouve plus d'une centaine de références sur ce type de corrélations. Elles sont principalement issues d'études expérimentales basées sur la mesure directe du flux thermique échangé en fonction des paramètres de fonctionnement du moteur.

La corrélation la plus utilisée est celle élaborée en 1967 par **Woschni [23]**. Elle est basée sur l'hypothèse de la **convection turbulente forcée** et s'applique aussi bien aux moteurs Diesel qu'aux moteurs à allumage commandé. Considérant que les méthodes expérimentales utilisant la température de surface ne convenaient pas, ces données expérimentales étant entachées d'une dispersion importante, l'auteur a préféré utiliser un bilan global sur le moteur pour déterminer, pour chaque phase du cycle thermodynamique, la quantité de chaleur cédée aux parois. Sa formulation du coefficient d'échange global h_g en $\text{KW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ est la suivante :

$$h_g = 0,8195 \cdot D^{-0.2} \cdot T^{-0.53} \cdot P^{0,8} \cdot V^{0,8} \quad (2.38)$$

avec D l'alésage du cylindre (m);

T température du gaz (K);

P pression cylindre (MPa);

V vitesse caractéristique moyenne du fluide moteur telle que [23]:

$$V = \left[C_1 \cdot V_{mp} + C_2 \cdot \frac{V_u \cdot T_{RFA}}{P_{RFA} \cdot V_{RFA}} \cdot (P - P_{sa}) \right] \quad (2.39)$$

Avec V_u cylindrée unitaire (m^3);

$P_{RFA}, T_{RFA}, V_{RFA}$ Respectivement pression (MPa), température (K) et volume (m^3)

de la chambre de combustion correspondant au moment du retard de fermeture de la soupape d'admission (ou début de compression);

C_1, C_2 Coefficients spécifiques à chaque phase du cycle moteur (voir tableau .2.2)

V_{mp} Vitesse moyenne du piston (m/s);

P Pression cylindre (MPa);

P_{sa} Pression cylindre sans allumage (MPa).

Phase du cycle moteur	Coefficient	Coefficient
-----------------------	-------------	-------------

	C ₁	C ₂
Admission et échappement	6,18	0
Compression	2,28	0
Combustion et détente	2,28	3,24.10 ⁻³

Tableau.2.2: Coefficients C₁ et C₂ de la corrélation de **Woschni** [23].

Compte tenu de l'équation (2.35), et en négligeant le **terme radiatif** devant le **terme convectif**, les pertes thermiques convectives massiques rapportées à 1 Kg du fluide moteur s'écrivent comme suit:

$$dq_{per} = \frac{dQ_{per}}{m_c \cdot m_{mm}} = \frac{h_c \cdot S(a) \cdot (T - T_p) \cdot da}{6 \cdot n \cdot m_c \cdot m_{mm}} \quad (2.40)$$

Avec h_c Coefficient de pertes thermiques calculé à partir de la corrélation de **Woschni** (équation 2.38);

m_c – Masse de combustible injectée dans un cylindre par cycle;

m_{mm} masse du mélange moteur;

n régime moteur.

Le taux de pertes thermiques massiques entre gaz - parois au cours du temps dt est calculé à partir de la dernière équation de la manière suivante:

$$\frac{dq_{per}}{da} = \frac{h_c \cdot S(a) \cdot (T - T_p)}{6 \cdot n \cdot m_c \cdot m_{mm}} \quad (2.41)$$

Par substitution des équations (2.31) et (2.41) dans l'équation différentielle (2.26), on peut écrire la formule suivante:

$$\frac{dP}{da} + g \cdot \frac{f'(a)}{f(a)} \cdot P = \frac{(g-1)}{f(a)} \left(\frac{x \cdot P_{ci}}{m_{mm} \cdot j_z} \cdot W_0 - \frac{h_c \cdot S(a) \cdot (T - T_p)}{6 \cdot n \cdot m_c \cdot m_{mm}} \right)$$

(2.42)

Avec :

$$W_0 = 6,908 \cdot (m + 1) \cdot \left(\frac{a - q}{j_z} \right)^m \exp \left[- 6,908 \left(\frac{a - q}{j_z} \right)^{m+1} \right]$$

Où q avance à l'allumage

j_z Durée angulaire de combustion;

m exposant du caractère de combustion;

a Angle instantané du vilebrequin.

g Rapport des chaleurs massiques $\left(\frac{c_p}{c_v} \right)$.

La pression cylindre, P , est obtenue en intégrant le système d'équations (2.42).

Le problème majeur qui se pose lors de l'intégration de l'équation (2.42) est que le rapport des chaleurs massiques $g = \frac{c_p}{c_v}$ des produits de combustion dépend à la fois de la richesse f du mélange carburé, de la température des produits de combustion T ainsi que de la fraction brûlée x . Pour surmonter ce problème et à fin de linéariser l'équation homogène (l'équation différentielle du premier ordre (2.42) sans second membre), on décompose le processus de combustion en une infinité de combustions élémentaires 1-2, dans chaque segment élémentaire le rapport moyen des chaleurs massiques g_{1-2} est supposé constant et varié d'un segment à un autre suivant que le mélange carburé soit riche ou pauvre selon les expressions ci-dessous [26]:

$$\left\{ \begin{array}{l}
g_{1-2} = \frac{c_{p,1-2}}{c_{v,1-2}} = 1,259 + \left[\frac{76,7 - (13,6 - 14,2.f).x_{1-2}}{T_{1-2}} \right] - (0,0665 - 0,0245.f).x_{1-2} \quad \text{si } f \geq 1 \\
\text{ou bien} \\
g_{1-2} = \frac{c_{p,1-2}}{c_{v,1-2}} = 1,259 + \frac{[76,7 + 0,6.x_{1-2}]}{T_{1-2}} - (0,012 + 0,03.f).x_{1-2} \quad \text{si } f < 1 \\
\text{avec} \\
T_{1-2} = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad \text{et} \quad x_{1-2} = \frac{x_1 + x_2}{2}
\end{array} \right. \quad (2.43)$$

Dans ces conditions, on résout tout d'abord l'équation homogène suivante en supposant la constance de l'exposant g dans le segment considéré 1-2:

$$\frac{dP}{da} + g_{1-2} \cdot \frac{f'(a)}{f(a)} \cdot P = 0 \quad (2.44)$$

En **séparant les variables** P et a , l'équation précédente peut se mettre sous la forme suivante:

$$\frac{dP}{P} = -g_{1-2} \cdot \frac{f'(a)}{f(a)} \cdot da \quad (2.45)$$

La **solution générale** de cette équation est obtenue par intégration des 2 membres:

$$P = \frac{C^{te}}{[f(a)]^{g_{1-2}}} \quad (2.46)$$

Une **solution particulière** de l'équation différentielle (2.42) est obtenue en utilisant la **méthode de variation de la constante d'intégration** figurant dans l'équation ci-dessus:

C'est-à-dire, on pose:

$$C^{te} = C^{te}(a) \Rightarrow \frac{dP}{da} = \frac{[f(a)]^{g_{1-2}} \cdot \frac{dC^{te}(a)}{da} - C^{te}(a) g_{1-2} \cdot f'(a) [f(a)]^{g_{1-2}-1}}{[f(a)]^{2g_{1-2}}} \quad (2.47)$$

Par substitution des équations (2.46) et (2.47) et en posant $C^{te} = C^{te}(a)$ dans l'équation différentielle (2.42), on obtient l'équation suivante pour la constante C^{te} :

$$\frac{dC^{te}}{da} = (g_{1-2} - 1) [f(a)]^{g_{1-2}-1} \cdot \frac{dq}{da} \quad (2.48)$$

Où:

$$\frac{dq}{da} = \left(\frac{x.P_{ci}}{m_{mm} j_z} \cdot W_0 - \frac{h_c \cdot S(a) \cdot (T - T_p)}{6.n.m_c \cdot m_{mm}} \right) \quad (2.49)$$

En intégrant l'équation (2.48), on obtient l'expression suivante:

$$C^{te}(a) = (g_{1-2} - 1) \cdot \int \left\{ [f(a)]^{g_{1-2}-1} \cdot \frac{dq}{da} \right\} \cdot da \quad (2.50)$$

Donc la **solution particulière** de l'équation différentielle (2.42) est donnée par:

$$P = \frac{C^{te}(a)}{[f(a)]^{g_{1-2}}} = \frac{(g_{1-2} - 1)}{[f(a)]^{g_{1-2}}} \cdot \int \left\{ [f(a)]^{g_{1-2}-1} \cdot \frac{dq}{da} \right\} \cdot da \quad (2.51)$$

La solution finale de l'équation différentielle (2.42) est la **superposition de la solution générale (équation 2.46) et de la solution particulière (équation 2.51)**:

$$P = \frac{C^{te}}{[f(a)]^{g_{1-2}}} + \frac{(g_{1-2} - 1)}{[f(a)]^{g_{1-2}}} \cdot \int \left\{ [f(a)]^{g_{1-2}-1} \cdot \frac{dq}{da} \right\} da$$

1424B
Solution Générale
14444442444443
Solution Particulière

Ou encore :

$$P = \frac{1}{[f(a)]^{g_{1-2}}} \cdot \left\{ C^{te} + (g_{1-2} - 1) \int \left\{ [f(a)]^{g_{1-2}-1} \cdot \frac{dq}{da} \right\} da \right\} \quad (2.52)$$

La constante d'intégration C^{te} figurant dans l'équation (2.52) est déterminée à partir des conditions initiales relatives au segment considéré 1-2:

$$C.I : \text{Pour } a = a_1 \text{ nous avons : } P = P_1 ; \int \left\{ [f(a)]^{g_{1-2}-1} \cdot \frac{dq}{da} \right\} da \Big|_{a=a_1} = 0 \quad (2.53)$$

Compte tenu des équations (2.53) et (2.52), on détermine la constante d'intégration C^{te} comme suit:

$$C^{te} = P_1 \cdot [f(a_1)]^{g_{1-2}} \quad (2.54)$$

L'expression de la pression cylindre durant la phase de combustion est obtenue en remplaçant la constante d'intégration (équation (2.54)) dans l'équation (2.52):

$$P = \frac{1}{[f(a)]^{g_{1-2}}} \cdot \left\{ P_1 \cdot [f(a_1)]^{g_{1-2}} + (g_{1-2} - 1) \int \left\{ [f(a)]^{g_{1-2}-1} \cdot \frac{dq}{da} \right\} da \right\} \quad (2.55)$$

Pour la combustion élémentaire 1-2, la pression à la fin de ce segment, P_2 , est calculée en fonction de la pression au début de ce segment, P_1 , à partir de la dernière équation de la manière suivante:

$$P_2 = \frac{1}{[f(a_2)]^{g_{1-2}}} \cdot \left\{ P_1 \cdot [f(a_1)]^{g_{1-2}} + (g_{1-2} - 1) \int_{a_1}^{a_2} \left\{ [f(a)]^{g_{1-2}-1} \cdot \frac{dq}{da} \right\} da \right\} \quad (2.56)$$

Algorithme de calcul de la pression cylindre et de la température moyenne des gaz durant la phase de combustion:

La pression cylindre et la température moyenne des gaz durant la phase de combustion sont déterminées dans l'ordre suivant à l'aide de l'algorithme ci-dessous:

- Après avoir décomposé la phase de combustion en plusieurs segments élémentaires 1-2 dans lesquels le rapport des capacités thermiques massiques des produits de combustion g_{1-2} est supposé constant et varié d'un segment à un autre en fonction des 3 variables : richesse f , Température moyenne dans le segment considéré $T_{1-2} = \frac{(T_1 + T_2)}{2}$ et fraction moyenne qui brûle dans ce segment $x_{1-2} = \frac{(x_1 + x_2)}{2}$.
- On propose un **estimé initial** de température à la fin du segment considéré 1-2, c'est-à-dire correspondant à l'angle $a_2 = a_1 + \Delta a$ où $\Delta a = 1^\circ$:

$$T_2 = T_1 + \Delta T \quad (2.57)$$

Où ΔT accroissement de température des produits de combustion durant la combustion élémentaire 1-2.

T_1 Température des produits de combustion au début du pas de calcul

(pour $a = a_1$).

- On calcule la température moyenne $T_{1-2} = \frac{(T_1 + T_2)}{2}$ des produits de combustion dans le segment 1-2.
- A l'aide de la loi de **Wiebe**, on calcule la fraction moyenne $x_{1-2} = \frac{(x_1 + x_2)}{2}$ de combustible qui brûle dans ce segment 1-2.
- Sachant la richesse du mélange carburé f , la température moyenne T_{1-2} ainsi que la fraction moyenne de combustible x_{1-2} , on calcule le rapport des capacités thermiques massiques des produits de combustion g_{1-2} dans le segment considéré à l'aide de l'une des équations du système (2.43).
- On calcule la pression à la fin du pas de calcul P_2 à l'aide de l'équation (2.56) dans laquelle l'intégrale définie est calculée par la **méthode des trapèzes**.

- Sachant la pression au point 2, P_2 on calcule la nouvelle valeur de température à la fin de ce pas T_2 , en réécrivant l'équation (2.15) relativement au pas 1-2 sous la forme suivante:

$$T_2 = \frac{T_1}{P_1 \cdot V_1} \cdot \frac{P_2 \cdot V_2}{C_{1-2}} \quad (2.58)$$

- Si l'écart en valeur absolue entre la température finale donnée par l'équation (2.58) et celle proposée dans l'équation (2.57) est très grand (supérieure à une certaine précision fixée, par exemple 2 %), on refait les calculs ci-dessus à partir du **3^{ème} point** en utilisant la dernière valeur de T_2 (calculée par l'équation (2.58)) comme estimé initial. On arrête les itérations lorsque la précision fixée est assurée.
- La pression finale trouvée P_2 ainsi que la température finale calculée T_2 sont utilisées comme paramètres initiaux pour le prochain pas et ainsi de suite.
- A fin d'accélérer la convergence du procédé itératif ci-dessus, l'accroissement ultérieur (pour le prochain pas de calcul) est apprécié par **la méthode d'extrapolation**.

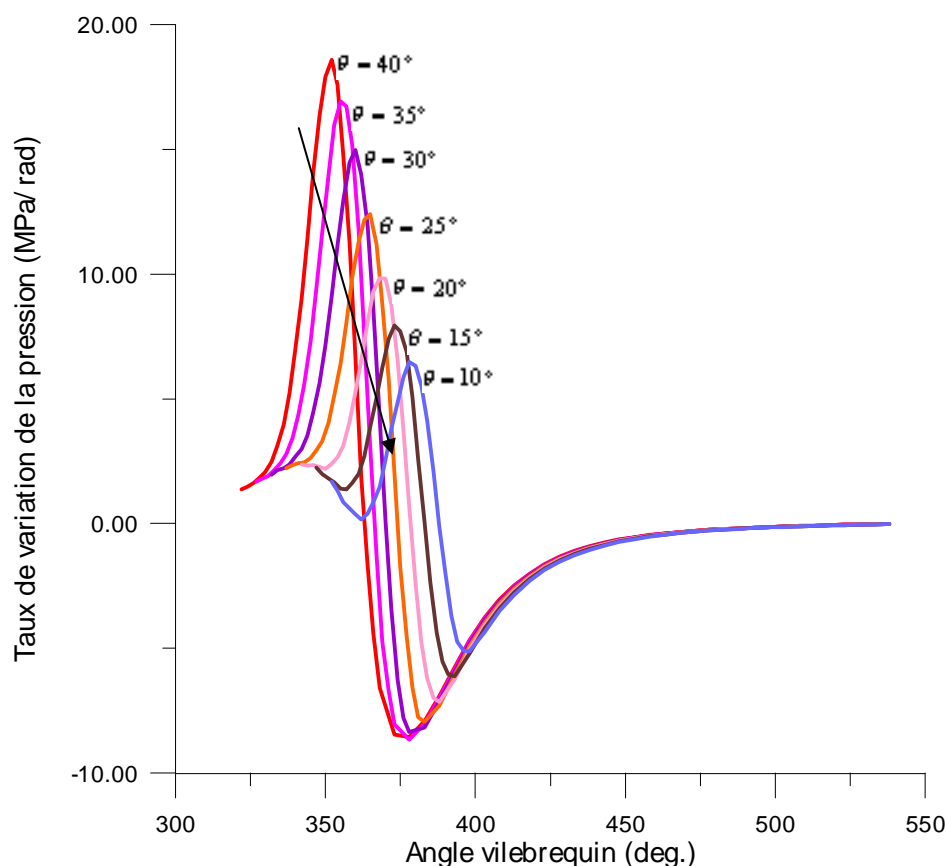


Fig.2.5 : Evolution du taux de variation de pression dans un cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour différentes avance à l'allumage

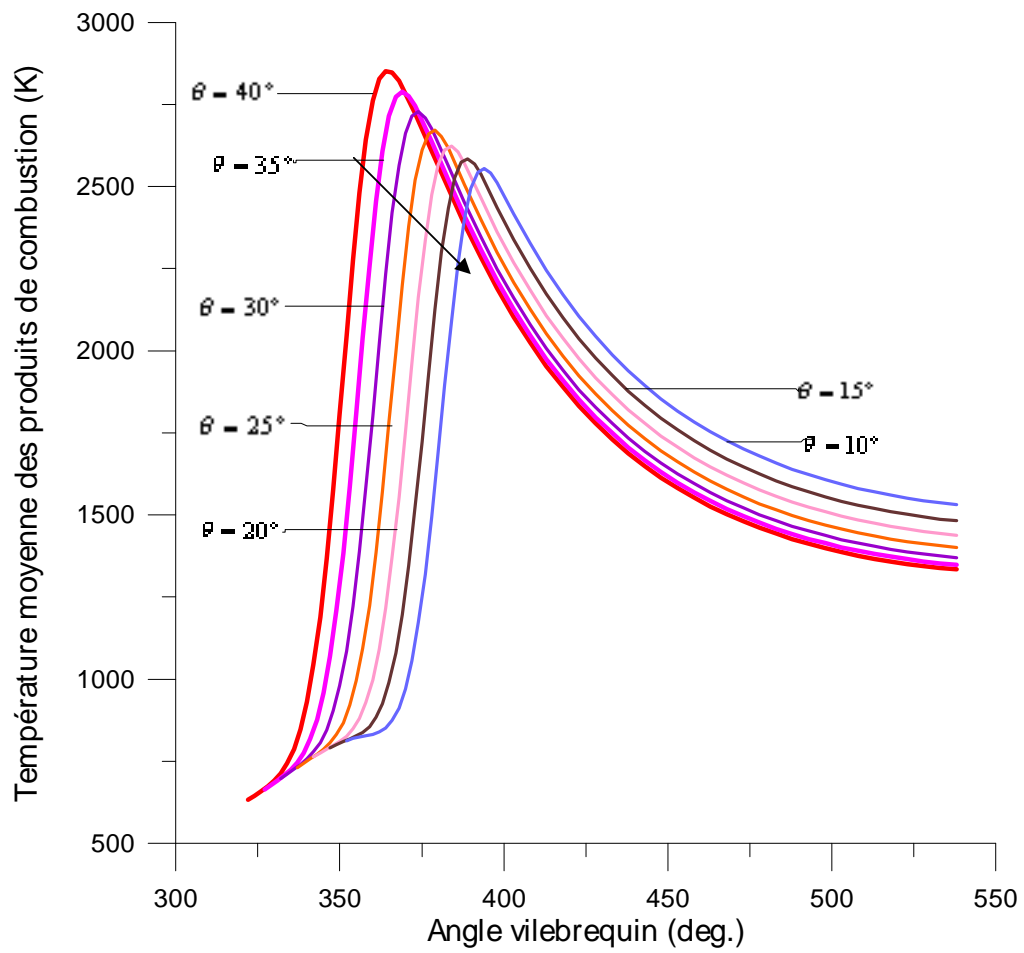


Fig.2.6 : Evolution de la température moyenne des produits de combustion en fonction de l'angle vilebrequin pour différentes avance à l'allumage

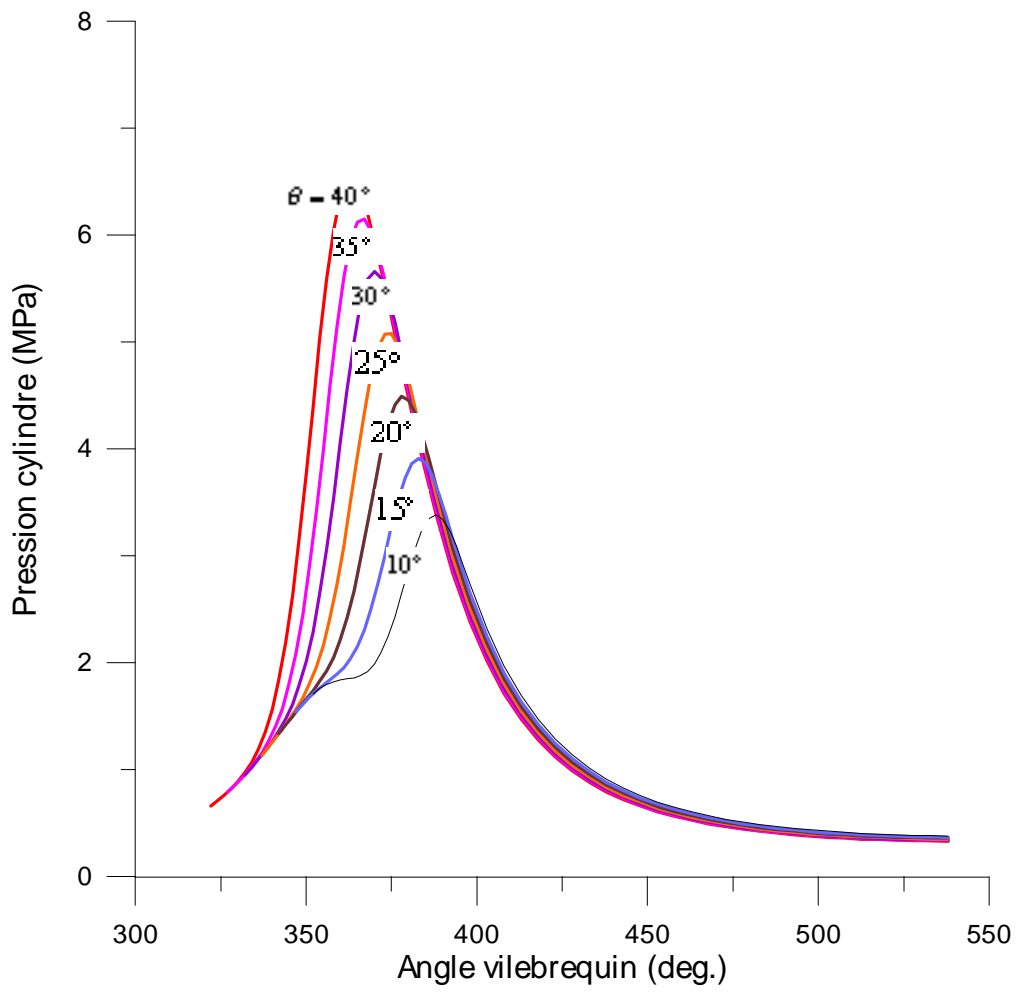


Fig.2.7 : Evolution de la pression cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour différentes avance à l'allumage

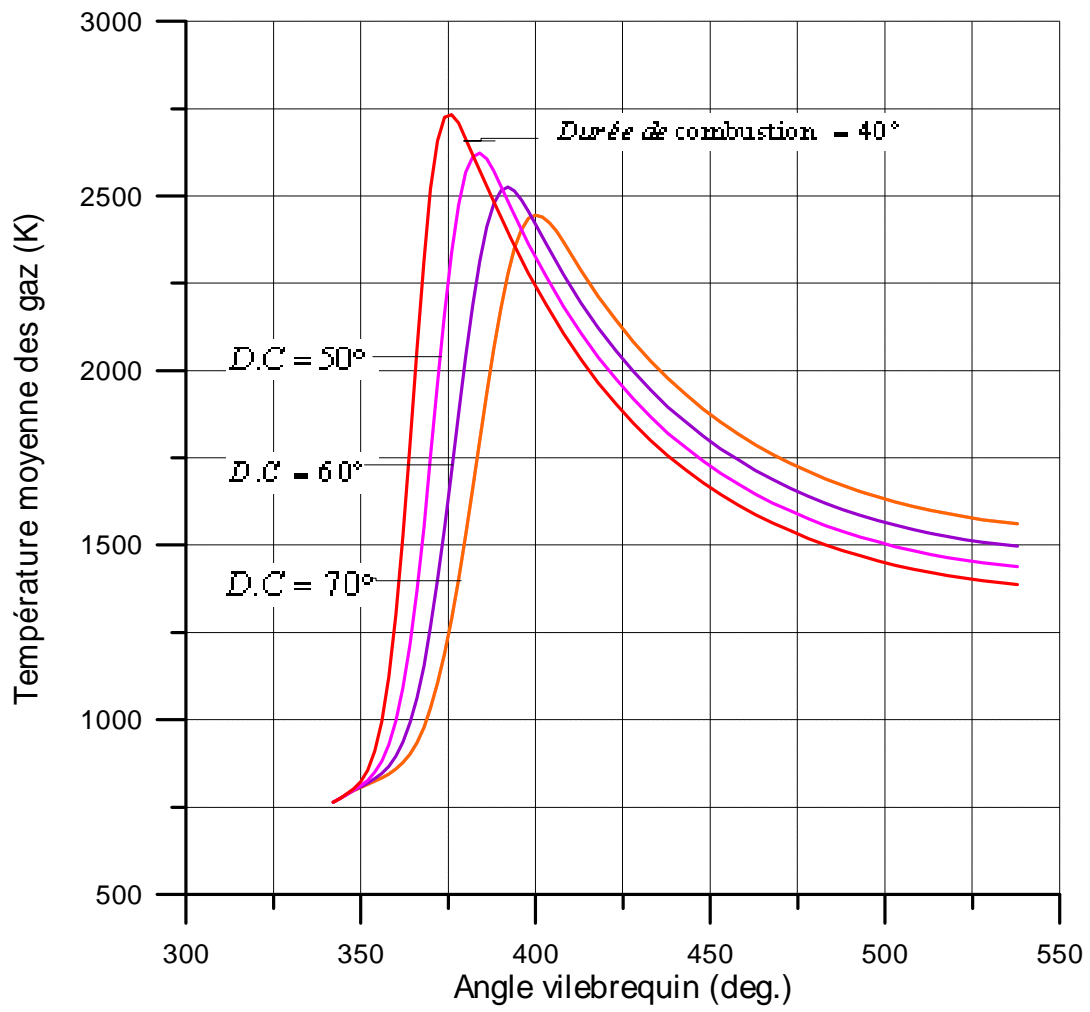


Fig.2.8 : Evolution de la température moyenne des produits de combustion en fonction de l'angle vilebrequin pour 4 valeurs de la durée de combustion

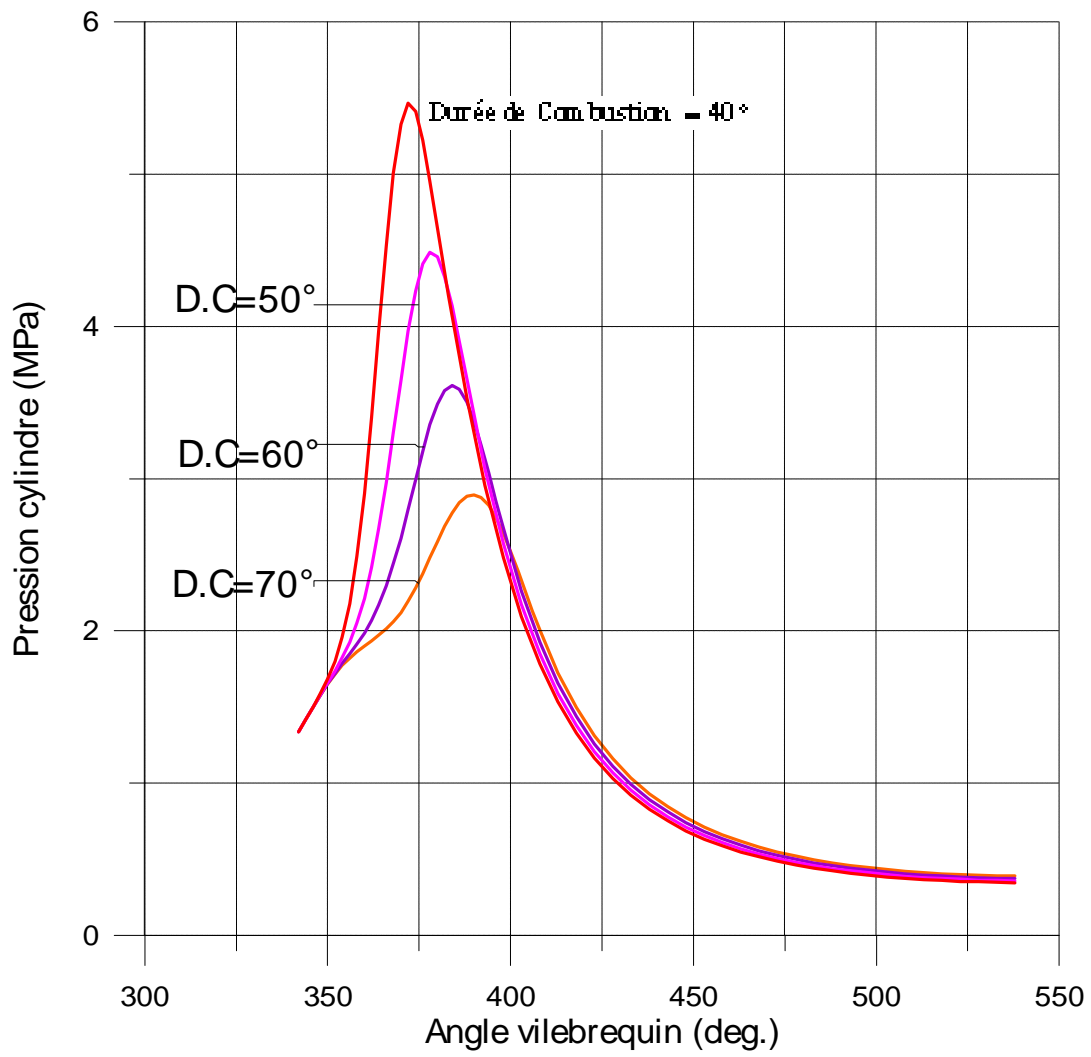


Fig.2.9 : Evolution de la pression cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour différentes durée de combustion

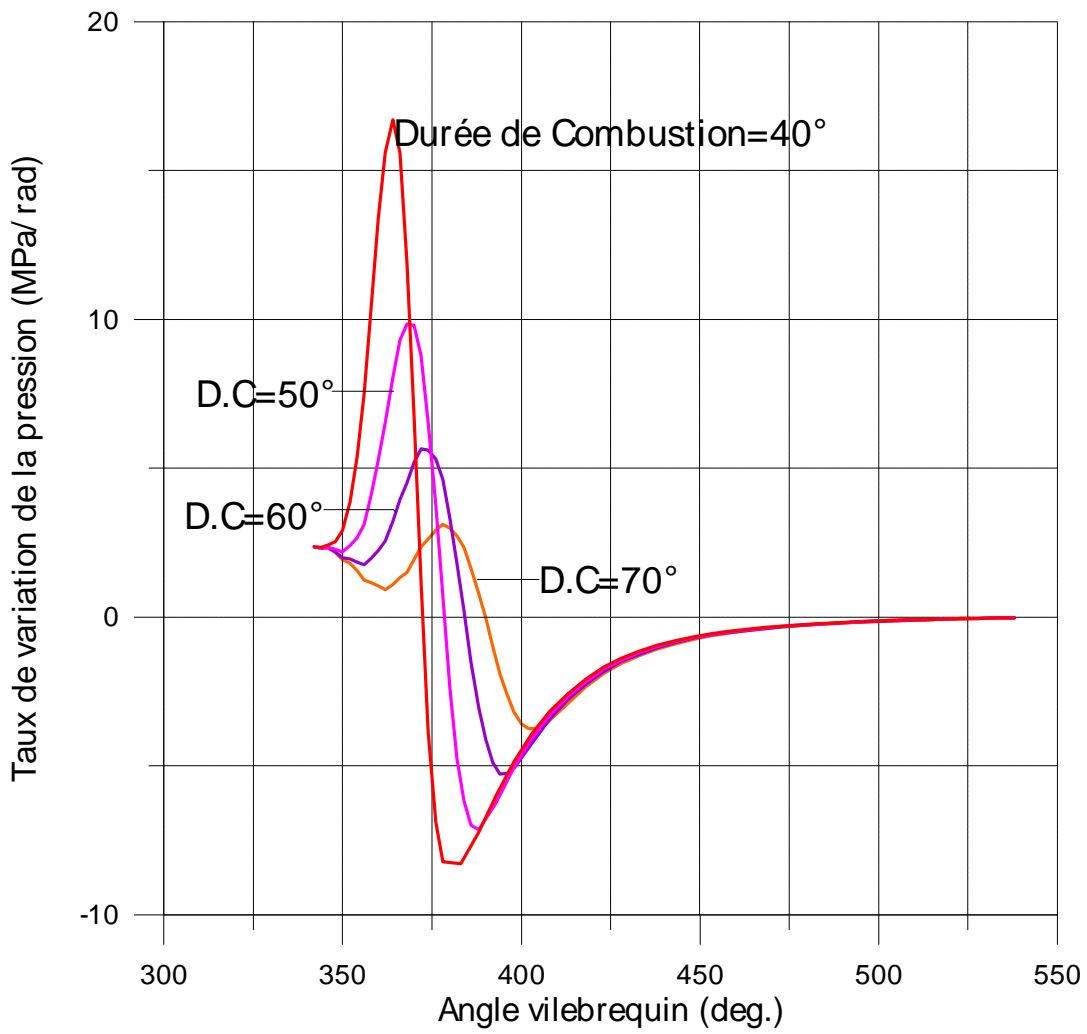


Fig.2.10: Evolution du taux de variation de pression dans un cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour différentes durées de combustion

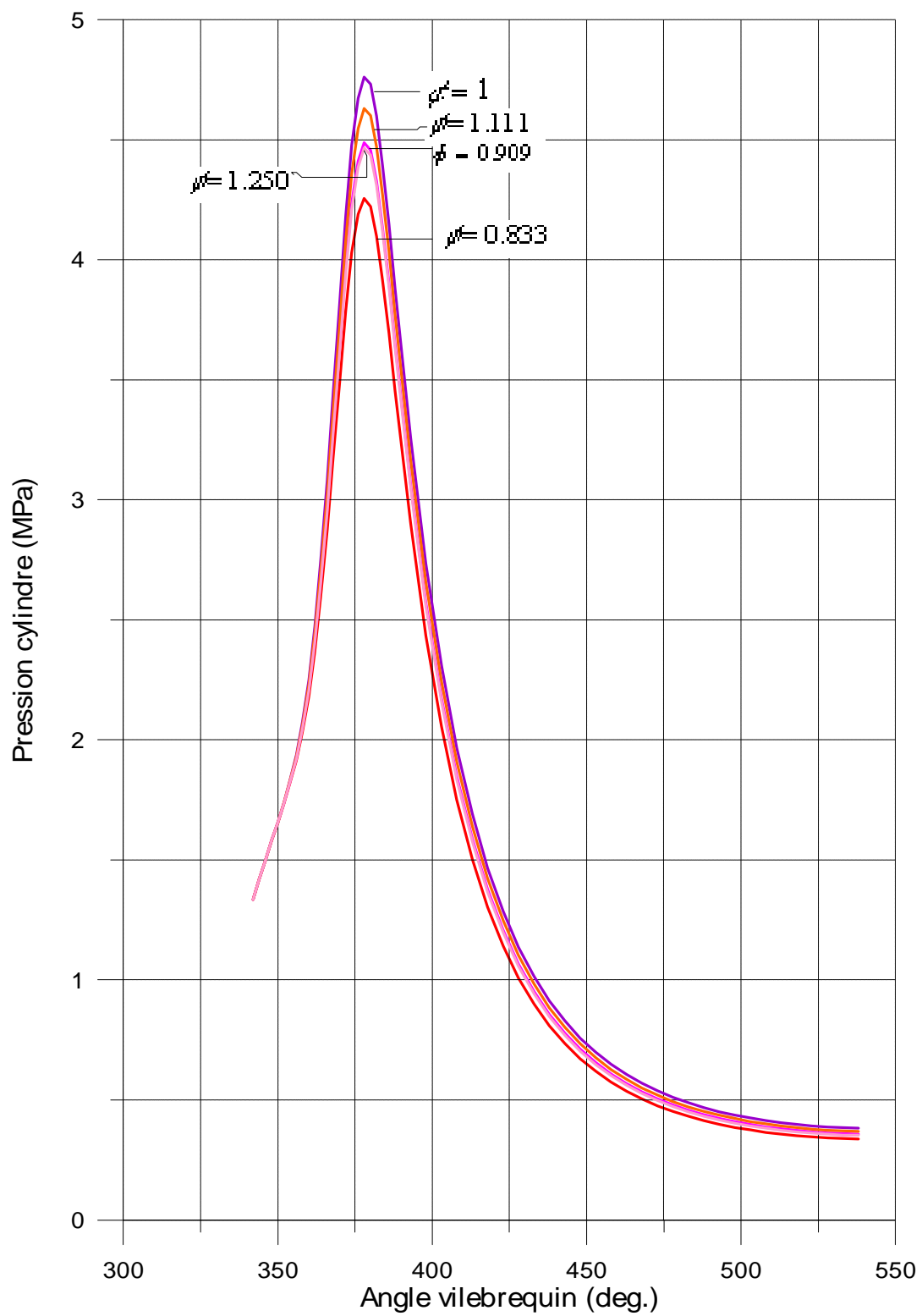


Fig.2.11: Variation de la pression cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour 5 valeurs de la richesse du mélange carburé ($f = 0.833 - 0.909 - 1 - 1.111 - 1.250$)

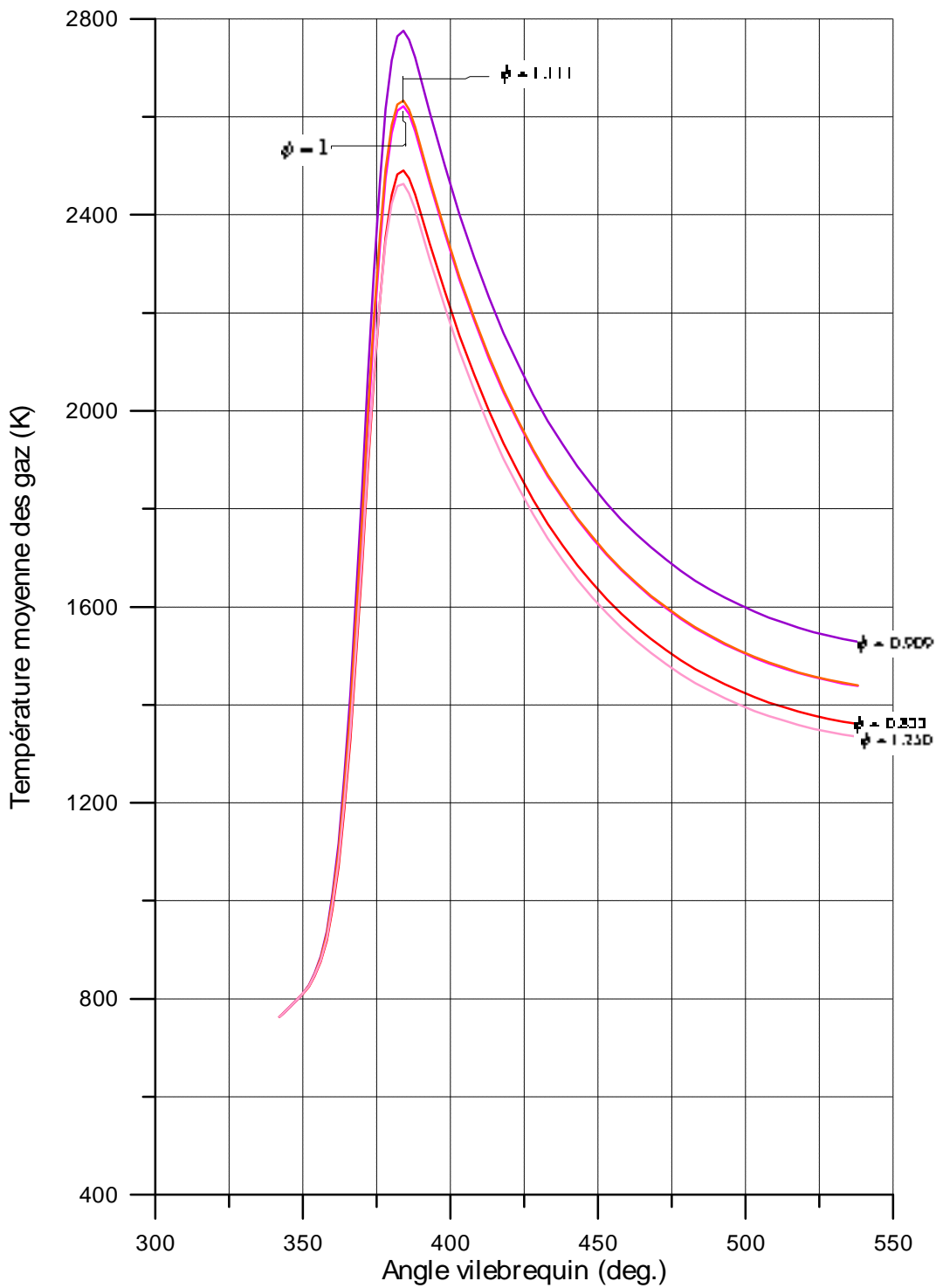


Fig.2.12: Variation de la température moyenne des gaz en fonction de l'angle vilebrequin pour 5 valeurs de la richesse du mélange carburé ($f = 0.833 - 0.909 - 1 - 1.111 - 1.250$)

B- RECALAGE DE LA PRESSION CYLINDRE AU COURS DE LA COMBUSTION

1-Introduction :

L'analyse des résultats expérimentaux d'un moteur à combustion interne est très importante, surtout pour mettre en évidence le degré d'approximation du processus réel de combustion au processus théorique pronostiqué par la théorie. En effet, d'après le diagramme d'indicateur on peut déterminer la variation de la pression des gaz $P = P(a)$ ainsi que la vitesse d'accroissement de pression $W_p = \frac{dP}{da} = W_p(a)$ en fonction de l'angle a du vilebrequin. En plus, on peut déterminer en se basant toujours sur le même diagramme, la pression maximale P_{\max} et la vitesse d'accroissement de pression maximale $W_{p_{\max}}$. La connaissance de P_{\max} et de $W_{p_{\max}}$ permet d'apprécier les contraintes mécaniques et dynamiques auxquelles sont soumises les pièces de l'embellage.

Il faut noter aussi que la valeur de P_{\max} conditionne l'intensité de la force normale du piston contre les parois du cylindre, ceci permet d'apprécier le coefficient de frottement et par conséquent le taux d'usure du moteur.

Cette étude a été effectuée sur la base des mesures récentes faites sur un banc d'essai doté de tous les perfectionnements actuellement disponibles au **Laboratoire de Mécanique et Energétique (L.M.E) du Polytech'Orléans**. Elle comporte une partie d'analyse qui permet d'accéder à la détermination des paramètres cinétiques figurants dans la loi de **WIEBE**. Une fois ces paramètres sont déterminés, on procède ensuite au recalage de la pression cylindre mesurée avec celle simulée.

2-LOIS DE DEGAGEMENT DE CHALEUR :

La combustion dans les moteurs thermiques est caractérisée par l'évolution dans le temps de la libération d'énergie contenue dans le combustible, c'est ce qui est connu sous le nom "la loi de dégagement de chaleur". Dans tous les modèles de combustion il faut avoir recours à un ajustement de coefficients semi-empiriques, en tenant compte du milieu fortement turbulent de la chambre de combustion pour obtenir des résultats cohérents.

2.1-PRESENTATION DE QUELQUES MODELES DE DEGAGEMENT DE CHALEUR :

$$1- \frac{1}{m} \cdot \frac{d(m_b)}{dt} = Cte \quad [1]$$

Où :

m_b = Masse brûlée ;

m = Masse totale.

$$2- \frac{1}{m} \cdot \frac{d(m_b)}{dt} = \frac{2}{t_c} \left(1 - \frac{t}{t_c} \right) \quad [1]$$

Avec : t_c =Durée de combustion.

$$3- \frac{1}{m} \frac{d(m_b)}{dt} = \frac{2}{t_p} \left(\frac{t}{t_p} \right) \exp \left[-\frac{2}{3} \left(\frac{t}{t_p} \right)^3 \right] \quad [1]$$

Avec : t_p =Temps du max. de $\frac{dP}{dt}$.

$$4- \frac{1}{m} \cdot \frac{d(m_b)}{dt} = f(\sin t \text{ et } \cos t) \quad [1]$$

5-Modèle de WATSON:

$$x = f \left[1 - \left(1 - t^{A_1} \right)^{B_1} \right] + (1 - f) \left[1 - \exp(-A_1 \cdot t \cdot B_2) \right] \quad [2]$$

L'origine des temps étant prise au début de combustion.

A_1 , B_1 et B_2 sont des constantes

6-Modèle d'AHMED:

$$x = f \left[1 - \exp(-A_1 \cdot t \cdot B_1) \right] + (1 - f) \left[1 - \exp(A_2 \cdot t \cdot B_2) \right] \quad [2]$$

A_1 , B_1 , A_2 et B_2 sont des constantes

7-Modèle d'ARRHENIUS:

$$\frac{dx}{dt} = - x \cdot B^n \cdot \exp \left[- \frac{E}{RT} \right] \quad [3]$$

Avec: x = Fraction massique du combustible brûlée;

n = Ordre de la réaction.

8-Modèle de WIEBE :

$$x = 1 - \exp \left[- 6,908 \cdot \left(\frac{j}{j_z} \right)^{m+1} \right] \quad [63]$$

Avec:

j_z = Durée du processus de combustion exprimée en degré vilebrequin;

m = Exposant du caractère de combustion.

La comparaison de ces différentes lois de dégagement de chaleur avec les diagrammes des fractions massiques de combustion, montre que seuls les trois derniers modèles s'approchent de la réalité. C'est le modèle de **WIEBE** [63] qui permet de remédier à ces carences et de fournir d'une manière claire et juste la forme de la courbe de la vitesse de dégagement d'énergie. La loi de **WIEBE** exprime donc assez simplement la loi de la dynamique de combustion, mais elle contient deux paramètres cinétiques, à savoir :

- La durée de combustion " j_z " qui caractérise l'aspect quantitatif de la dynamique de combustion ;
- L'exposant du caractère de combustion " m " caractérisant l'aspect qualitatif.

2.2-SENS PHYSIQUE DES PARAMETRES CINETIQUES " j_z " et " m " :

La fraction massique de combustible brûlée peut être exprimée comme l'indique la loi de **WIEBE** [63] :

$$x = 1 - \exp \left[- 6,908 \cdot \left(\frac{j}{j_z} \right)^{m+1} \right] \quad (2.59)$$

La vitesse abstraite de combustion est déterminée par l'expression suivante :

$$W_0 = \frac{dX}{d\left(\frac{j}{j_z}\right)} = 6,908.(m + 1).\left(\frac{j}{j_z}\right)^m \exp\left[-6,908\left(\frac{j}{j_z}\right)^{m+1}\right] \quad (2.60)$$

La valeur maximale de W_0 est atteinte lorsque l'accélération abstraite de combustion est nulle, ce qui correspond à :

$$\left(\frac{j_{\max}}{j_z}\right) = \left[\frac{1}{6,908.(m + 1)}\right]^{\frac{1}{m+1}} \quad (2.61)$$

La fraction de combustible brûlée jusqu'à la vitesse maximale de combustion est exprimée par :

$$x_{\max} = 1 - \exp\left[-6,908.\left(\frac{j_{\max}}{j_z}\right)^{m+1}\right] = 1 - \exp\left[-\frac{m}{m+1}\right] \quad (2.62)$$

La vitesse moyenne des réactions chimiques en chaînes est déterminée par l'expression suivante :

$$W_{\text{moy}} = \frac{x_z}{j_z} = \frac{[1 - \exp(-6,908)]}{j_z} = \frac{1}{j_z} \quad (2.63)$$

L'équation (2.62) montre que l'exposant du caractère de combustion " m " donne une seule valeur de la fraction massique maximale " x_{\max} " qui correspond à la vitesse maximale de combustion. Alors que l'équation (2.63) prouve que la vitesse moyenne des réactions en chaînes est inversement proportionnelle à la durée du processus de combustion.

3-VITESSE D'ACCROISSEMENT DE PRESSION AU COURS DE LA COMBUSTION :

Rappelons que l'équation du premier principe de la thermodynamique peut s'écrire sous la forme suivante :

$$dU = dQ - P \cdot dV$$

Récrivons cette dernière équation pour 1 kg du fluide moteur, alors on a :

$$C_v \cdot dT = dq - P \cdot dv \quad (2.64)$$

Afin d'éliminer C_v et dT figurants dans (2.64), on utilise les deux relations suivantes :

$$P \cdot v = r \cdot T \quad (2.65)$$

$$C_v = \frac{r}{g - 1} \quad (2.66)$$

Dérivons ensuite les deux membres de (2.65), on obtient :

$$P \cdot dv + v \cdot dP = r \cdot dT$$

Ce qui donne :

$$dT = \frac{1}{r} \cdot [P \cdot dv + v \cdot dP] \quad (2.67)$$

Par substitution des équations (2.66) et (2.67) dans (2.64), on obtient l'équation différentielle suivante :

$$v \cdot dP + g \cdot \frac{P}{v} = (g - 1) \cdot \frac{dq}{v \cdot dv} \quad (2.68)$$

Pour commodité, on exprime le volume massique "v" en fonction de l'angle vilebrequin a :

$$v = \frac{v_a}{e} \cdot y(a) \quad (2.69)$$

Où la fonction adimensionnelle $y(a)$ dite " fonction volume du cylindre " est donnée par l'expression suivante :

$$y(a) = 1 + \frac{e-1}{2} \left(1 - \cos a + \frac{1}{l} \cdot \sqrt{1 - l^2 \cdot \sin^2 a} \right)$$

Où $l = \frac{R}{L} = \frac{\text{rayon de manivelle}}{\text{longueur de bielle}}$

L'équation (2.69) peut s'écrire encore sous la forme suivante :

$$dv = \frac{v_a}{e} \cdot y'(a) \cdot da \quad (2.70)$$

Par substitution des équations (2.69) et (2.70) dans (2.68), on obtient :

$$\frac{dP}{da} + g \cdot P \cdot \frac{y'(a)}{y(a)} = \frac{e}{v_a} \cdot \frac{(g-1)}{y(a)} \cdot \frac{dq}{da} \quad (2.71)$$

En introduisant la définition de la fraction massique de combustible brûlée "x" :

$$x = \frac{m_b}{m} = \frac{\text{masse brûlée}}{\text{masse totale}}$$

Alors, on peut exprimer la quantité de chaleur infinitésimale dégagée correspondant à la fraction brûlée dx en fonction de la quantité de chaleur totale libérée au cours de la combustion comme suit :

$$dq = q_z \cdot dx$$

Ou encore :

$$\frac{dq}{da} = q_z \cdot \frac{dx}{da} = q_z \cdot \frac{dx}{dj} = \frac{q_z}{j_z} \cdot \frac{dx}{d\left(\frac{j}{j_z}\right)} = \frac{q_z}{j_z} \cdot W_0 \quad (2.72)$$

L'équation (2.72) représente le taux de dégagement de chaleur durant le processus de combustion.

Par substitution de l'équation (2.72) dans (2.71), on obtient :

$$\frac{dP}{da} + g \cdot P \cdot \frac{y'(a)}{y(a)} = \frac{e}{v_a} \cdot \frac{(g-1)}{y(a)} \cdot \frac{q_z}{j_z} \cdot W_0 \quad (2.73)$$

A partir de l'équation (2.73), on peut déterminer l'expression de la vitesse d'accroissement de pression

$W_p = \frac{dP}{da}$ au cours du processus de combustion de la façon suivante:

$$\frac{dP}{da} = \frac{e}{v_a} \cdot \frac{(g-1)}{y(a)} \cdot \frac{q_z}{j_z} \cdot W_0 - g \cdot P \cdot \frac{y'(a)}{y(a)}$$

En tenant compte du fait que $a = 360^\circ - q + j$ (voir fig.1), alors on réécrit l'équation ci-dessus comme suit :

$$\frac{dP}{dj} = \frac{e}{v_a} \cdot \frac{(g-1)}{y(a)} \cdot \frac{q_z}{j_z} \cdot W_0 - g \cdot P \cdot \frac{y'(a)}{y(a)} \quad (2.74)$$

Par substitution de l'équation (2.60) dans (2.74) et compte tenu de la relation suivante :

$$q'_z = \frac{q_z}{v_a}$$

L'expression finale de la vitesse d'accroissement de pression au cours de la phase de combustion s'écrit donc :

$$\frac{dP}{dj} = \frac{1}{y(a)} \left\{ \frac{6,908 (m+1)(g-1) e q'_z \left(\frac{j}{j_z}\right)^m}{j_z \exp \left[6,908 \left(\frac{j}{j_z}\right)^{m+1} \right]} - g P y'(a) \right\} \quad (2.75)$$

Avec :

v_a = Volume massique du fluide moteur au début de la compression (m^3/kg);

q_z et q'_z = Chaleurs spécifiques totales libérées au cours de la combustion, elles sont utilisées pour faire varier l'énergie interne et pour effectuer un certain travail respectivement de 1 kg ou bien de 1 m^3 du fluide moteur.

4- PRESSION DES GAZ AU COURS DE LA COMBUSTION :

Pour déterminer la pression des gaz au cours du processus de combustion, on décompose ce dernier en une infinité de processus élémentaires 1-2 dans lesquels la valeur de l'exposant g_{1-2} est constante dans le segment considéré, mais elle varie d'un segment à un autre en fonction de la température moyenne T_{1-2} . (Voir Fig.2.13).

Pour le processus de combustion élémentaire 1-2, l'équation du premier principe de la thermodynamique peut s'écrire sous la forme suivante :

$$q_{1-2} = C_{v1-2} \cdot (T_2 - T_1) + \int_{v_1}^{v_2} P \cdot dv \quad (2.76)$$

Avec :

q_{1-2} = Quantité de chaleur infinitésimale utilisée par 1 kg du fluide moteur dans le segment considéré 1-2 (kJ/kg) ;

T_1 et T_2 = Températures absolues des gaz respectivement au début et à la fin du segment 1-2 (K) ;

C_{v1-2} = Chaleur massique moyenne du fluide moteur à volume constant dans le segment 1-2 (kJ/kg.deg).

Si la différence ($v_2 - v_1$) est très petite, alors on peut faire l'approximation suivante (**Intégration par la méthode des Trapèzes**):

$$\int_{v_1}^{v_2} P \cdot dv \cong \frac{1}{2} \cdot (P_1 + P_2) \cdot (v_2 - v_1) \quad (2.77)$$

La quantité de chaleur spécifique libérée durant la combustion élémentaire 1-2 est donnée par l'expression suivante :

$$q_{1-2} = q_z \cdot (x_2 - x_1) = q_z \cdot \Delta x_{1-2} \quad (2.78)$$

Avec:

Δx_{1-2} = Fraction massique du combustible qui brûle dans le segment 1-2.

La fraction Δx_{1-2} est déterminée à partir de la loi de **Wiebe** :

$$\Delta x_{1-2} = \exp \left[-6,908 \cdot \left(\frac{j_1}{j_z} \right)^{m+1} \right] - \exp \left[-6,908 \cdot \left(\frac{j_2}{j_z} \right)^{m+1} \right] \quad (2.79)$$

En utilisant les deux équations suivantes : $P \cdot v = r \cdot T$ et $C_p - C_v = r$, l'équation (2.76) devient :

$$C_{v1-2} \cdot (T_2 - T_1) = \frac{C_{v1-2}}{r} \cdot (P_2 \cdot v_2 - P_1 \cdot v_1) = \frac{1}{(g_{1-2} - 1)} (P_2 \cdot v_2 - P_1 \cdot v_1) \quad (2.80)$$

Avec:

$g_{1-2} = \frac{C_{p1-2}}{C_{v1-2}} = \text{Rapport des chaleurs massiques du fluide moteur dans le segment considéré 1-2.}$

Par substitution des équations (2.79), (2.78) et (2.80) dans (2.76), on obtient l'expression de la pression des gaz à la fin du segment élémentaire de combustion 1-2 :

$$P_2 = \frac{2 \cdot q_z \cdot \Delta x_{1-2} + P_1 \cdot \left[\frac{g_{1-2} + 1}{g_{1-2} - 1} \cdot v_1 - v_2 \right]}{\left[\frac{g_{1-2} + 1}{g_{1-2} - 1} \cdot v_2 - v_1 \right]} \quad (2.81)$$

Le rapport $\frac{(g_{1-2} + 1)}{(g_{1-2} - 1)}$ dit "facteur de la chaleur spécifique" est désigné par K_{1-2} .

L'expression (23) s'écrit donc sous la forme suivante :

$$P_2 = \frac{2 \cdot q'_z \cdot e \cdot \Delta x_{1-2} + P_1 \cdot [K_{1-2} \cdot y(a_1) - y(a_2)]}{[K_{1-2} \cdot y(a_2) - y(a_1)]} \quad (2.82)$$

5-EXPOSANT DU CARACTERE DE COMBUSTION "m" :

Ecrivons l'équation (2.75) pour deux points caractéristiques de la courbe de combustion tracée sur le diagramme ($P - a$) (voir Fig.2.13).

a- Au point "C" qui se trouve sur le P.M.H :

En ce point nous avons : $a = 0$ et $j = q$

L'équation (2.75) s'écrit donc :

$$W_{pc} = \left[\frac{dP}{dj} \right]_c = \frac{6,908 \cdot e \cdot q'_z \cdot (g_c - 1)(m + 1) \cdot \left(\frac{q}{j_z} \right)^m}{j_z \cdot \exp \left[6,908 \cdot \left(\frac{q}{j_z} \right)^{m+1} \right]} \quad (2.83)$$

b- Au point "P" correspondant à la pression maximale du cycle :

$$\text{En ce point nous avons : } a = a_p, j = j_p \text{ et } W_{pp} = \left(\frac{dP}{dj} \right)_p = 0$$

L'équation (2.75) s'écrit donc:

$$g_p \cdot P_{\max} \cdot y'(a_p) = \frac{6,908 \cdot e \cdot q'_z \cdot (g_p - 1)(m + 1) \cdot \left(\frac{j_p}{j_z} \right)^m}{j_z \cdot \exp \left[6,908 \cdot \left(\frac{j_p}{j_z} \right)^{m+1} \right]} \quad (2.84)$$

Avec :

W_{pc} = Vitesse d'accroissement de pression au moment où le piston est au P.M.H en (MPa/rad) ;

P_{\max} = Pression maximale du cycle en (MPa) ;

g_c et g_p = Rapport des chaleurs spécifiques respectivement lorsque le piston est au P.M.H et lorsque la pression atteint son maximum ;

q = Avance à l'allumage en (°r.v) ;

a_p = Angle vilebrequin compris entre le P.M.H et la pression maximale en (°r.v) ;

j_p = Angle vilebrequin compris entre le début de combustion et la pression maximale en (°r.v).

En divisant membre à membre l'équation (2.83) par (2.84), on obtient :

$$\frac{W_{pc} \cdot (g_p - 1) \left(\frac{j_p}{q}\right)^m}{g_p \cdot P_{\max} \cdot y'(a_p) \cdot (g_c - 1)} = \exp \left[6,908 \cdot \frac{(j_p^{m+1} - q^{m+1})}{j_z^{m+1}} \right] \quad (2.85)$$

On pose :

$$B = \frac{W_{pc} \cdot (g_p - 1)}{g_p \cdot P_{\max} \cdot y'(a_p) \cdot (g_c - 1)} \quad (2.86)$$

D'où l'on tire l'expression de la durée du processus de combustion " j_z " :

$$j_z = \left[\frac{6,908 \cdot (j_p^{m+1} - q^{m+1})}{\ln \left\{ B \cdot \left(\frac{j_p}{q}\right)^m \right\}} \right]^{\frac{1}{m+1}} \quad (2.87)$$

Récrivons maintenant l'équation (2.83) sous la forme suivante :

$$P_2 \cdot [K_{1-2} \cdot y(a_2) - y(a_1)] - P_1 \cdot [K_{1-2} \cdot y(a_1) - y(a_2)] = 2 \cdot e \cdot q'_z \cdot \Delta X_{1-2} \quad (2.88)$$

En divisant l'équation (2.88) par (2.83) membre à membre et en tenant compte de l'équation (2.79), on obtient :

$$\frac{6,908.(g_p - 1).\{P_2.[K_{1-2}.y(a_2) - y(a_1)] - P_1.[K_{1-2}.y(a_1) - y(a_2)]\}}{2.g_p.P_{\max}.y'(a_p)} = \frac{j_z^{m+1}}{j_p^{m+1}.(m+1)} \left\{ \exp\left[\frac{6,908.(j_p^{m+1} - j_1^{m+1})}{j_z^{m+1}}\right] - \exp\left[\frac{6,908.(j_p^{m+1} - j_2^{m+1})}{j_z^{m+1}}\right] \right\} \quad (2.89)$$

Par substitution de l'équation (2.87) dans (2.89) et après quelques transformations on obtient la forme suivante :

$$\frac{6,908.(g_p - 1).\{P_2.[K_{1-2}.y(a_2) - y(a_1)] - P_1.[K_{1-2}.y(a_1) - y(a_2)]\}}{2.g_p.P_{\max}.y'(a_p)} = \frac{(j_p^{m+1} - q^{m+1})}{j_p^m.(m+1). \log \left\{ B.\left(\frac{j_p}{q}\right)^m \right\}} \cdot \left\{ \left[B.\left(\frac{j_p}{q}\right)^m \right]^{\frac{(j_p^{m+1} - j_1^{m+1})}{(j_p^{m+1} - q^{m+1})}} - \left[B.\left(\frac{j_p}{q}\right)^m \right]^{\frac{(j_p^{m+1} - j_2^{m+1})}{(j_p^{m+1} - q^{m+1})}} \right\} \quad (2.90)$$

Après avoir calculé le premier membre de l'équation (2.90) et en utilisant la méthode des **Approximations successives**, on détermine la valeur exacte de l'exposant du caractère de combustion "m" qui vérifie identiquement cette dernière expression.

6-DUREE DU PROCESSUS DE COMBUSTION "j_z" :

D'une manière analogue, on écrit l'équation (2.88) pour le segment 3-4 (voir fig.2.13), on obtient l'expression suivante :

$$\frac{6,908.(g_p - 1).(m + 1).j_p^m .\{P_4.[K_{3-4}.y(a_4) - y(a_3)] - P_3.[K_{3-4}.y(a_3) - y(a_4)]\}}{2.g_p.P_{\max}.y'(a_p)} =$$

$$j_z^{m+1} \cdot \left\{ \exp \left[\frac{6,908.(j_p^{m+1} - j_3^{m+1})}{j_z^{m+1}} \right] - \exp \left[\frac{6,908.(j_p^{m+1} - j_4^{m+1})}{j_z^{m+1}} \right] \right\}$$

(2.91)

En utilisant une fois encore la méthode des **Approximations successives**, on détermine la durée du processus de combustion qui vérifie identiquement l'équation (2.91).

7-CALCUL DE W_{pc} EN L'ABSENCE DU DIAGRAMME DE $W_p = W_p(a)$:

Dans le cas d'absence du diagramme de $W_p = W_p(a)$. La valeur de W_{pc} (Vitesse d'accroissement de pression au P.M.H) est déterminée de la façon suivante :

Après avoir calculé les valeurs de "m" et de " j_z " à l'aide des équations (2.90) et (2.91), on remplace la valeur trouvée de " j_z " dans la formule (2.89) et on recalcule ensuite par la méthode des **Approximations successives** la nouvelle valeur de l'exposant "m". Si la valeur trouvée diffère considérablement de la précédente, il faut corriger la valeur de " W_{pc} " et il faut refaire le calcul jusqu'à ce qu'on obtienne une correspondance acceptable entre les valeurs de "m" calculées par les équations (2.89) et (2.90) et aussi entre les valeurs de " j_z " calculées par les formules (2.87) et (2.91).

Ensuite, on détermine la valeur de la quantité de chaleur apportée à $1m^3$ du fluide moteur au cours de la combustion " q_z " en réécrivant l'équation (2.84) sous la forme suivante :

$$q'_z = \frac{g_p \cdot P_{\max} \cdot j_z \cdot y'(a_p) \cdot \exp \left[6,908 \cdot \left(\frac{j_p}{j_z} \right)^{m+1} \right]}{6,908 \cdot (g_p - 1) \cdot (m + 1) \cdot \left(\frac{j_p}{j_z} \right)^m} \quad (2.92)$$

8-CONFRONTATION DES RESULTATS :

Afin de pouvoir comparer les résultats théoriques issus de ce modèle de simulation (modèle **multi-zones**) avec ceux de mesure (en terme de pression cylindre), on a utilisé les données techniques réalisées sur banc moteur doté de tous les perfectionnements actuellement disponibles au **Laboratoire de Mécanique et Energétique de l'école Polytechnique d'Orléans**.

Le moteur en question est un mono-cylindre qui possède les caractéristiques géométriques essentielles suivantes :(voir tableau 2.2.)

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

Tableau.2.2 : Caractéristiques géométriques essentielles du moteur testé

Ce recalage de la pression mesurée avec celle simulée est réalisé en **deux étapes** :

Première étape :

Détermination des paramètres $(m, j_z$ et $q'_z)$ à partir de la pression mesurée sur banc

Pour déterminer les paramètres principaux $(m, j_z$ et $q'_z)$ du processus de combustion par la méthode proposée ci-dessus, on a choisi les valeurs de mesure regroupées dans le tableau.2.3.

Le traitement des données de mesures par le programme de calcul que nous avons développé sur la base de la méthode proposée nous a fourni les valeurs recherchées (voir tableau 2.4).

Tableau 2.3: Valeurs mesurées sur banc d'essai

Paramètres		Unités	Essai 1	4 Es sai 2	Essai 3
Avance à l'allumage		°r.v	29	34	30
Pression collecteur		mbar	615	600	605
Régime		tr/min	2000	2000	2000
Richesse			1.017	0.90	1.086
Taux de montée de pression au P.M. H		MPa/rad	8	7.5	12.5
Pression	P_1	MPa	0.72279	0.71993	0.68321
	P_2		1.01747	1.03540	0.98120
	P_3		1.87701	2.13870	2.2838
	P_4		2.18452	2.19440	2.3890
	P_{max}		2.30132	2.19990	2.4011
Angle de rotation du vilebrequin	a_1 avant PMH	°r.v	20	20	20
	a_2 avant PMH		10	10	10
	a_3 après PMH		5	10	10
	a_4 après PMH		10	5	13
	a_p après PMH		14	10	14
	j_1		9	14	10
	j_2		19	24	20
	j_3		34	39	40
	j_4		39	44	43
	j_p		43	48	44

Tableau 2.4 : Paramètres cinétiques principaux du processus de combustion calculés par la méthode proposée.

Paramètres	Unités	Essai 1	5 Essai 2	6 Essai 3
Durée de combustion " j_z "	°r.v	56.76	63.82	56.07
Exposant du caractère de combustion "m"		3.96	4,15	4.16
Quantité de chaleur apportée à 1m ³ du gaz " q_z "	KJ / m ³	694.75	672.36	794.42

Deuxième étape :

Pour le contrôle final, on a effectué le calcul thermique du dit moteur pour les 3 essais (mélange riche (*essai1*), mélange pauvre (*essai2*) et mélange stoechiométrique (*essai3*)) par le modèle 0D qu'on a développé.

Les figures (2.14), (2.15) et (2.16) montrent l'évolution de la pression calculée et expérimentale en fonction de l'angle vilebrequin pour les 3 mélanges. Comme on peut l'observer, la coïncidence est très satisfaisante, grâce au calcul exact des paramètres cinétiques ci-dessus mentionnés. Il faut souligner aussi que tout le long du processus de combustion interagissent 2 facteurs de nature différents :

- Un facteur de nature physique : La variation de volume du cylindre ;
- Un facteur de nature chimique : Le dégagement de chaleur.

En effet, du point d'allumage jusqu'au P.M.H, le piston comprime les gaz et d'autre part, la force produite par l'explosion font augmenter rapidement la pression. Du P.M.H jusqu'à la pression maximale, la grande vitesse de dégagement de chaleur influe d'une manière plus forte que la petite vitesse d'accroissement de volume. Il en résulte une augmentation

considérable de la pression jusqu'à P_{max} . Du point correspondant à P_{max} jusqu'à la fin de combustion, l'augmentation du volume influe d'une manière plus forte que celle de la vitesse de dégagement d'énergie. Il en résulte une chute de la pression des gaz.

Les figures (2.17), (2.18) et (2.19) regroupent les variations de la fraction massique brûlée du combustible, x , et celle de la vitesse abstraite de combustion W_0 en fonction de l'angle vilebrequin respectivement pour les 3 essais. On voit que la fonction $X=f(j)$ prend la forme d'une courbe exponentielle en « S » (depuis $X=0$ pour $j=0$ jusqu'à $X=0,999$ pour $j=j_z$). On remarque aussi qu'à chaque valeur de l'exposant du caractère de combustion « m » correspond une seule valeur de l'angle j pour lequel la vitesse abstraite de combustion atteint sa valeur maximale. De plus, avec l'accroissement de l'exposant « m », le temps mis pour atteindre cette vitesse maximale augmente.

9- Conclusion partielle:

La méthodologie adoptée dans cette étude, nous a permis de déterminer les paramètres cinétiques du processus de combustion à savoir (l'exposant du caractère de combustion et la durée de ce processus) ainsi que la chaleur apportée à $1m^3$ du fluide moteur.

Du point de vue cinétique, le caractère de variation de la concentration relative des **centres effectifs** en fonction du temps au cours du processus de combustion est défini par l'exposant « m ». Tandis que, pour caractériser la fin du processus de combustion, **WIEBE** estime que ce dernier se termine lorsque la fraction massique de combustible brûlée est égale à 0,999.

Il est à noter que l'accumulation des données expérimentales concernant le processus de combustion et la mise en évidence de leurs relations avec les paramètres constructifs du moteur, permettra d'agir vers un but bien précis " **C'est de réaliser un cycle optimal ayant les meilleurs paramètres**".

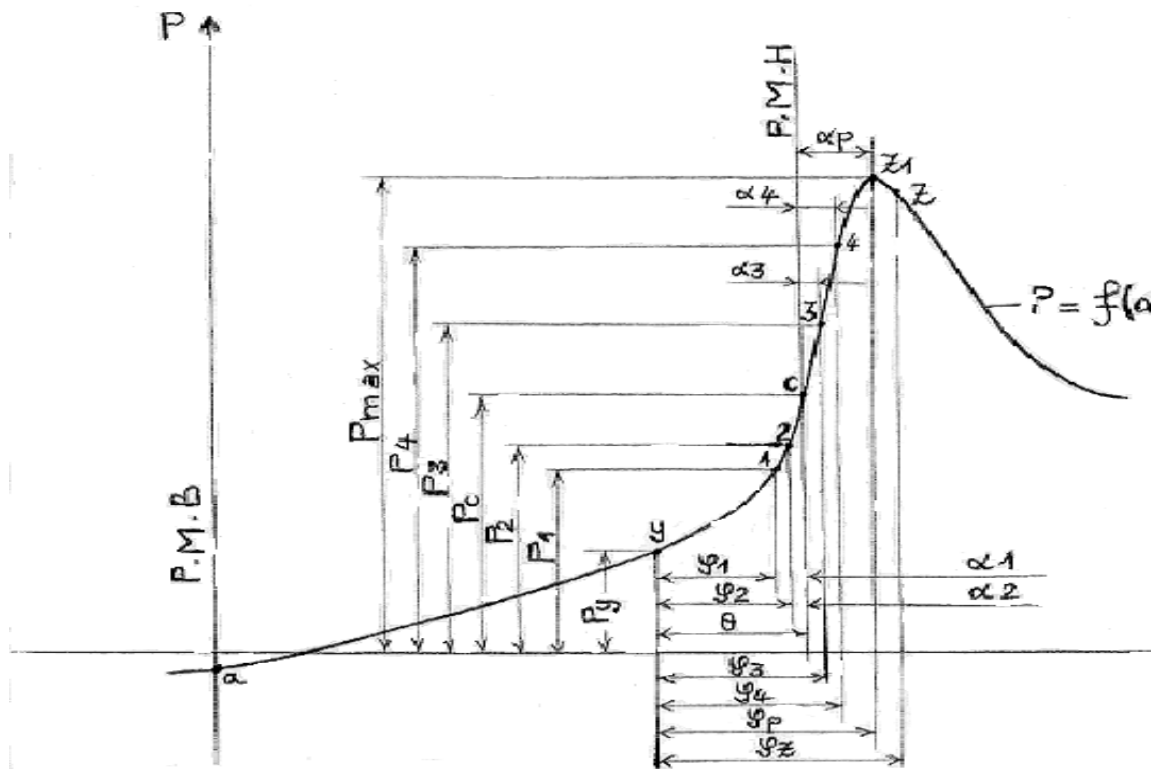


Fig.1 : Présentation des différents points utilisés dans la méthode proposée pour déterminer les paramètres figurants dans la loi de Vibe

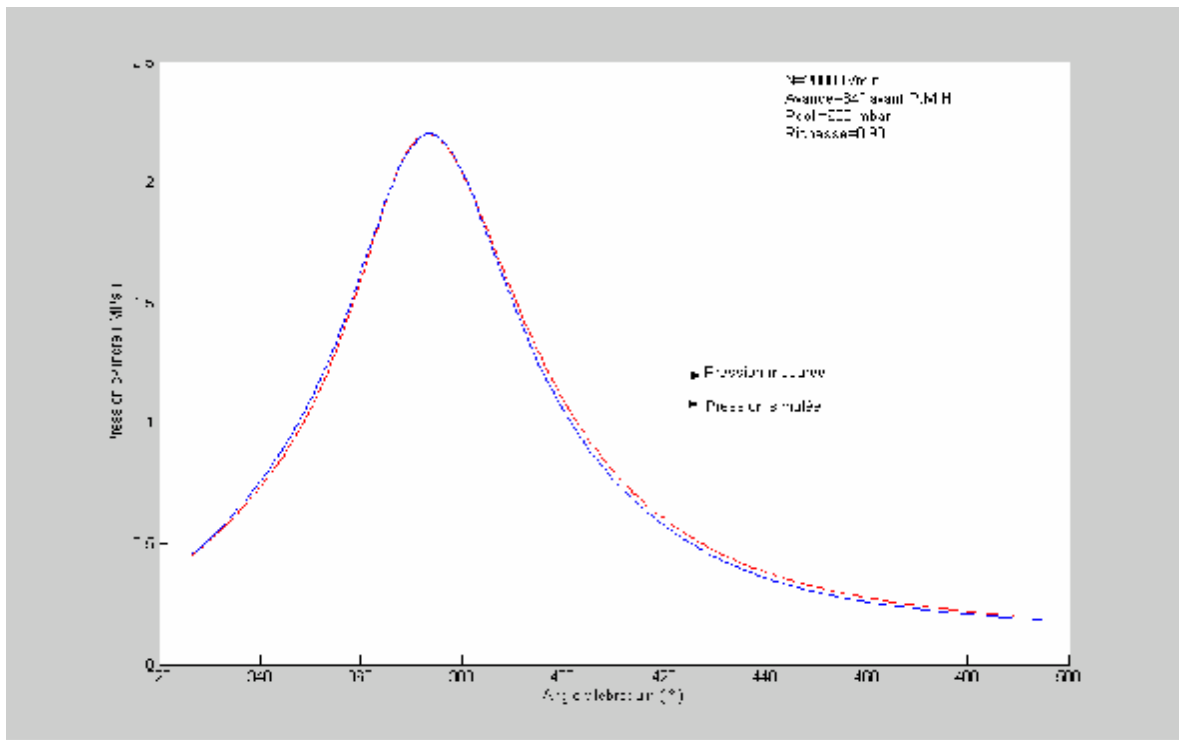


Fig.2.14 : Comparaison de la pression cylindre mesurée (courbe rouge) avec la pression simulée (courbe bleu) pour l'essai 1

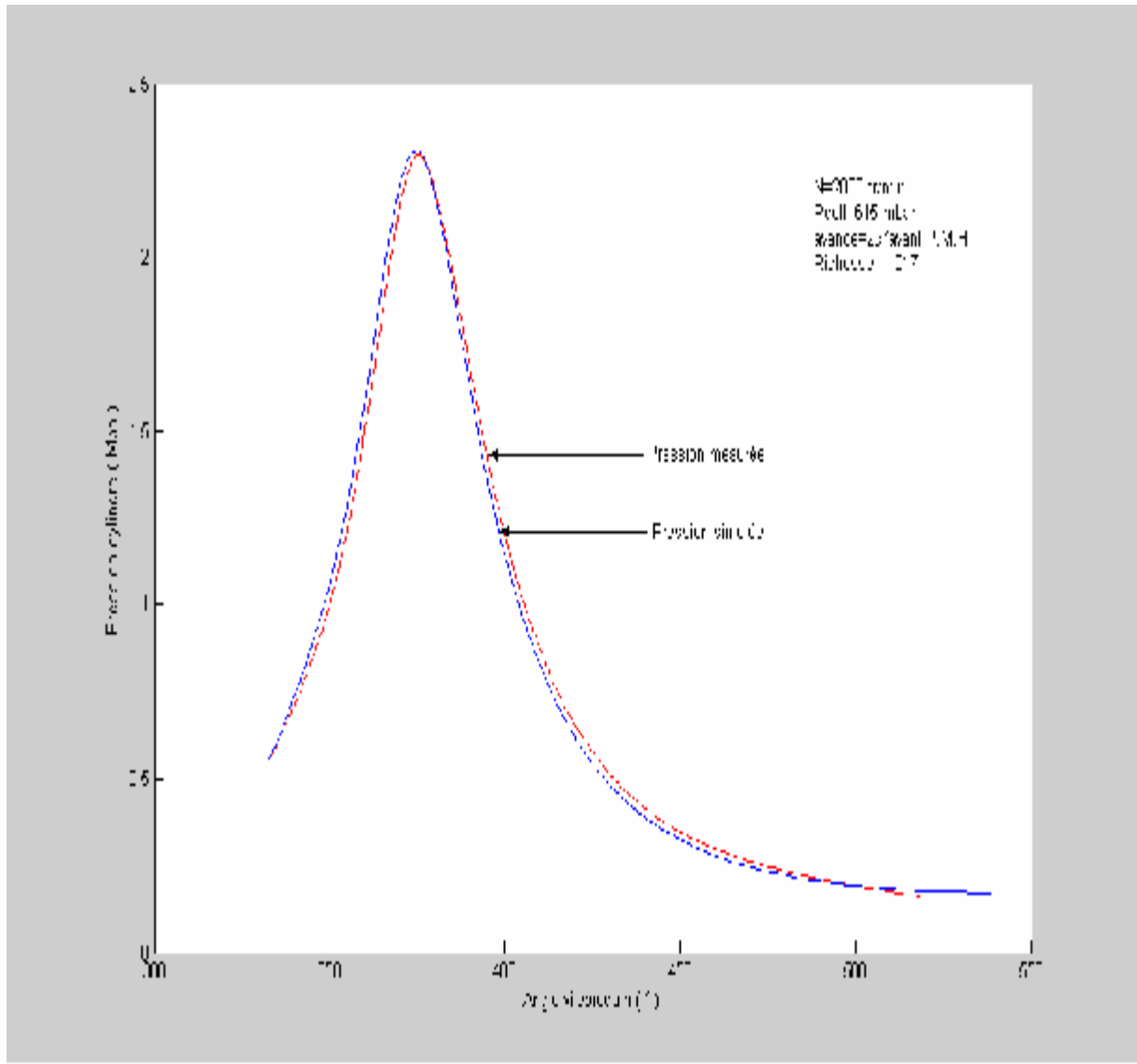


Fig.2.15 : Comparaison de la pression cylindre mesurée (courbe rouge) avec la pression simulée (courbe bleu) pour l'essai 2

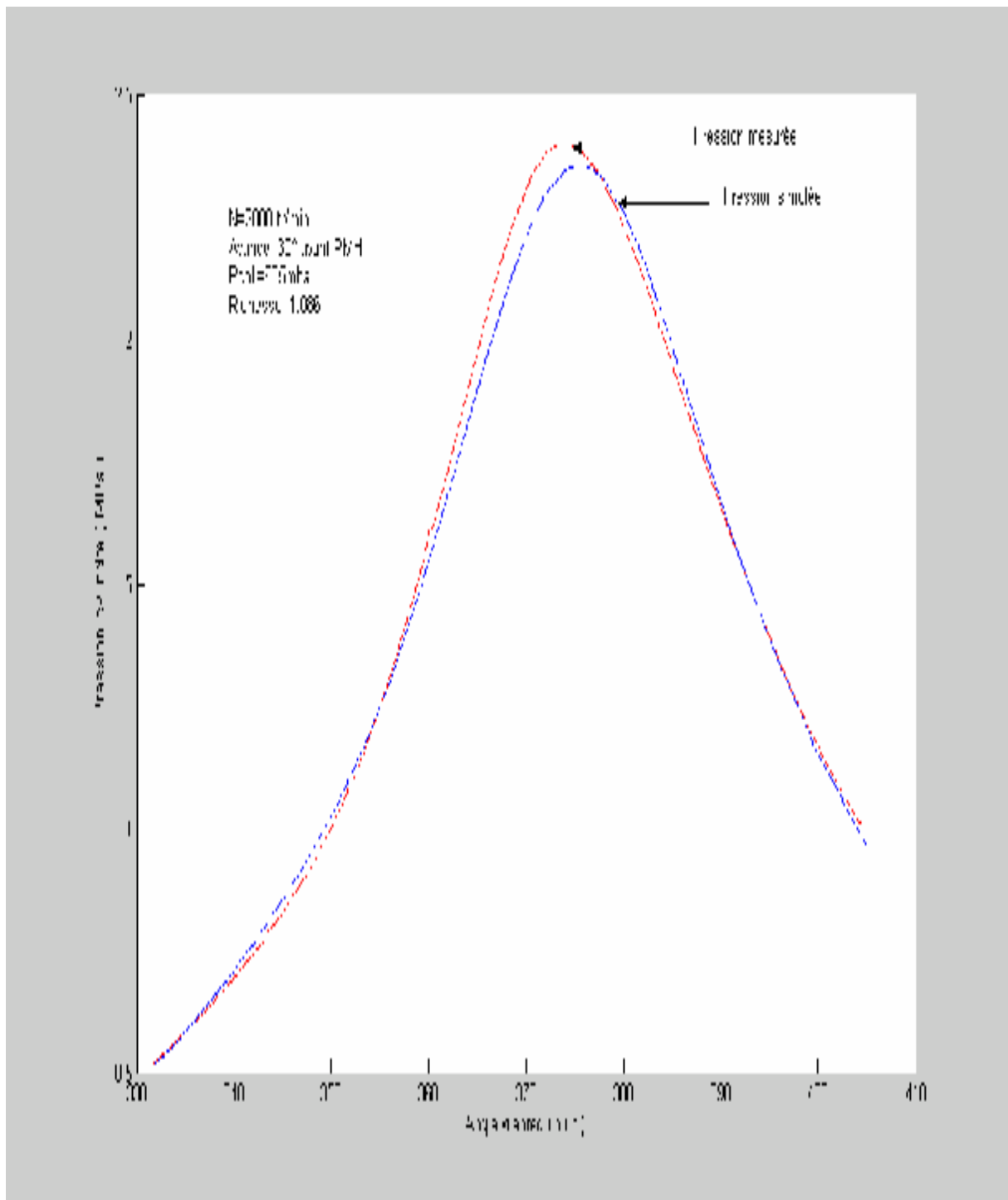


Fig.2.16 : Comparaison de la pression cylindre mesurée (courbe rouge) avec la pression Simulée (courbe bleu) pour l'essai 3

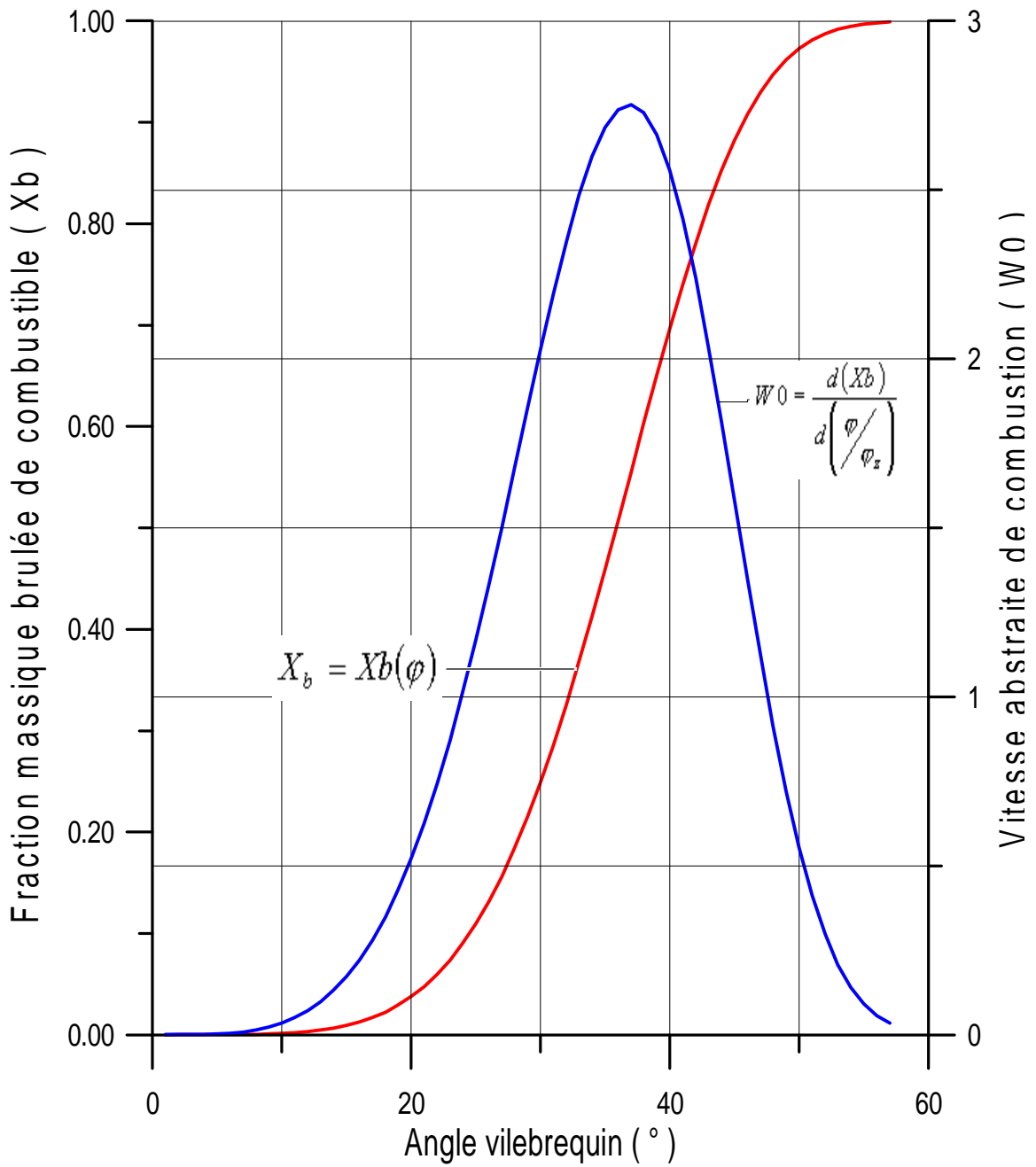


Fig.2.17 : Evolution de la fraction massique brûlée (x) et de la vitesse abstraite de Combustion W0 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai 1.

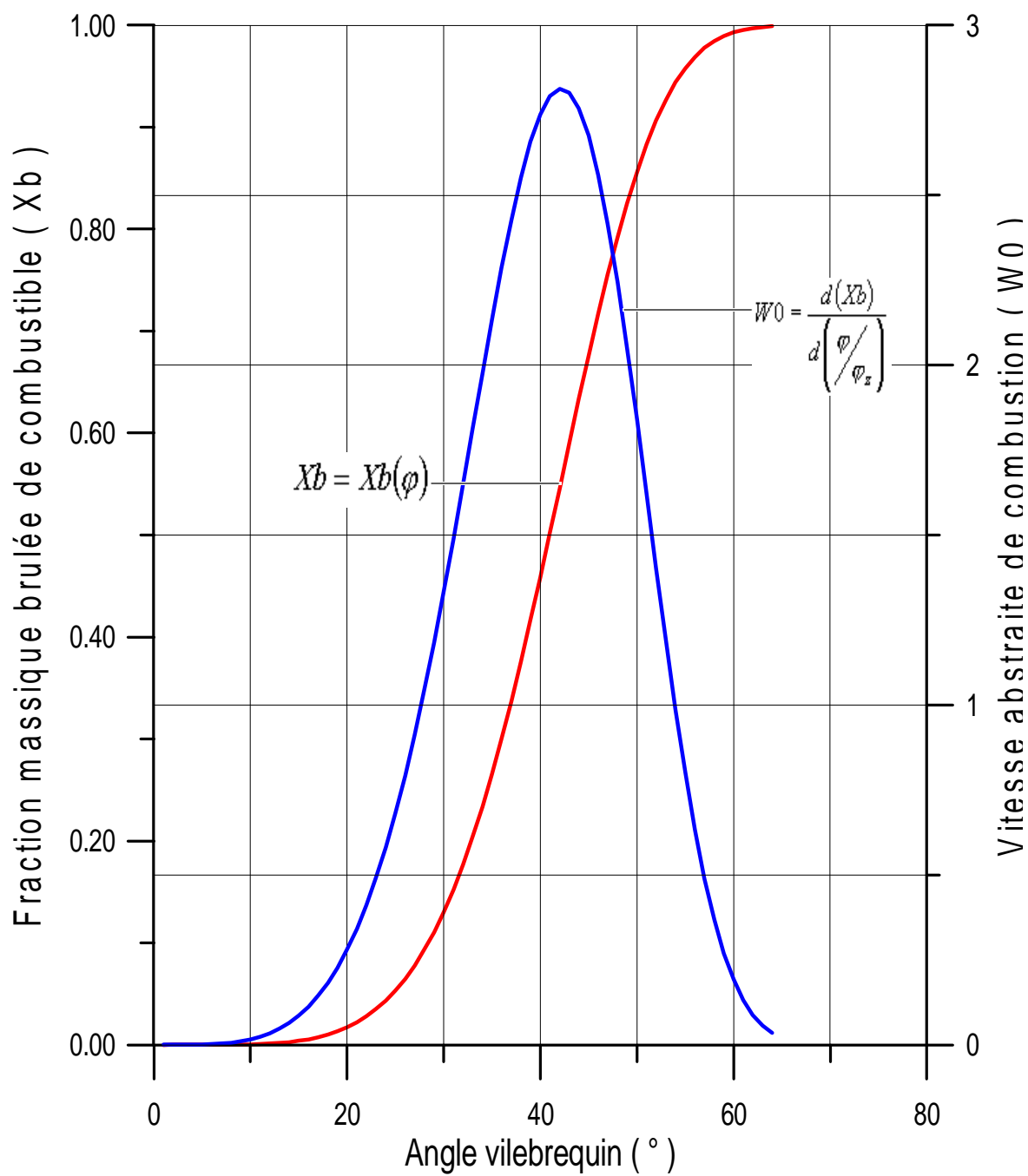


Fig.2.18 : Evolution de la fraction massique brûlée (x) et de la vitesse abstraite de Combustion W_0 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai 2.

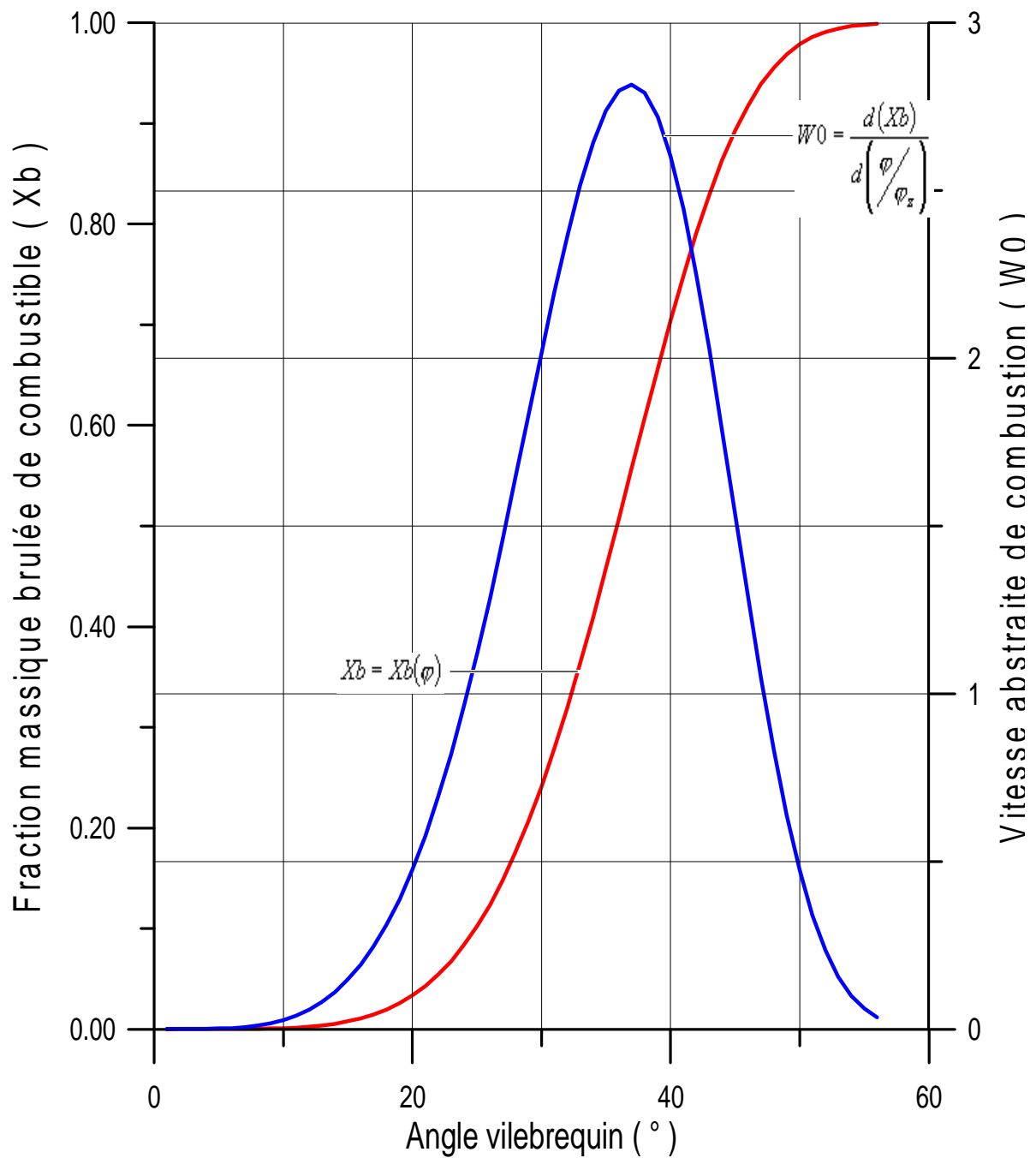


Fig.2.19 : Evolution de la fraction massique brûlée (X) et de la vitesse abstraite de Combustion W_0 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai 3.

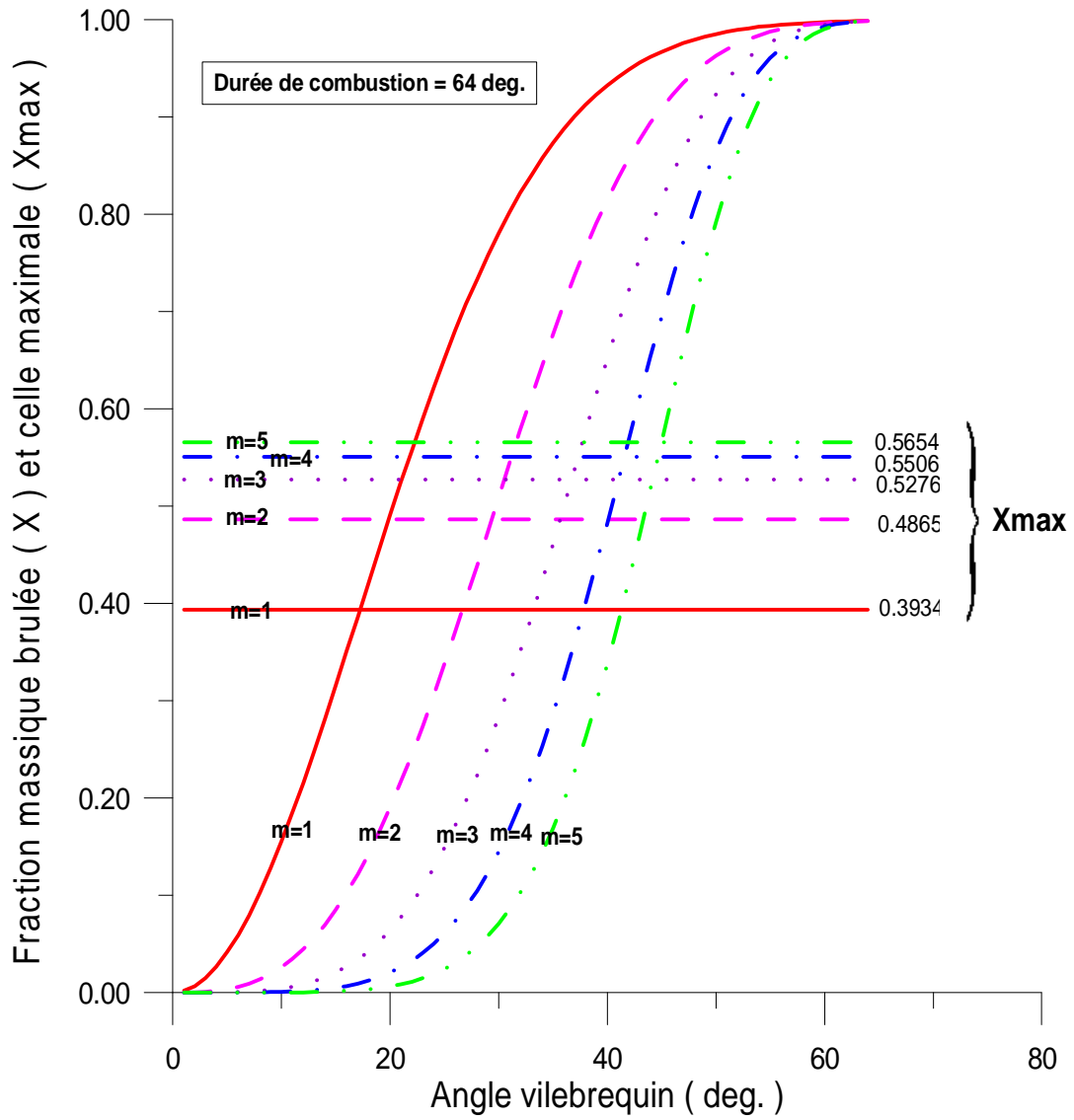


Fig.2.20 : Variation de la fraction massique brûlée (X) en fonction de l'angle vilebrequin
 Pour 5 valeurs de l'exposant du caractère de combustion (m) (m=1,2,3,4,5)

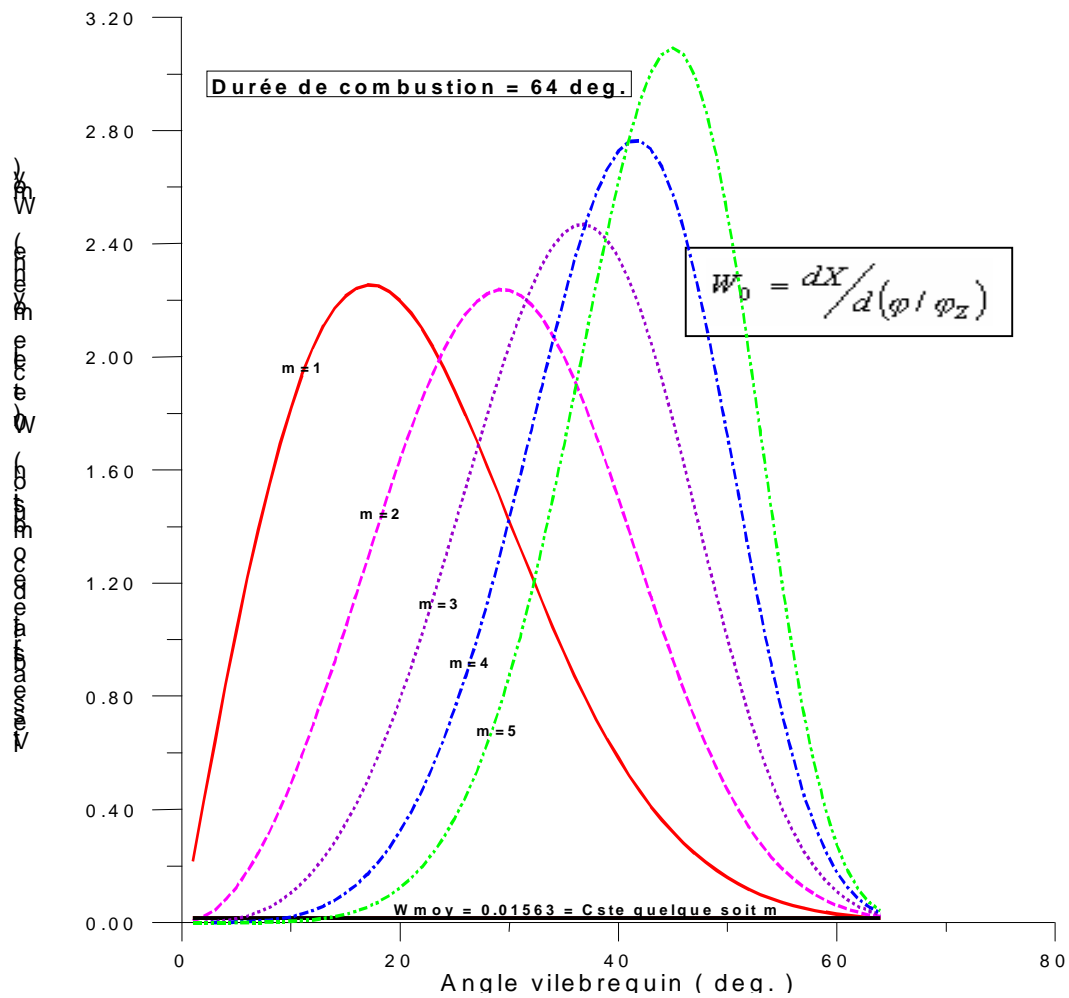


Fig.2.21 : Variation de la vitesse abstraite de combustion (W_0) et celle de la vitesse moyenne des réactions en chaîne (W_{moy}) en fonction de l'angle vilebrequin pour 5 valeurs de l'exposant du caractère de combustion (m) ($m=1,2,3,4,5$)

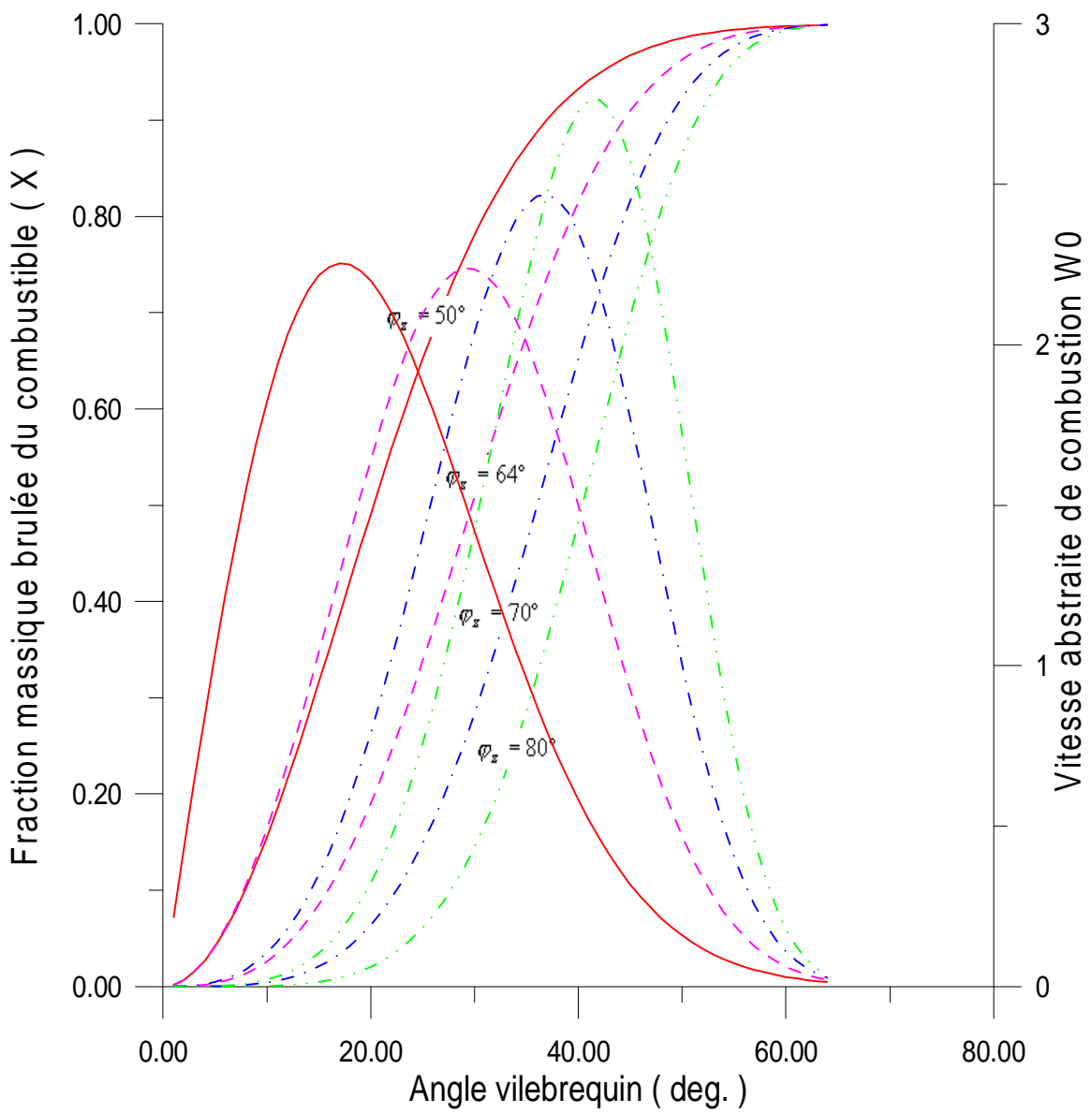


Fig.2.22 : Variation de la fraction massique brûlée (X) et de la vitesse abstraite de combustion (W_0) en fonction de l'angle vilebrequin pour 4 valeurs de la durée de combustion ($m=4.15, j_z = 50^\circ, 64^\circ, 70^\circ, 80^\circ$)

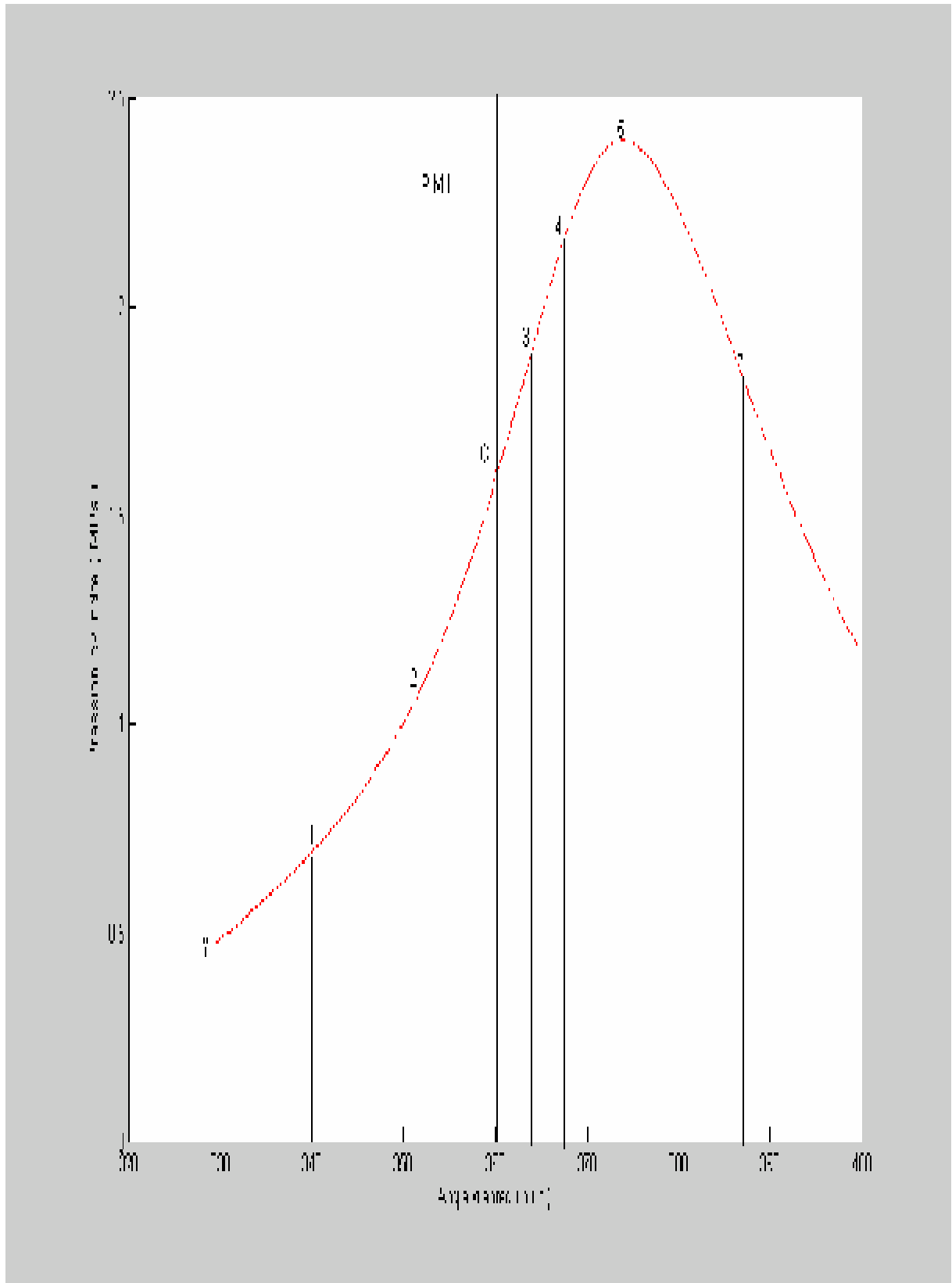


TABLEAU 4: Valeurs mesurées sur banc d'essai (influence de la richesse)

Paramètres		Unités	R1.22n1500	7 R1.1 n150 0	R1n1500
Avance à l'allumage		°r.v	29	27	27
Pression collecteur		mbar	459	489	518
Régime		tr/min	1500	1500	1500
Richesse			1.22	1.10	1
Taux de montée de pression au P.M. H		MPa/rad	10	9.5	10.5
Pression	7.1.1 Pa	MPa	23.0464	24.3782	25.8235
	Py		0.36401	0.42070	0.44883
	P1		0.53899	0.61541	0.65730
	P2		0.77036	0.79998	0.85515
	P3		1.6103	1.6148	1.7315
	7.1.2 P4		1.9343	1.9352	2.0977
	7.1.3 Pmax		2.1500	2.2006	2.3863
Angle de rotation du vilebrequin	a ₁ avant PMH	°r.v	19	17	17
	a ₂ avant PMH		10	10	10
	a ₃ après PMH		4	4	4
	a ₄ après PMH		8	8	8
	a _p après PMH		14	14	14
	j ₁		10	10	10
	j ₂		19	17	17
	j ₃		33	31	31

	j_4		37	35	35
	j_p		43	41	41

Suite Tableau 4 : (influence de la richesse)

Paramètres	Unités	R0.95n1500	8 R0.9 n150 0	R0.85n1500
Avance à l'allumage	°r.v	28	28	29
Pression collecteur	mbar	550	562	590
Régime	tr/min	1500	1500	1500
Richesse		0.95	0.90	0.85

Taux de montée de pression au P.M. H		MPa/rad	10.5	10	9.5
Pression	8.1.1 Pa	MPa	27.4137	27.9598	29.3318
	Py		0.45977	0.47061	0.47747
	P1		0.67801	0.69400	0.70828
	P2		0.90894	0.93265	0.97967
	P3		1.7675	1.8863	1.9375
	8.1.2 P4		2.1169	2.2857	2.2305
	8.1.3 Pmax		2.4246	2.4489	2.4228
Angle de rotation du vilebrequin	a_1 avant PMH	°r.v	18	18	19
	a_2 avant PMH		10	10	10
	a_3 après PMH		4	5	6
	a_4 après PMH		8	10	10
	a_p après PMH		14	15	15
	j_1		10	10	10
	j_2		18	18	19
	j_3		32	33	35
	j_4		36	38	39
	j_p		42	43	44

Suite Tableau 4 (influence de la richesse)

Paramètres		Unités	R0.8n15 00	9 R0.75 n1500	R0.70n15 00	R0.68n15 00
Avance à l'allumage		°r.v	32	36	41	44
Pression collecteur		mbar	621	652	685	704.0
Régime		tr/min	1500	1500	1500	1500
Richesse			0.80	0.75	0.70	0.68
Taux de montée de pression au P.M. H		MPa/rad	11.0	9.5	8.5	7.0
Pression	9.1.1 Pa	MPa	30.8228	32.2845	33.7996	34.7110
	Py		0.44671	0.39788	0.33936	0.30819
	P1		0.67176	0.65614	0.58829	0.58192
	P2		1.0656	1.0412	0.98653	1.0550
	P3		2.1045	2.0146	2.1399	2.0124
	9.1.2 P4		2.4290	2.3710	2.3699	2.2245
	9.1.3 Pmax		2.6112	2.5511	2.4231	2.2950
Angle de	a ₁ avant PMH		22	24	28	29
	a ₂ avant PMH		10	12	15	14

	a_3 après PMH	°r.v	5	4	6	5
	a_4 après PMH		9	9	11	10
	a_p après PMH		14	14	15	15
	j_1		10	12	13	15
	j_2		22	24	26	30
	j_3		37	40	47	49
	j_4		41	45	52	54
	j_p		46	50	56	59

Tableau 5 : Paramètres cinétiques principaux du processus de combustion calculés par la méthode proposée pour les différentes richesses.

essai	m	j_z	W_{pc} (Mpa/rad)	q_{zp} (KJ/m3)
R1.22n1500	3.83	55.60	10	749.83
R1.1n1500	3.68	53.84	9.5	730.58
R1n1500	3.74	53.34	10.5	803.44
r.95n1500	3.87	54.53	10.5	795.61
R0.9n1500	3.69	57.07	10	868.36
R0.85n1500	3.83	58.18	9.5	839.08
R0.8n1500	4.05	59.63	11.0	873.73
R0.75n1500	4.18	65.62	9.5	838.20
R0.7n1500	4.07	74.36	8.5	833.34
R0.68n1500	4.20	79.66	7.0	772.13

Tableau 6 : Valeurs mesurées sur banc d'essai (influence du régime)

Paramètres		Unités	N1000r0.8 5 aa25	10 N1250 r0.85 11 aa25	N1500r0. 85 aa25
Avance à l'allumage		°r.v	25	25	25
Pression collecteur		mbar	604	600	595
Régime		tr/min	1000	1250	1500
Richesse			0.85	0.85	0.85
Taux de montée de pression au P.M. H		MPa/rad	11.5	9.0	7.5
Pression	11.1.1 Pa	MPa	29.6985	28.9721	29.7466
	Py		0.57549	0.58523	0.57122
	P1		0.72393	0.78892	0.88213
	P2		0.89529	1.0744	1.1100
	P3		1.9391	1.9363	1.9477
	11.1.2 P4		2.3114	2.3721	2.2178
	11.1.3 Pmax		2.6416	2.4867	2.2898
Angle de rotation du vilebrequin	a_1 avant PMH	°r.v	19	17	13
	a_2 avant PMH		13	8	6
	a_3 après PMH		4	6	9
	a_4 après PMH		8	12	14
	a_p après PMH		14	16	17
	j_1		6	8	12
	j_2		12	17	19
	j_3		29	31	34
	j_4		33	37	39
	j_p		39	41	42

Suite du tableau 6 (influence du régime)

Paramètres		Unités	n1750r0.8 5 aa25	12 n2000 r0.85 13 aa25
Avance à l'allumage		°r.v	25	25
Pression collecteur		mbar	583	571
Régime		tr/min	1750	2000
Richesse			0.85	0.85
Taux de montée de pression au P.M. H		MPa/rad	6.0	5.0
Pression	13.1.1 Pa		29.0850	28.0289
	Py		0.58211	0.58294
	P1		0.98299	0.98225

	P2	13.1.1.1	1.1460	1.1335
	P3		1.8657	1.8356
	13.1.2 P4		2.0837	1.9388
	13.1.3 Pmax		2.1500	2.0093
Angle de rotation du vilebrequin	a_1 avant PMH	$^{\circ}$ r.v	10	10
	a_2 avant PMH		5	5
	a_3 après PMH		10	12
	a_4 après PMH		15	15
	a_p après PMH		19	20
	j_1		15	15
	j_2		20	20
	j_3		35	37
	j_4		40	40
	j_p		44	45

Tableau 7 : Paramètres cinétiques principaux du processus de combustion calculés par la méthode proposée pour les différents régimes.

essai	m	j_z	W_{pc} (Mpa/rad)	q_{zp} (KJ/m3)
n1000r0.85aa25	3.49	52.19	11.0	844.56
n1250r0.85aa25	3.42	56.38	9.0	892.91
n1500r0.85aa25	3.44	58.15	8.0	867.24
n1750r0.85aa25	3.39	63.66	6.0	878.25
n2000r0.85aa25	3.08	70.06	5.0	905.49

Tableau 8 : Valeurs mesurées sur banc d'essai (influence de l'avance)

Paramètres		Unités	Aa15r0.85n1 500	¹⁴ Aa18r 0.85n 1500	Aa21r0.85n1500
Avance à l'allumage		°r.v	15	18	21
Pression collecteur		mbar	602	601.1	600.5
Régime		tr/min	1500	1500	1500
Richesse			0.85	0.85	0.85
Taux de montée de pression au P.M. H		MPa/rad	1.7	2.6	4.1
Pression	14.1.1 Pa	MPa	29.9089	29.7983	29.7932
	Py		0.93953	0.73965	0.66548
	P1		0.93953	0.91800	0.92354
	P2		1.0359	1.0475	1.0745
	P3		1.2097	1.4198	1.7049
	14.1.2 P4		1.2670	1.5346	1.8698
	14.1.3 Pmax		1.2983	1.5638	1.9197
Angle de rotation du vilebrequin	a ₁ avant PMH		10	11	11
	a ₂ avant PMH		5	5	5
	a ₃ après PMH		12	14	13
	a ₄ après PMH		20	21	18
	a _p après PMH		24	25	22
	j ₁		5	7	10

	j_2	°r.v	10	13	16
	j_3		27	32	34
	j_4		35	39	39
	j_p		39	43	43

Suite du Tableau 8 : Valeurs mesurées sur banc d'essai (influence de l'avance)

Paramètres	Unités	Aa25r0.85n1 500	15 Aa29. 5r0.8	Aa33r0.85n1500
-------------------	---------------	----------------------------	---------------------------	-----------------------

			5		
			16 n1500		
Avance à l'allumage	°r.v	25	29.5	33	
Pression collecteur	mbar	599	599	595	
Régime	tr/min	1500	1500	1500	
Richesse		0.85	0.85	0.85	
Taux de montée de pression au P.M. H	MPa/rad	6.6	11.5	13.5	
Pression	16.1.1 Pa		29.7557	29.6966	29.5180
	Py	MPa	0.57083	0.46609	0.40818
	P1		0.88082	0.69666	0.64256
	P2		1.0673	1.0224	0.99788
	P3		1.7188	2.1137	2.1912
	16.1.2 P4		1.9775	2.3883	2.5794
	16.1.3 Pmax		2.2661	2.6444	2.7615
Angle de rotation du vilebrequin	a_1 avant PMH		°r.v	13	20
	a_2 avant PMH	7		10	11
	a_3 après PMH	6		5	4
	a_4 après PMH	10		8	8
	a_p après PMH	18		14	12
	j_1	12		10	11
	j_2	18		20	22
	j_3	31		35	37
	j_4	35		38	41
	j_p	43		44	45

Suite du Tableau 8 : Valeurs mesurées sur banc d'essai (influence de l'avance)

Paramètres		Unités	Aa36r0.85n1500
Avance à l'allumage		°r.v	36
Pression collecteur		mbar	600
Régime		tr/min	1500
Richesse			0.85
Taux de montée de pression au P.M. H		MPa/rad	14.5
Pression	16.1.4 Pa	MPa	29.7889
	Py		0.36443
	P1		0.60203
	P2		1.0475
	P3		2.6278

	16.1.5 P4		2.9252
	16.1.6 Pmax		3.0662
Angle de rotation du vilebrequin	a_1 avant PMH	°r.v	24
	a_2 avant PMH		12
	a_3 après PMH		3
	a_4 après PMH		6
	a_p après PMH		10
	j_1		12
	j_2		24
	j_3		39
	j_4		42
	j_p		46

Tableau 9 : Paramètres cinétiques principaux du processus de combustion calculés par la méthode proposée pour les différents avances.

essai	m	j_z	W_{pc} (Mpa/rad)	q_{zp} (KJ/m3)
Aa15r0.85n1500	2.21	88.61	1.7	920.47
Aa18r0.85n1500	2.62	76.59	2.6	933.70
Aa21r0.85n1500	3.09	65.78	4.1	911.21
Aa25r0.85n1500	3.37	61.69	6.6	879.69
Aa29.5r0.85n1500	3.92	57.06	11.5	893.5
Aa33r0.85n1500	4.48	55.29	13.5	867.02
Aa36r0.85n1500	4.37	56.25	14.5	893.61

Tableau 10 : Valeurs mesurées sur banc d'essai (influence du taux d'EGR)

Paramètres		Unités	Egr0n1500a a29.5	17 Egr0. 5r0.8 5aa29 .5	Egr0.75r0.85aa29. 5
Avance à l'allumage		°r.v	29.5	29.5	29.5
Pression collecteur		mbar	601	614	628
Régime		tr/min	1500	1500	1500
Richesse			0.85	0.85	0.85
Taux de montée de pression au P.M. H		MPa/rad	11.5	9.5	7.6
Pression	17.1.1 Pa	MPa	29.8217	30.4487	31.0960
	Py		0.46873	0.47921	0.48907
	P1		0.70081	0.79940	0.72994
	P2		1.0310	1.0729	1.1105
	P3		2.1284	1.9682	2.0647
	17.1.2 P4		2.4807	2.3485	2.2695
	17.1.3 Pmax		2.6673	2.5274	2.3459
Angle de rotation vilebrequin	a ₁ avant PMH	°r.v	20	17	20
	a ₂ avant PMH		10	9	8
	a ₃ après PMH		5	5	9
	a ₄ après PMH		9	10	13
	a _p après PMH		14	15	17
	j ₁		10	13	10
	j ₂		20	21	22

	j_3		35	35	39
	j_4		39	40	43
	j_p		44	45	47

Suite du tableau 10 (influence du taux d'EGR)

Paramètres	Unités	Egr1r0.85aa29.5	18 Egr1.25r0.85aa29.5
Avance à l'allumage	°r.v	29.5	29.5
Pression collecteur	mbar	656	680.6
Régime	tr/min	1500	1500

Richesse			0.85	0.85
Taux de montée de pression au P.M. H		MPa/rad	4.5	2.6
Pression	18.1.1 Pa	MPa	32.4173	33.6676
	Py		0.51134	0.53089
	P1		0.84984	0.79102
	P2		1.0945	1.0926
	P3		1.5998	1.4690
	18.1.2 P4		1.7869	1.5007
	18.1.3 Pmax		1.8894	1.5258
Angle de rotation du vilebrequin	a_1 avant PMH	°r.v	17	20
	a_2 avant PMH		9	10
	a_3 après PMH		6	7
	a_4 après PMH		12	10
	a_p après PMH		18	14
	j_1		13	10
	j_2		21	20
	j_3		36	37
	j_4		42	40
	j_p		48	44

Tableau 11 : Paramètres cinétiques principaux du processus de combustion calculés par la méthode proposée pour les différents taux d'EGR.

essai	m	j_z	W_{pc} (Mpa/rad)	q_{cp} (KJ/m3)
Egr0n1500aa29.5	3.88	57.24	11.5	904.25

Egr0.5r0.85aa29.5	3.92	59.56	9.5	858.76
Egr0.75r0.85aa29.5	3.77	64.59	7.6	888.39
Egr1r0.85aa29.5	3.40	74.59	4.5	756.60
Egr1.25r0.85aa29.5	2.69	92.54	2.6	677.90

BIBLIOGRAPHIE:

[1] **B.LEDUC "Modélisation de la combustion dans les moteurs à allumage commandé Influence des gaz résiduels".Thèse de Doctorat 1978.**

[2] **P.CLAVIN " Combustion des gaz pré mélangés et théorie des flammes" Revue Générale de Thermique.n° 310.1987.**

[3] **M.THIELLIEZ " Nouvelle description Paramétrique de la loi de dégagement de chaleur des moteurs DIESEL à injection Directe".Entropie n°105.1981.**

A- Algorithme de calcul du champ de température Dans une chambre de combustion d'un moteur à allumage commandé

A fin de déterminer la concentration d'équilibre des produits de combustion et pour effectuer le calcul cinétique de la formation de l'oxyde d'azote (NO) juste après l'achèvement de la combustion dans la première zone, on calcule parallèlement la température locale des gaz brûlés et celle des gaz frais.

L'analyse de la répartition inégale de température dans une chambre de combustion a été effectuée pour la première fois par le savant allemand MACH.

B.ZELDOVICH a établi une grande influence de l'effet - MACH sur la conformité quantitative de l'oxyde d'azote au cours de la combustion d'un mélange air - carburant dans un volume fermé.

C'est pourquoi dans les modèles mathématiques modernes consacrés au calcul de la concentration des NO_x au cours de la combustion dans un moteur à allumage commandé, on tient compte en général de l'effet - MACH.

De plus, on admet dans tous ces modèles que :

- a- Le carburant introduit est uniformément réparti dans le volume de la chambre de combustion ;
- b- La chambre de combustion est décomposée arbitrairement en multi-zones ;
- c- Le front de flamme passe successivement par ces tranches ;
- d- Après l'achèvement de la combustion dans une zone, celle-ci est isolée, autrement dit, les échanges gazeux et calorifiques entre les zones sont négligés.
- e- La zone contenant le mélange non encore brûlé et celle qui contient les produits de combustion sont délimitées par une surface du front de flamme d'épaisseur négligeable par rapport au parcours de la flamme ;
- f- Après dégagement de chaleur dans chaque zone, la température des gaz contenus dans celle-ci est entièrement égalisée ;
- g- La pression des gaz dans chaque zone est la même que dans tous le volume de la chambre de combustion.

L'inconvénient des modèles multi-zones existants est ce qu'ils ne tiennent pas compte de la variation du coefficient de changement molaire c (coefficient d'expansion molaire du mélange moteur au cours de la combustion), et du coefficient de dissociation x_d (qui

tient compte des pertes de chaleur dues à la dissociation plus ou moins importante des produits de combustion) en fonction de la température locale et de la pression. C'est pourquoi, les résultats de calcul du gradient de température et des valeurs réelles de x_d et c s'altèrent considérablement.

Dans notre modèle de simulation, lors du calcul du champ de température dans la chambre de combustion la variation des coefficients x_d et c en fonction de la température locale et de la pression cylindre a été prise en considération.

C'est pourquoi on propose l'ordre suivant de calcul du champ de température des gaz dans la chambre de combustion.

La chambre de combustion est décomposée en un certain nombre de zones (Fig.3.1). Dans chaque zone brûle la même fraction de carburant introduite. Le dégagement de chaleur dans ces zones est apprécié par la loi de Wiebe.

La fraction massique de carburant brûlée et la durée de combustion dans chaque zone sont déterminées par les relations suivantes:

$$\Delta x = \frac{1}{N_z} \quad (3.1)$$

$$\Delta j = j_j - j_{j-1} = j_z \cdot \left\{ - \left[\frac{\ln(1 - x_j)}{6.908} \right]^{\frac{1}{(m+1)}} + \left[\frac{\ln(1 - x_{j-1})}{6.908} \right]^{\frac{1}{(m+1)}} \right\} \quad (3.2)$$

$$x_j = x_{j-1} + \Delta x \quad (3.3)$$

Où $1 \leq j \leq N_z$ et N_z est le nombre de zones.

$j_{j-1}, j_j, X_{j-1}, X_j$ - les angles vilebrequin et fractions massiques brûlées comptés du point d'allumage jusqu'au début et à la fin de combustion dans la zone considérée.

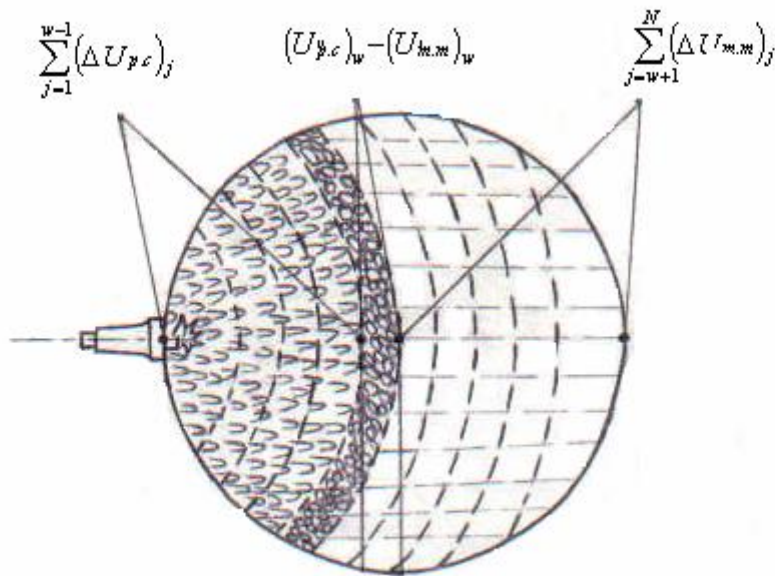


Fig.1 : Décomposition de la chambre de combustion en multi-zones

Hypothèses préliminaires :

- a- La température des produits de combustion dans chaque zone est répartie uniformément, mais elle diffère d'une zone à une autre en fonction du temps (angle vilebrequin) ;
- b- La pression des gaz dans toutes les zones est la même, mais elle varie en fonction de l'angle vilebrequin (temps) ;
- c- L'échange de masse entre les zones est absent ;
- d- La fraction de carburant dans chaque zone brûle entièrement et instantanément ;
- e- Le mélange moteur (air + vapeur de combustible + gaz résiduels) est uniformément réparti (mélange homogène) et sa chaleur spécifique dépend seulement de la température ;
- f- L'échange de chaleur entre les zones et les parois est négligée (le temps correspondant à la combustion d'une zone est très petit) ;
- g- A chaque instant les produits de combustion formés dans chaque zone brûlée se trouvent en état d'équilibre chimique ;
- h- Les gaz frais et les produits de combustion sont assimilés à des gaz parfaits.

Notation :

On utilise les notations suivantes :

w – Numéro de la zone considérée ;

j – Numéro des autres zones.

Les indices ‘ (prime) et ‘ ‘ (deux primes) caractérisent les paramètres respectivement au **début** et à **la fin** de combustion dans la zone considérée.

Pour déterminer le champ de température des gaz dans les zones brûlées (gaz brûlés = 11 espèces + gaz résiduels), on applique l'équation du premier principe de la thermodynamique sous forme variationnelle entre le début et la fin de combustion dans une zone quelconque w . (Voir Fig.3.1) :

$$\Delta Q_w = (U''_{pc})_w - (U'_{mm})_w + \sum_{j=1}^{w-1} (\Delta U_{pc})_j + \sum_{j=w+1}^{N_z} (\Delta U_{mm})_j - \Delta W_w \quad (3.4)$$

Où :

ΔQ_w - La chaleur dégagée par la combustion du mélange carburé dans la zone w ;

$(U'_{mm})_w$ et $(U''_{pc})_w$ - L'énergie interne respectivement initiale du mélange moteur et finale des produits de combustion dans la zone w ;

$\sum_{j=1}^{w-1} (\Delta U_{pc})_j$ et $\sum_{j=w+1}^{N_z} (\Delta U_{mm})_j$ - La variation totale respectivement de l'énergie interne des produits de combustion dans les zones déjà brûlées et celle

du mélange moteur dans les zones non encore brûlées.

ΔW_w - Le travail produit par les gaz au cours de la combustion dans la zone w .

La chaleur dégagée par la combustion de la zone w est donnée par la formule suivante :

$$\Delta Q_w = (x_d)_w \cdot (P_{ci} - \Delta P_{ci}) \cdot \Delta x_w \quad (3.5)$$

Avec : $(x_d)_w$ Coefficient de dissociation local des produits de combustion dans la zone w .

P_{ci} Le pouvoir calorifique inférieur du carburant

ΔP_{ci} Les pertes de chaleur provoquées par la combustion incomplète (ces pertes interviennent seulement dans le cas de la combustion d'un mélange riche ($f > 1$)).

Δx_w Fraction massique brûlée du carburant dans la zone w .

Remarques :

1- Le calcul du coefficient de dissociation local des produits de combustion dans la zone w , $(x_d)_w$, se fait généralement en fonction de la pression (P), de la température locale, $(T_{pc})_w$, de la richesse du mélange carburé, (f), et aussi en fonction du coefficient des gaz résiduels, (g_r), (voir : Mécanismes cinétiques de formation de No et calcul des concentrations d'équilibre des 11 espèces des produits de combustion en tenant compte du phénomène de dissociation).

2- Les pertes de chaleur provoquées par la combustion incomplète (ces pertes de chaleur interviennent seulement dans le cas de la combustion d'un mélange riche ($f > 1$)) sont calculées par l'expression suivante :

$$\begin{aligned} \Delta P_{ci} &= 119950 \cdot \left(1 - \frac{1}{f}\right) \cdot L_0 \quad \text{pour } f > 1 \text{ (mélange riche)} \\ \Delta P_{ci} &= 0 \quad \text{pour } f \leq 1 \text{ (mélange pauvre ou stoechiométrique)} \end{aligned} \quad (3.6)$$

Avec :

f - Richesse du mélange carburé et L_0 - Nombre de moles d'air théoriquement nécessaire (Pouvoir Combustif) pour assurer une combustion complète de 1Kg de carburant. Sa valeur est déterminée à partir de la relation suivante:

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) ; \frac{\text{kmol d'air}}{\text{kg carburant}}$$

Où: C=85.5 % et H=14.5 % et O=0 % sont respectivement la fraction massique de Carbone, d'Hydrogène et d'Oxygène dans 1 Kg d'essence.

L'énergie interne finale des produits de combustion dans la zone w est déterminée à partir de la relation suivante :

$$\left(U''_{pc} \right)_w = \left(n_{pc} + n_r \right)_w \cdot C_{v.pc} \Big|_0^{(t''_{pc})_w} \cdot (t''_{pc})_w \cdot \Delta x_w. \quad (3.7)$$

Où : $(n_{pc})''_w$ nombre de moles total des produits de combustion dans la zone w juste au moment de sa combustion.

$(n_r)''$ nombre de moles des gaz résiduels.

$C_{v.pc} \Big|_0^{(t''_{pc})_w}$ capacité calorifique molaire moyenne à volume constant des produits de combustion dans la zone w .

$(t''_{pc})_w$ La température locale des gaz brûlés dans la zone w juste au moment de sa combustion (température inconnue à déterminer) ;

Δx_w Fraction massique brûlée du carburant dans la zone w .

L'énergie interne initiale du fluide moteur dans la zone w est calculée par l'expression suivante :

$$\left(U'_{mm} \right)_w = \left[n_{mc} \cdot C_{v.mc} \Big|_0^{t'_{mm}} + n_r \cdot C_{v.r} \Big|_0^{t'_{mm}} \right] \cdot t'_{mm} \cdot \Delta x_w \quad (3.8)$$

La variation totale de l'énergie interne des produits de combustion dans les zones déjà brûlées est égale à :

$$\sum_{j=1}^{w-1} \left(\Delta U_{pc} \right)_j = \sum_{j=1}^{w-1} \left(U''_{pc} \right)_j - \sum_{j=1}^{w-1} \left(U'_{pc} \right)_j \quad (3.9)$$

Avec :

$$\left(U''_{pc} \right)_j = \left[\left(n_{pc} + n_r \right)_j \cdot C_{v.pc} \Big|_0^{(t''_{pc})_j} \right] \cdot (t''_{pc})_j \cdot \Delta x_j \quad (3.10)$$

$$(U'_{pc})_j = \left[(n_{pc} + n_r)'_j \cdot C_{v.pc} \Big|_0^{(t'_{pc})_j} \right] \cdot (t'_{pc})_j \cdot \Delta x_j \quad (3.11)$$

Dans les équations (3.9), (3.10) et (3.11), les valeurs de $(t''_{pc})_j$ et $(C_{v.pc})_j$ sont inconnues, on les déterminent pour les différentes zones brûlées à l'aide des mêmes formules et de la manière suivante :

La température finale des produits de combustion à la fin du pas de calcul dans n'importe quelle zone déjà brûlée, T''_{pc} est calculée par la méthode des approximations successives. La première valeur de T''_{pc} est déterminée à partir de l'équation suivante :

$$T''_{pc} = T'_{pc} + \Delta T_{pc} \quad (3.12)$$

Où : T''_{pc} – La température finale des produits de combustion à la fin du pas de calcul dans la

zone considérée.

T'_{pc} – La température initiale des produits de combustion au début du pas de calcul dans la

zone considérée.

ΔT_{pc} – Accroissement initial de température (estimé initial proposé) des produits de combustion dans la zone considérée.

La température moyenne des produits de combustion dans le pas de calcul considéré est la moyenne arithmétique entre la température initiale et finale dans ce pas.

$$\begin{cases} T_{pc} = \frac{(T_{pc}'' + T_{pc}')}{2} & , \text{K} \\ t_{pc} = T_{pc} - 273 & , ^\circ\text{C} \end{cases} \quad (3.13)$$

Le rapport des chaleurs massiques moyennes des produits de combustion est donné par l'une des expressions suivantes :

$$\begin{cases} g_{pc} = 1.1925 + 0.0245.f + (63.1 + 14.2.f) \cdot \frac{1}{T_{pc}} & \text{pour un mélange riche ou stoechiométrique} \\ g_{pc} = 1.247 - 0.03.f + \frac{77.3}{T_{pc}} & \text{pour un mélange pauvre} \end{cases} \quad (3.14)$$

La température finale des produits de combustion dans la zone considérée, T_{pc}'' à la fin du pas de calcul est calculée en utilisant l'équation de Laplace pour une transformation adiabatique :

$$T_{pc}'' = T_{pc}' \cdot \left(\frac{P''}{P'} \right)^{\frac{(g_{pc} - 1)}{g_{pc}}} \quad (3.15)$$

Si cette dernière valeur de T_{pc}'' diffère considérablement de sa valeur initiale proposée (équation (3.12)), on remplace dans le système d'équation (3.13) T_{pc}'' par sa dernière valeur et on refait le procédé itératif ci-dessus jusqu'à ce qu'on obtient une correspondance acceptable entre T_{pc}'' et g_{pc} .

Le travail échangé entre le gaz dans la zone w et les parois mobiles de la chambre de combustion (piston) est déterminé à partir de l'équation suivante :

$$\Delta W_w = - \int_{v_{w-1}}^{v_w} P \cdot dv \approx - \frac{1}{2} \cdot \sum_{i=w-1}^w (P_i + P_{i+1})(v_{i+1} - v_i)$$

ou encore :

$$\Delta W_w \approx - \frac{1}{2} \cdot \frac{v_a}{e} \cdot \sum_{i=w-1}^w (P_i + P_{i+1})(y(a_{i+1}) - y(a_i))$$

Pour commodité, on exprime le volume massique "v" en fonction de l'angle vilebrequin a :

$$v = \frac{v_a}{e} \cdot y(a) \quad (3.17)$$

Où : e – taux de compression ;

v_a – Volume massique à la fin du processus d'admission en (m^3 / Kg).

y – Fonction volume du cylindre, elle est définie par :

$$y(a) = 1 + \frac{e-1}{2} \left(1 - \cos a + \frac{1}{l} \cdot \sqrt{1 - l^2 \cdot \sin^2 a} \right) \quad (3.18)$$

a – Angle vilebrequin en °.

$$l = \frac{R}{L} = \frac{\text{rayon manivelle}}{\text{longueur de bielle}}$$

La variation totale de l'énergie interne du mélange moteur (gaz frais = air + vapeur de combustible +gaz résiduels) dans les zones non encore brûlées est calculée par l'expression suivante :

$$\sum_{j=w+1}^{N_z} (\Delta U_{mm})_j = \sum_{j=w+1}^{N_z} [(U''_{mm})_j - (U'_{mm})_j] \quad (3.19)$$

Avec :

$$(U''_{mm})_j = \left[n_{mc} \cdot C_{v.mc} \Big|_0^{t''_{mm}} + n_r \cdot C_{v.r} \Big|_0^{t''_{mm}} \right] \cdot t''_{mm} \cdot \Delta x_j \quad (3.20)$$

$$\left(U'_{mm} \right)_j = \left[n_{mc} \cdot C_{v.mc} \Big|_0^{t'_{mm}} + n_r \cdot C_{v.r} \Big|_0^{t'_{mm}} \right] \cdot t'_{mm} \cdot \Delta x_j \quad (3.21)$$

Où : $\sum_{j=w+1}^{N_z} (U''_{mm})_j$, $\sum_{j=w+1}^{N_z} (U'_{mm})_j$ Sont respectivement, l'énergie interne finale et initiale des gaz frais dans les zones non encore brûlées.

$(U''_{mm})_j$, $(U'_{mm})_j$ Sont respectivement l'énergie interne finale et initiale des gaz frais dans la zone « j ». $w+1 \leq j \leq N_z$

n_{mc} , n_r Sont respectivement le nombre de moles du mélange carburé et celui des gaz résiduels dans la chambre de combustion.

t'_{mm} , t''_{mm} Respectivement la température du mélange moteur (zones non encore brûlées) correspondant au début et à la fin de combustion dans la zone w

$C_{v.mc} \Big|_0^{t''_{mm}}$, $C_{v.r} \Big|_0^{t''_{mm}}$ Les capacités calorifiques molaires moyennes à volume constant respectivement du mélange carburé et des gaz résiduels.

Dans les équations (3.19), (3.20) et (3.21) les valeurs de t''_{mm} , $C_{v.mc}$ et $C_{v.r}$ sont inconnues.

On les détermine de la façon suivante :

La première valeur de T''_{mm} est calculée à partir de l'équation suivante :

$$T''_{mm} = T'_{mm} + \Delta T_{mm} \quad (3.22)$$

A fin d'accélérer la détermination de la valeur réelle de T''_{mm} , on apprécie l'accroissement ultérieur (pour le prochain pas) de température ΔT_{mm} du mélange moteur par la **méthode d'extrapolation**.

La température moyenne du mélange moteur est donnée alors par :

$$\begin{cases} T_{mm} = \frac{(T''_{mm} + T'_{mm})}{2} & , \text{ K} \\ t_{mm} = T_{mm} - 273 & , \text{ } ^\circ\text{C} \end{cases} \quad (3.23)$$

On admet que la capacité calorifique moyenne à volume constant du mélange carburé (mélange formé de la vapeur d'essence et de l'air atmosphérique) est égale à celle de l'air. On néglige donc l'influence de la vapeur d'essence.

$$C_{v.mc} \Big|_0^{t_{mm}} = a_{air} + b_{air} \cdot t_{mm} \quad ; \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot ^\circ\text{C}} \quad (3.24)$$

$$\text{Avec : } a_{air} = 20.6 \text{ et } b_{air} = 0.002638$$

La capacité calorifique moyenne à volume constant des gaz résiduels est calculée en fonction des capacités calorifiques moyennes à volume constant des composants de ceux-ci.

On admet dans le cas de la combustion d'un mélange pauvre ($f < 1$) que les **gaz résiduels** contiennent uniquement du gaz carbonique CO_2 , de la vapeur d'eau H_2O , de l'excédent d'oxygène O_2 et de l'azote atmosphérique N_2 . On calcule leur nombre de moles en utilisant les formules ci-dessous :

$$\left\{ \begin{array}{l} n_{CO_2} = \frac{C}{12} \quad ; \frac{\text{kmol de } CO_2}{\text{kg de carburant}} \\ n_{H_2O} = \frac{H}{2} \quad ; \frac{\text{kmol de } H_2O}{\text{kg de carburant}} \\ n_{O_2} = 0.208 \cdot \left(\frac{1}{f} - 1 \right) L_0 \quad ; \frac{\text{kmol de } O_2}{\text{kg de carburant}} \\ n_{N_2} = 0.792 \cdot \frac{L_0}{f} \quad ; \frac{\text{kmol de } N_2}{\text{kg de carburant}} \end{array} \right. \quad (3.25)$$

Le nombre de moles total des produits de combustion complète d'un carburant liquide est obtenu en faisant la somme des nombres de moles des 4 espèces (voir équation (3.25)) :

$$n_{pc} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + \left(\frac{1}{f} - 0.208 \right) L_0 \quad ; \frac{\text{kmol de produit de combustion}}{\text{kg de carburant}} \quad (3.26)$$

La fraction molaire de chaque composant des produits de combustion est calculée par l'une des équations suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l}
 u_{CO_2} = \frac{n_{CO_2}}{n_{pc}} = \frac{\frac{C}{12}}{\frac{C}{12} + \frac{H}{2} + \left(\frac{1}{f} - 0.208 \right) \cdot L_0} \\
 u_{H_2O} = \frac{n_{H_2O}}{n_{pc}} = \frac{\frac{H}{2}}{\frac{C}{12} + \frac{H}{2} + \left(\frac{1}{f} - 0.208 \right) \cdot L_0} \\
 u_{O_2} = \frac{n_{O_2}}{n_{pc}} = \frac{0.208 \cdot \left(\frac{1}{f} - 1 \right) \cdot L_0}{\frac{C}{12} + \frac{H}{2} + \left(\frac{1}{f} - 0.208 \right) \cdot L_0} \\
 u_{N_2} = \frac{n_{N_2}}{n_{pc}} = \frac{0.792 \cdot \frac{L_0}{f}}{\frac{C}{12} + \frac{H}{2} + \left(\frac{1}{f} - 0.208 \right) \cdot L_0}
 \end{array} \right. \quad (3.27)$$

Dans le cas de la combustion d'un mélange riche (combustion incomplète) ($f < 1$), les gaz résiduels contiennent du gaz carbonique CO_2 , de la vapeur d'eau H_2O , du monoxyde de carbone CO , de l'hydrogène moléculaire H_2 et de l'azote atmosphérique N_2 . Leur nombre de moles sont calculés à partir des équations suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l}
 n_{CO} = 2 \cdot \frac{\left(1 - \frac{1}{f}\right)}{(1+K)} \cdot 0.208 \cdot L_0 \quad ; \frac{\text{kmol de CO}}{\text{kg de carburant}} \\
 n_{CO_2} = \frac{C}{12} - n_{CO} \quad ; \frac{\text{kmol de CO}_2}{\text{kg de carburant}} \\
 n_{H_2} = K \cdot n_{CO} \quad ; \frac{\text{kmol de H}_2}{\text{kg de carburant}} \\
 n_{H_2O} = \frac{H}{2} - n_{H_2} \quad ; \frac{\text{kmol de H}_2O}{\text{kg de carburant}} \\
 n_{N_2} = 0.792 \cdot \frac{L_0}{f} \quad ; \frac{\text{kmol de N}_2}{\text{kg de carburant}}
 \end{array} \right. \quad (3.28)$$

Où $K = \frac{n_{H_2}}{n_{CO}} = 0.45 \div 0.50$ pour les produits de combustions issus de l'essence.

Le nombre de moles total des produits de combustion incomplète d'un carburant liquide est obtenu en faisant la somme du nombre de moles des 5 espèces citées ci-dessus.

$$n_{pc} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0.792 \cdot \frac{L_0}{f} \quad ; \frac{\text{kmol de PC}}{\text{kg de carburant}} \quad (3.29)$$

Les fractions molaires des 5 espèces citées ci-dessus sont données par :

$$\left\{ \begin{array}{l}
u_{CO} = \frac{n_{CO}}{n_{pc}} = \frac{2 \cdot \left(1 - \frac{1}{f}\right) \cdot 0.208 \cdot L_0}{\frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0.792 \cdot \frac{L_0}{f}} \\
u_{CO_2} = \frac{n_{CO_2}}{n_{pc}} = \frac{\frac{C}{12} - 2 \cdot \left(1 - \frac{1}{f}\right) \cdot 0.208 \cdot L_0}{\frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0.792 \cdot \frac{L_0}{f}} \\
u_{H_2} = \frac{n_{H_2}}{n_{pc}} = \frac{2 \cdot K \cdot \left(1 - \frac{1}{f}\right) \cdot 0.208 \cdot L_0}{\frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0.792 \cdot \frac{L_0}{f}} \\
u_{H_2O} = \frac{n_{H_2O}}{n_{pc}} = \frac{\frac{H}{2} - 2 \cdot K \cdot \left(1 - \frac{1}{f}\right) \cdot 0.208 \cdot L_0}{\frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0.792 \cdot \frac{L_0}{f}} \\
u_{N_2} = \frac{n_{N_2}}{n_{pc}} = \frac{0.792 \cdot \frac{L_0}{f}}{\frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0.792 \cdot \frac{L_0}{f}}
\end{array} \right. \quad (3.30)$$

Pour les deux cas envisagés (mélange riche ou pauvre), la capacité calorifique moyenne à volume constant des gaz résiduels est déterminée à partir de la relation suivante :

$$C_{v,r} \Big|_0^{t_{mm}} = \sum_{i=1}^6 u_i \cdot C_{v,i} \Big|_0^{t_{mm}} \quad ; \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot ^\circ\text{C}} \quad (3.31)$$

Les capacités calorifiques moyennes à volume constant des composants des gaz résiduels sont exprimées par les équations empiriques suivantes pour des températures allant de 0°C à 1500°C.

$$\left\{ \begin{array}{l} C_{v,CO_2} \Big|_0^{t_{mm}} = a_{CO_2} + b_{CO_2} \cdot t_{mm} + c_{CO_2} \cdot t_{mm}^2 \\ C_{v,H_2O} \Big|_0^{t_{mm}} = a_{H_2O} + b_{H_2O} \cdot t_{mm} + c_{H_2O} \cdot t_{mm}^2 \\ C_{v,CO} \Big|_0^{t_{mm}} = a_{CO} + b_{CO} \cdot t_{mm} + c_{CO} \cdot t_{mm}^2 \\ C_{v,H_2} \Big|_0^{t_{mm}} = a_{H_2} + b_{H_2} \cdot t_{mm} + c_{H_2} \cdot t_{mm}^2 \\ C_{v,O_2} \Big|_0^{t_{mm}} = a_{O_2} + b_{O_2} \cdot t_{mm} + c_{O_2} \cdot t_{mm}^2 \\ C_{v,N_2} \Big|_0^{t_{mm}} = a_{N_2} + b_{N_2} \cdot t_{mm} + c_{N_2} \cdot t_{mm}^2 \end{array} \right. \quad (3.32)$$

Les constantes a_i , b_i et c_i intervenant dans les expressions des capacités calorifiques moyennes des gaz résiduels sont regroupées dans le tableau ci-dessous :

	a_i	b_i	c_i
CO_2	27.941	0.019	$5.487 \cdot 10^{-6}$
H_2O	24.953	0.005359	0
CO	20.597	0.002670	0
H_2	20.684	0.000206	$0.588 \cdot 10^{-6}$
O_2	20.930	0.004641	$0.840 \cdot 10^{-6}$
N_2	20.398	0.00250	0

Donc la capacité calorifique moyenne à volume constant du mélange moteur (air + vapeur de combustible + gaz résiduels) est exprimée par :

$$C_{v.mm} \Big|_0^{t_{mm}} = \frac{1}{(1 + g_r)} \cdot \left[C_{v.mc} \Big|_0^{t_{mm}} + g_r \cdot C_{v.r} \Big|_0^{t_{mm}} \right] \quad (3.33)$$

Où :

$$g_r = \text{Coefficient des gaz résiduels} = \frac{\text{nombre de moles des gaz résiduels}}{\text{nombre de moles du mélange carburé}}$$

Le rapport des capacités calorifiques moyennes du mélange moteur est déterminé à partir de l'équation suivante :

$$g_{mm} = \frac{C_{p.mm} \Big|_0^{t_{mm}}}{C_{v.mm} \Big|_0^{t_{mm}}} = 1 + \frac{R}{C_{v.mm} \Big|_0^{t_{mm}}} \quad (3.34)$$

Où

$C_{p.mm} \Big|_0^{t_{mm}}$ et $C_{v.mm} \Big|_0^{t_{mm}}$ Sont respectivement les capacités calorifiques molaires moyennes du mélange moteur à pression constante et à volume constant.

R La constante universelle des gaz parfaits

La température finale du mélange moteur T_{mm}'' à la fin du pas de calcul est calculée à partir de l'équation de l'adiabatique suivante (équation de Laplace) :

$$T_{mm}'' = T_{mm}' \cdot \left(\frac{P''}{P'} \right)^{\frac{(g_{mm} - 1)}{g_{mm}}} \quad (3.35)$$

Où :

P' et P'' La pression cylindre au début et à la fin du pas de calcul.

Si cette dernière valeur de la température du mélange moteur T_{mm}'' (calculée à partir de l'équation (3.35)) diffère considérablement de sa valeur précédente (proposée à partir de l'équation (3.22)), on remplace dans l'équation (3.23) T_{mm}'' par cette dernière valeur et on refait l'algorithme ci-dessus jusqu'à ce qu'on obtient la correspondance désirée entre les valeurs de T_{mm}'' et de g_{mm} .

La capacité calorifique moyenne à volume constant des produits de combustion est calculée en fonction des capacités calorifiques moyennes des composants de ceux-ci. On admet que les produits de combustion dans chaque zone comportent 11 espèces qui sont :

$CO_2, CO, H_2O, H_2, OH, O_2, O, NO, N_2, H$ et le N .

La capacité calorifique moyenne à volume constant de chacune des 11 espèces ci-dessus est exprimée par l'une des formules empiriques suivantes pour des températures allant de $1500^\circ C \div 2900^\circ C$.

$$\left\{ \begin{array}{l}
C_{v \cdot CO_2} \Big|_0^{t''_{pc}} = a_{CO_2} + b_{CO_2} \cdot t''_{pc} \\
C_{v \cdot CO} \Big|_0^{t''_{pc}} = a_{CO} + b_{CO} \cdot t''_{pc} \\
C_{v \cdot H_2O} \Big|_0^{t''_{pc}} = a_{H_2O} + b_{H_2O} \cdot t''_{pc} \\
C_{v \cdot H_2} \Big|_0^{t''_{pc}} = a_{H_2} + b_{H_2} \cdot t''_{pc} \\
C_{v \cdot OH} \Big|_0^{t''_{pc}} = a_{OH} + b_{OH} \cdot t''_{pc} \\
C_{v \cdot O_2} \Big|_0^{t''_{pc}} = a_{O_2} + b_{O_2} \cdot t''_{pc} \\
C_{v \cdot O} \Big|_0^{t''_{pc}} = a_O + b_O \cdot t''_{pc} \\
C_{v \cdot NO} \Big|_0^{t''_{pc}} = a_{NO} + b_{NO} \cdot t''_{pc} \\
C_{v \cdot N_2} \Big|_0^{t''_{pc}} = a_{N_2} + b_{N_2} \cdot t''_{pc} \\
C_{v \cdot H} \Big|_0^{t''_{pc}} = a_H + b_H \cdot t''_{pc} \\
C_{v \cdot N} \Big|_0^{t''_{pc}} = a_N + b_N \cdot t''_{pc}
\end{array} \right. \quad (3.36)$$

Les constantes a_i et b_i figurants dans le système ci-dessus sont regroupées dans le tableau ci-après :

	a_i	b_i
CO_2	39.514	$3.348.10^{-3}$
CO	22.485	$1.431.10^{-3}$
H_2O	26.664	$4.437.10^{-3}$
H_2	19.673	$1.758.10^{-3}$
OH	36.864	$1.590.10^{-3}$
O_2	23.718	$1.550.10^{-3}$
O	29.778	$-0.135.10^{-3}$
NO	39.648	$1.243.10^{-3}$
N_2	21.946	$1.457.10^{-3}$
H	29.11	0
N	31.11	0

Remarque :

Pour une certaine zone de combustion, dont la température, la pression, la richesse, 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 (**voir chapitre** – Mécanismes cinétiques de formation de NO et calcul des concentrations d'équilibre des 11 espèces des produits de combustion en tenant compte du phénomène de dissociation).

Dans les équations (3.5) et (3.10) les valeurs de la température locale des produits de combustion dans la zone w juste au moment lorsque le front de flamme atteint la fin de celle-

ci, $(t_{pc}^*)_w$ et le coefficient de dissociation local dans la dite zone, $(x_d)_w$ au même moment **sont inconnus**, on les déterminent par la méthode des **approximations successives** de la façon suivante :

1°-On propose une valeur initiale du coefficient de dissociation local dans la zone w , $(x_d)_w$ (Ce coefficient tient compte des pertes de chaleur provoquées par la dissociation plus au moins importante des produits de combustion dans la zone considérée w). Dans ce modèle de simulation 0D utilisé, on suppose que ce coefficient de dissociation proposé (estimé initial) est le même pour toutes les zones et égal à 0.980 (2 % de pertes de chaleur due à la dissociation des produits de combustion dans chaque zone).

2°-On calcule ensuite la **quantité de chaleur dégagée par la combustion dans la zone w** en utilisant l'équation (3.5).

3°-Les valeurs initiales du nombre de moles et des capacités calorifiques moyennes (à volume constant) des composants des produits de combustion dans la zone considérée sont déterminées respectivement par les équations suivantes (3.25), (3.28) et (3.32).

4°-Dans ces conditions, on réécrit l'équation de conservation d'énergie (**Premier principe de la thermodynamique**) appliquée à la zone w entre **le début et la fin de sa combustion** sous la forme développée suivante :

$$\Delta Q_w = \sum_{i=1}^{11} n_i \cdot C_{v,i} \Big|_0^{(t_{pc}^*)_w} \cdot (t_{pc}^*)_w \cdot \Delta x_w - (U'_{mm})_w + \sum_{j=1}^{w-1} (\Delta U_{pc})_j + \sum_{j=1+w}^{N_z} (\Delta U_{mm})_j - \Delta W_w \quad (3.37)$$

En remplaçant les capacités calorifiques molaires moyennes des 11 espèces des produits de combustion par leurs expressions respectives (voir équation (3.36)), l'équation d'énergie devient alors :

$$\Delta x_w \cdot (t_{pc}'')_w \cdot \sum_{i=1}^{11} \left[n_i \cdot (a_i + b_i \cdot (t_{pc}'')_w) \right] = (U'_{mm})_w - \sum_{j=1}^{w-1} (\Delta U_{pc})_j - \sum_{j=1+w}^{N_z} (\Delta U_{mm})_j + \Delta W_w + \Delta Q_w \quad (3.38)$$

Ou encore :

$$(t_{pc}'')_w \cdot \sum_{i=1}^{11} n_i \cdot a_i + (t_{pc}'')_w^2 \cdot \sum_{i=1}^{11} n_i \cdot b_i = \frac{1}{\Delta x_w} \cdot \left\{ (U'_{mm})_w - \sum_{j=1}^{w-1} (\Delta U_{pc})_j - \sum_{j=1+w}^{N_z} (\Delta U_{mm})_j + \Delta W_w + \Delta Q_w \right\} \quad (3.39)$$

On pose :

$$A = \sum_{i=1}^{11} n_i \cdot a_i = n_{CO_2} \cdot a_{CO_2} + n_{CO} \cdot a_{CO} + n_{H_2O} \cdot a_{H_2O} + n_{H_2} \cdot a_{H_2} + n_{OH} \cdot a_{OH} + n_{O_2} \cdot a_{O_2} + n_O \cdot a_O + n_{NO} \cdot a_{NO} + n_{N_2} \cdot a_{N_2} + n_H \cdot a_H + n_N \cdot a_N \quad (3.40)$$

$$B = \sum_{i=1}^{11} n_i \cdot b_i = n_{CO} \cdot b_{CO} + n_{H_2O} \cdot b_{H_2O} + n_{H_2} \cdot b_{H_2} + n_{OH} \cdot b_{OH} + n_{O_2} \cdot b_{O_2} + n_O \cdot b_O + n_{NO} \cdot b_{NO} + n_{N_2} \cdot b_{N_2} + n_H \cdot b_H + n_N \cdot b_N \quad (3.41)$$

$$C = \frac{1}{\Delta x_w} \cdot \left\{ (U'_{mm})_w - \sum_{j=1}^{w-1} (\Delta U_{pc})_j - \sum_{j=1+w}^{N_z} (\Delta U_{mm})_j + \Delta W_w + \Delta Q_w \right\} \quad (3.42)$$

Alors on obtient la forme condensée de l'équation d'énergie en fonction des termes A, B et C :

$$B.\left(t_{pc}''\right)_w^2 + A.\left(t_{pc}''\right)_w - C = 0 \quad (3.43)$$

La température locale des produits de combustion dans la zone w juste au moment de sa combustion, $\left(t_{pc}''\right)_w$ est la **solution positive** de l'équation (3.43) :

$$\left\{ \begin{array}{l} \left(t_{pc}''\right)_w = \frac{-A + \sqrt{A^2 + 4.B.C}}{2.B} \quad ; ^\circ\text{C} \\ \left(T_{pc}''\right)_w = \left(t_{pc}''\right)_w + 273 \quad ; \text{K} \end{array} \right. \quad (3.44)$$

5°-Sachant la température locale des produits de combustion dans la zone w , $\left(T_{pc}''\right)_w$, (calculée à partir des équations (3.43) et (3.44)), la pression cylindre correspondant, (P) , la richesse du mélange carburé, (f) , ainsi que le coefficient des gaz résiduels, (g_r) , on calcule ensuite le nombre de moles et la concentration molaire de chacune des 11 espèces des produits de combustion (voir chapitre Mécanismes cinétiques de formation de NO et calcul des concentrations d'équilibre des 11 espèces des produits de combustion en tenant compte du phénomène de dissociation) ainsi que la nouvelle valeur du coefficient de dissociation local dans la zone w , $\left(x_d\right)_w$, par l'expression suivante :

$$(x_d)_w = \frac{P_{ci} - (\Delta P_{i,d})_w}{P_{ci}} \quad (3.45)$$

Où :

P_{ci} = Pouvoir calorifique inférieur du carburant ;

$(\Delta P_{i,d})_w$ = Pertes de chaleur dues à la dissociation des produits de combustion et à la combustion incomplète. Sa valeur est calculée à partir de la relation suivante :

$$\Delta P_{i,d} = n_{CO} \cdot Q_{CO} + n_{H_2} \cdot Q_{H_2} + n_H \cdot Q_H + n_{OH} \cdot Q_{OH} + n_{NO} \cdot Q_{NO} + n_O \cdot Q_O \quad (3.46)$$

6°-Une fois les concentrations des 11 espèces sont trouvées (résolution des 11 équations à 11 inconnus), ainsi que le nouveau coefficient de dissociation local $(x_d)_w$ dans la zone w . On refait les calculs ci-dessus à partir du **point n°2** (en utilisant le nouveau coefficient de dissociation calculé par l'équation (3.45)) jusqu'à ce qu'on obtient une correspondance acceptable entre les valeurs de $(x_d)_w$ et $(t''_{pc})_w$.

PRESENTATION DE QUELQUES RESULTATS DE SIMULATION A L'AIDE DE NOTRE MODELE MULTIZONE

Les résultats représentés sur les figures ci-dessous représentent à titre d'exemple l'étude paramétrique de l'influence du taux de compression ($e = 6, 8, 10.1, 12$) sur la formation de l'oxyde d'azote à l'aide du modèle multizone.

Le régime choisi est le suivant: $n=2000$ tr/min ; durée de combustion = 64° ; Avance à l'allumage = 34° ; la pression collecteur = 600 mbar.

Le taux de compression de **10.1** (courbes **bleu**) choisi correspond exactement à la valeur du rapport volumétrique du monocylindre (cellule 5).

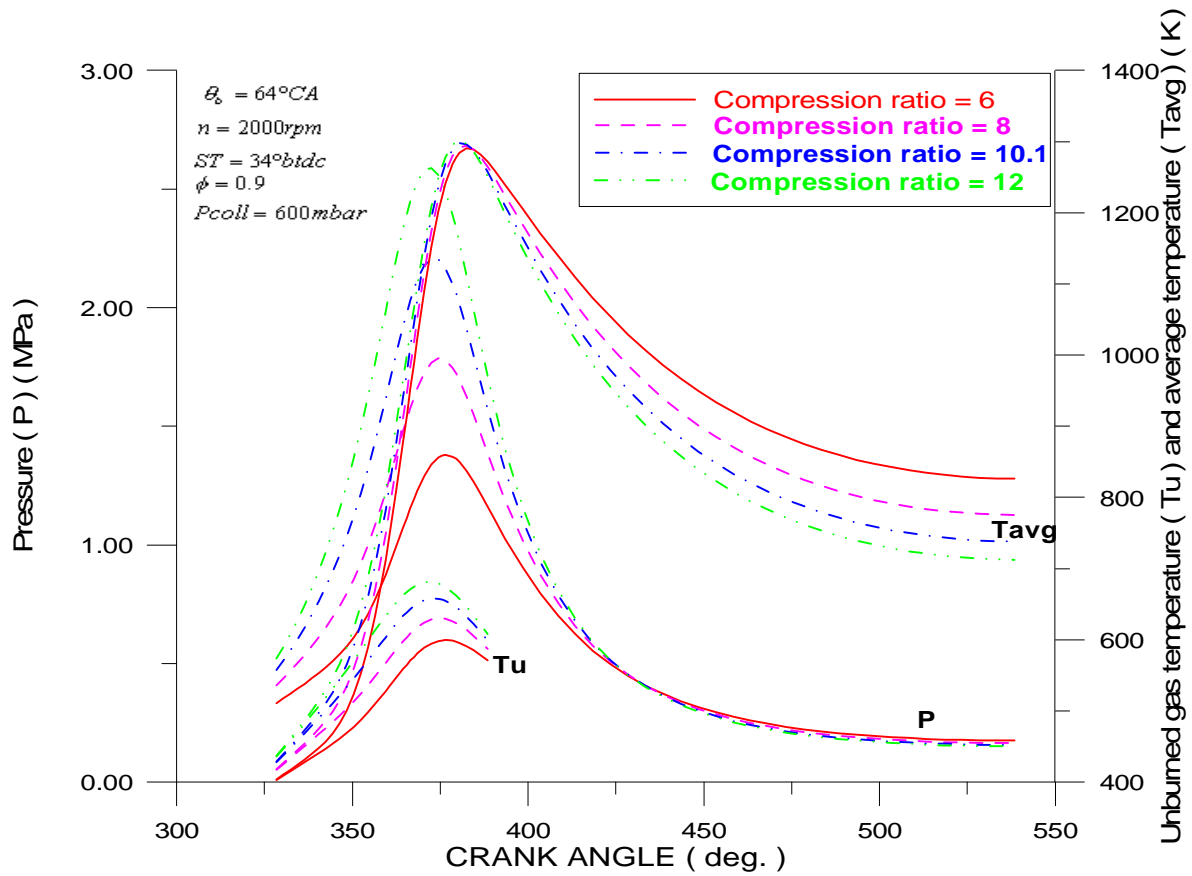


Fig.3.2: Unburned gas temperature (T_u), pressure (P), and average cylinder gas temperature (T_{avg}) as a function of crank angle, for four compression ratio.

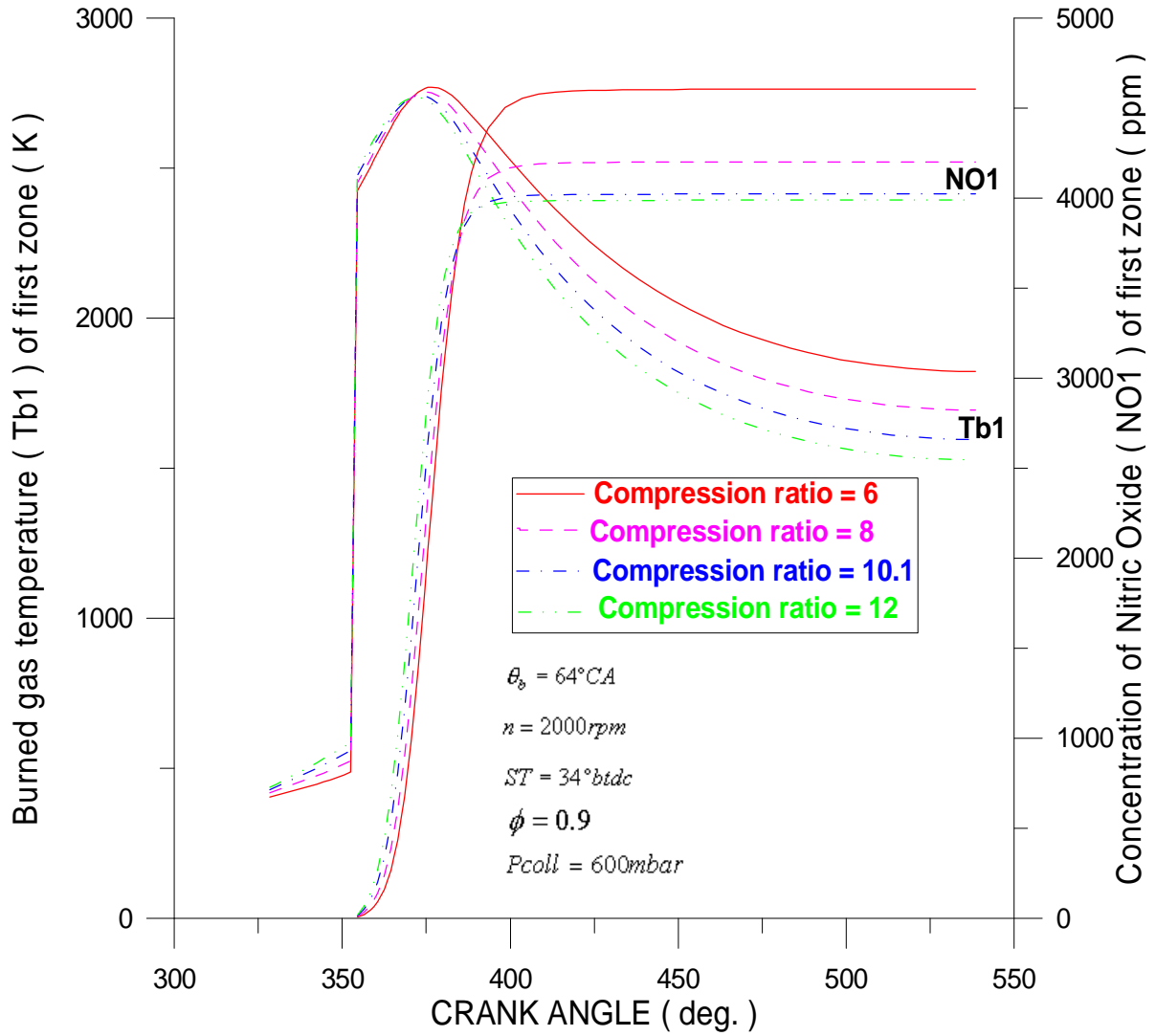


Fig.3.3. Burned gas temperature (Tb1), and concentration of Nitric Oxide (NO1) of first zone, as a function of crank angle, for four compression ratio.

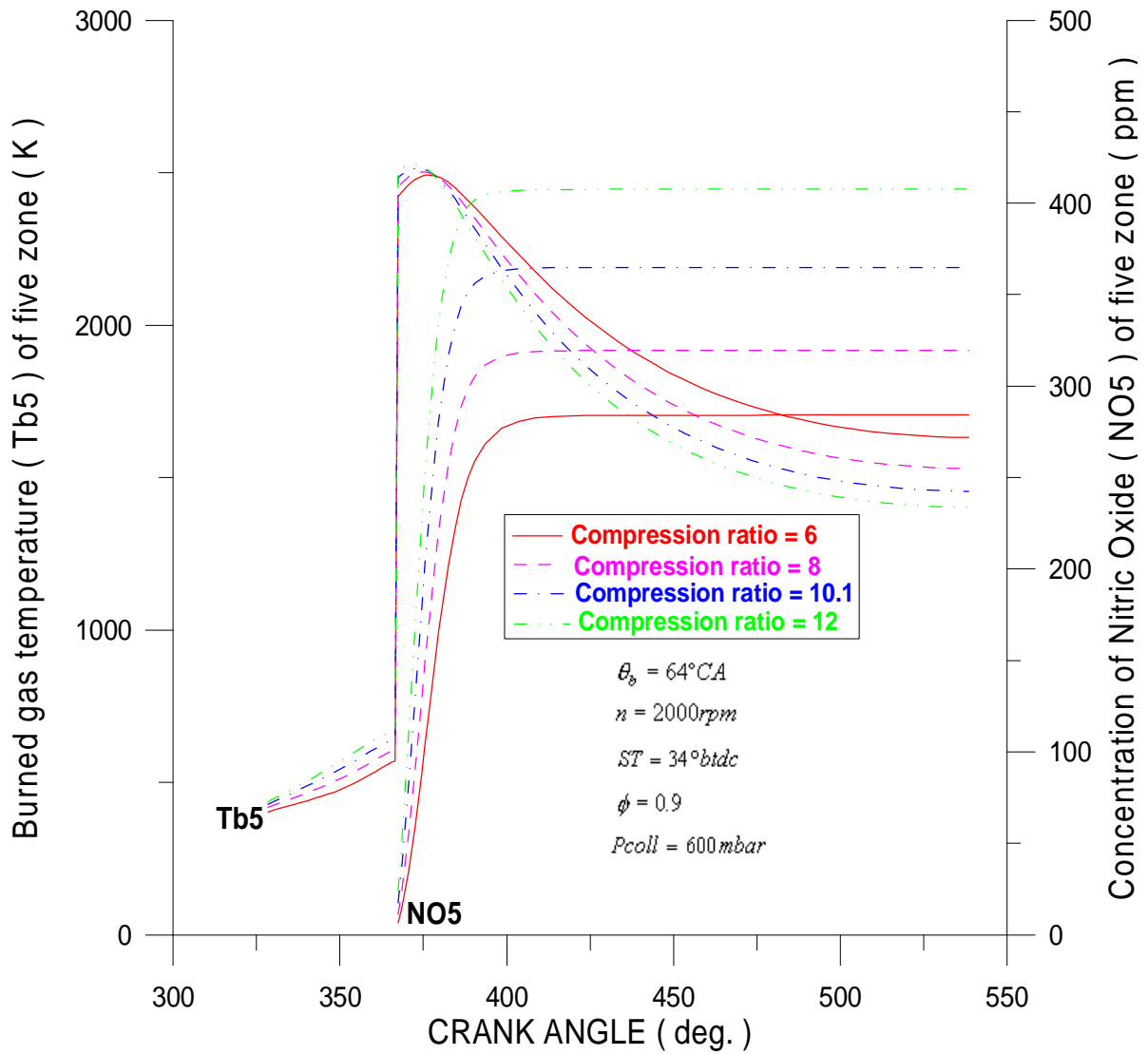


Fig.3.4: Burned gas temperature (Tb5), and concentration of Nitric Oxide (NO5) of five zone (a middle zone), as a function of crank angle, for four compression ratio.

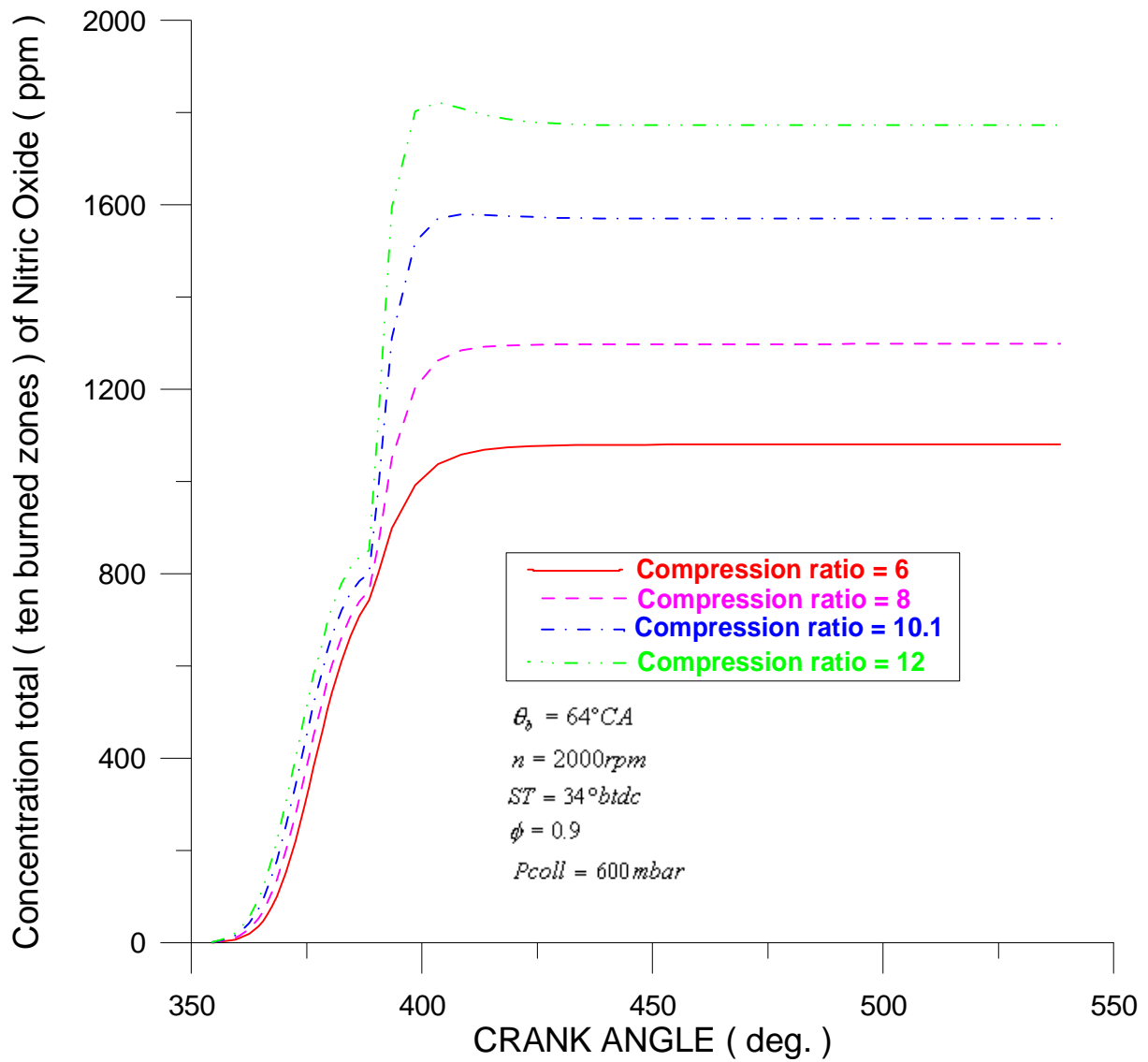


Fig.3.5: Results from multizone model (ten burned zones), showing : Concentration total of Nitric Oxide (in the 10 burned zones), as a function of crank angle, for four compression ratio.

b-Mécanismes cinétiques de formation de NO dans un moteur à allumage commandé

A l'origine, la notation NO_x désignait seulement NO et NO_2 , puis elle a été généralisée pour tous les composés azotés oxygénés tels que NO, NO_2 , N_2O , N_2O_3 , etc..... Parmi ces molécules le NO est l'oxyde d'azote le plus produit dans le cylindre d'un moteur à allumage commandé. Depuis quelques décennies il a fait l'objet de nombreux programmes de recherche concernant la réduction des polluants dans les moteurs à combustion interne. Lors d'un processus de combustion, quatre mécanismes de formation du monoxyde d'azote ont été identifiés jusqu'à aujourd'hui : Le NO thermique, le NO précoce, le NO du combustible et le NO formé via le N_2O .

1- Mécanisme de Zeldovich :(ou thermique) :

Le mécanisme de formation de NO le plus connu dans son principe depuis 1946, est celui, de **Zeldovich**. Le schéma proposé à cette date se compose des deux réactions suivantes [1] qui décrivent la formation du NO à partir de l'azote de l'air.



La première réaction conditionne la vitesse globale du mécanisme du fait de son énergie d'activation très élevée (318 KJ/mol [2]), due à la forte liaison atomique dans la molécule de N_2 . De ce fait, la réaction (R.1) est **la réaction limitante du mécanisme**. La réaction (R.2) est quant à elle beaucoup plus rapide. La vitesse de la séquence des réactions (R.1) et (R.2), ne devient significative qu'à hautes températures (d'où le nom « **thermique** » souvent donné au mécanisme de Zeldovich). Toujours à cause de la première étape, ce mécanisme est favorisé par un temps de réaction élevé. Il est prédominant dans les mélanges pauvres ou proches de la stœchiométrie. Au voisinage de la stœchiométrie, ainsi que dans les mélanges riches, une troisième réaction (introduite par **Lavoie et al.** en 1970 [3]), suite à des mesures d'évolutions de concentration de NO dans une chambre de combustion de moteur à allumage commandé) peu avoir lieu :



Il a été prouvé, par la suite, que cette réaction contribue significativement au mécanisme de Zeldovich [4].

Les vitesses des réactions (R.1), (R.2) et (R.3) obéissent à la loi d'action de masse classique dans laquelle la constante de vitesse k_d de la réaction directe est donnée par la loi d'Arrhenius qui s'exprime par :

$$k_d = A.T^b . \exp \left(\frac{-E}{RT} \right)$$

La constante de vitesse k_r de la réaction inverse est quant à elle déduite de k_d en utilisant la constante d'équilibre chimique K_e de la réaction considérée.

$$K_e = \frac{k_d}{k_r}$$

Où K_e obéit également à la loi d'Arrhenius.

Les constantes intervenant dans les lois d'Arrhenius, relatives à chaque réaction, ont été déterminées par divers auteurs et des divergences importantes apparaissent. Le tableau .1, issu de **Raine et al.** [5], présente une comparaison des valeurs proposées par **Bowman et Miller** [6], **Heywood** [4] et **Davidson et Hanson** [7] pour les 3 réactions directes. Toujours d'après **Raine et al.** [5], qui ont utilisé ces schémas cinétiques dans un modèle de simulation multi-zones, les différences notables qui apparaissent dans ce tableau entre les 3 jeux de coefficient d'Arrhenius n'ont qu'une influence très limitée sur les valeurs de concentration de NO obtenues (environ 5 % d'écart au maximum). Les valeurs des constantes d'équilibre K_e données par Heywood [4] sont également rappelées et permettent le calcul des constantes de vitesse inverse k_r .

Réactions directes	$NO + N \rightarrow N_2 + O$			$N + O_2 \rightarrow NO + O$			$N + OH \rightarrow NO + H$		
Constantes	A	b	E/R	A	b	E/R	A	b	E/R
k_d (Heywood)	1,6. 10^{13}	0	0	6,4. 10^9	0	3150	4,1. 10^{13}	0	0
k_d (Miller et Bowman)	3,3. 10^{12}	0,3	0	6,4. 10^9	1	3160	3,8. 10^{13}	0	0

k_d (Hanson)	3,8. 10^{13}	0	370	1,6. 10^{10}	1	4470	5,4. 10^{13}	0	1720
K_e (Heywood)	0,211	0	-38. 10^3	4,267	0	-16350	0.205	0	-23650

Tableau.1 : Données de calcul des constantes de vitesse pour le schéma de formation du NO thermique (en $\text{cm}^3/\text{mol.s}$)

Des mesures par spectroscopie d'absorption ont montré que, dans le cas où NO n'est produit que par le mécanisme thermique, sa formation peut être très bien prédite à partir des réactions (R.1) et (R.2) [8]. Cependant, Heywood et al. [9] montrent que la réaction (R.3) reste aussi importante pour mieux prédire les concentrations de NO.

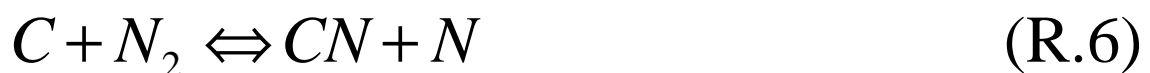
Eyzat P. et Guibert J.C [16] affirment que la réaction ci-dessous contribue aussi à la formation de NO :



2-Mécanisme du NO précoce (ou prompt NO ou aussi Fenimore-NO) :

Le deuxième mécanisme aboutissant à la formation du monoxyde d'azote NO dans la chambre de combustion est celui dit du « NO précoce » (prompt NO ou aussi Fenimore-NO). Il a été imaginé par Fenimore dans les années 70 [10,11] quand il avait trouvé dans les flammes plates et riches d'hydrocarbures, que les profils de concentrations de NO mesurés dans la zone de combustion, extrapolés au niveau du brûleur, ne paraissaient pas tendre vers zéro (comme prédit le mécanisme de Zeldovich). Par contre pour les flammes CO - Air et

H₂ - Air, ces profils tendaient bien vers zéro, ce qui l'a conduit à conclure que c'est le radical CH qui serait à la base de ce mécanisme. Ce radical apparaît, comme d'autres radicaux hydrocarbonés (CH₃, CH₂O, etc...), dès le début de la combustion et est seulement produit au niveau du front de flamme [12]. Ce mécanisme est initié par la réaction de radicaux hydrocarbonés avec l'azote N₂ de l'air [13] présent dans le mélange, comme par exemple :



Les composés aminés ou cyanurés (tel que CN) issus de ces réactions réagissent ensuite avec les molécules O_2 et OH et les atomes O et H pour former NO suivant le diagramme donnée sur la figure ci-dessous proposé par Bowman :

Plusieurs études ont été dévouées à la compréhension de ce mécanisme, mais aucune certitude à propos de son déroulement n'est à prononcer jusqu'à aujourd'hui. Le manque d'information sur la réaction d'initiation (R.5) n'a pas permis d'avoir une précision sur le reste des séquences.

3-Le NO du combustible :

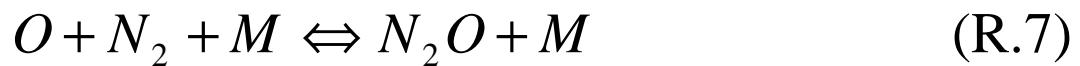
Le NO du combustible est une autre source de production de NO qui peut s'avérer importante dans le cas de carburants (essentiellement la houille et les combustibles dérivés) contenant des composés azotés. Ce mécanisme est lié à la présence d'azote combiné chimiquement dans le combustible (tels que les amines, la pyridine, etc...). Les composés azotés s'évaporent pendant le processus de gazéification et entraînent la formation de NO dans la phase gazeuse [14].

Les grosses molécules contenant l'azote combiné chimiquement sont décomposées par la chaleur en molécules plus petites, comme l'acide cyanhydrique(HCN), l'ammoniaque (NH_3) ou le radical CN, qui réagissent à leur tour. Ce mécanisme est favorisé par des conditions de mélanges pauvres ou stœchiométriques [15] et il est très rapide, avec une échelle de temps comparable à celle des réactions de combustion. Dans ce cas plus de deux tiers de l'azote du combustible sont oxydés en NO, alors que le reste est transformé en N_2 pur.

Les combustibles liquides utilisés dans les moteurs à combustion interne contiennent un léger pourcentage d'azote combiné chimiquement. D'après Bowman [1] il y a autour de 0.65 % en masse dans le brut, 1.4 % dans les hydrocarbures lourds et 0.07 % dans les hydrocarbures légers. Les mélanges utilisés dans la présente étude ne faisant intervenir que du méthane, ce processus de formation ne sera pas observé ici.

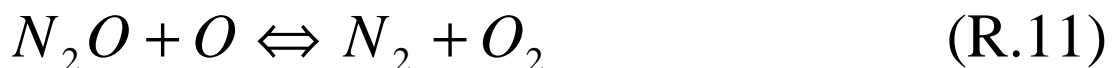
4- La formation de NO via N₂O :

Une autre voie de formation de NO a été mise à jour par **Lavoie et al.** [3] en 1970. Il s'agit d'un processus où le précurseur de NO est N₂O. Le N₂O est obtenu lors de la combustion par la réaction suivante :



Où M étant un troisième corps inerte.

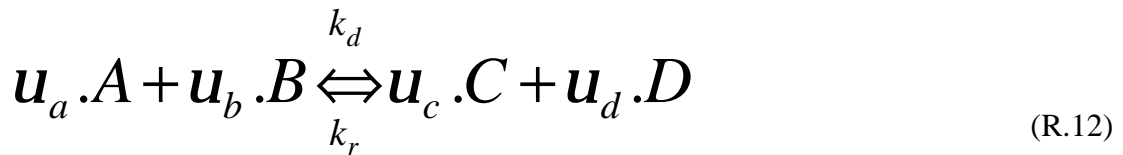
Puis le N₂O est consommé par l'une des réactions suivantes :



Dans ce processus, la réaction initiatrice (R.7) fait intervenir une molécule auxiliaire inerte et nécessite la présence d'atomes O dissociés. Ce processus donc favorisé dans le cas de mélange pauvre à haute pression, résultat qui, d'après nos sources n'a pas été mis en évidence expérimentalement à ce jour.

5- Evolution temporelle de NO :

Dans le cas général d'une réaction de type :



La vitesse de génération de l'espèce C par exemple est exprimée par :

$$\frac{d[C]}{dt} = k_d \cdot [A]^{u_a} \cdot [B]^{u_b} - k_r \cdot [C]^{u_c} \cdot [D]^{u_d} \quad (1)$$

Où :

[] Dénote la concentration volumique de l'espèce considérée (mol/cm³) ;

k_d, k_r Les constantes de vitesse respectivement de la réaction directe et inverse ;

u_i Le coefficient stoechiométrique de l'espèce i dans la réaction (R.12) ;

t Le temps (secondes).

En utilisant la notation suivante :

$$\frac{[A]}{[A]_e} = a, \quad \frac{[B]}{[B]_e} = b, \quad \frac{[C]}{[C]_e} = g \quad \text{et} \quad \frac{[D]}{[D]_e} = d$$

Où l'indice e dénote la concentration d'équilibre, on réécrit l'équation (1) sous la forme suivante :

$$\frac{d[C]}{dt} = \underbrace{k_d \cdot a^{u_a} \cdot b^{u_b} \cdot [A]_e^{u_a} \cdot [B]_e^{u_b}}_{\text{Vitesse de formation de l'espèce C}} - \underbrace{k_r \cdot g^{u_c} \cdot d^{u_d} \cdot [C]_e^{u_c} \cdot [D]_e^{u_d}}_{\text{Vitesse de décomposition de l'espèce C}} \quad (2)$$

De plus on peut écrire à l'état d'équilibre l'équation suivante :

$$k_d \cdot [A]_e^{u_a} \cdot [B]_e^{u_b} = k_r \cdot [C]_e^{u_c} \cdot [D]_e^{u_d} = V_{Ce} \quad (3)$$

Où V_{Ce} = Vitesse de génération de l'espèce C à l'état d'équilibre.

En remplaçant (3) dans (2), on obtient l'expression finale suivante exprimant le taux de génération de l'espèce C au cours du temps :

$$\frac{d[C]}{dt} = V_{Ce} \cdot (a^{u_a} \cdot b^{u_b} - g^{u_c} \cdot d^{u_d}) \quad (4)$$

D'après la loi d'action de masse appliquée aux réactions (R.1), (R.2), (R.3) et (R.4), les vitesses de formation et de décomposition des espèces NO et N s'écrivent sous la forme suivante :

$$\frac{d[NO]}{dt} = (V_{d1} - V_{r1}) + (V_{d2} - V_{r2}) + (V_{d3} - V_{r3}) + 2 \cdot (V_{d4} - V_{r4}) \quad (5)$$

$$\frac{d[N]}{dt} = (V_{d1} - V_{r1}) - (V_{d2} - V_{r2}) - (V_{d3} - V_{r3}) \quad (6)$$

Où V_{di} et V_{ri} sont respectivement la vitesse directe et inverse de la réaction i. (mol/cm³.sec)

Les vitesses directes et inverses des réactions (R.1), (R.2), (R.3) et (R.4) s'écrivent comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{l} V_{d1} = k_{d1} \cdot [N_2] [O] \\ V_{r1} = k_{r1} \cdot [NO] [N] \\ V_{d2} = k_{d2} \cdot [O_2] [N] \\ V_{r2} = k_{r2} \cdot [NO] [O] \\ V_{d3} = k_{d3} \cdot [OH] [N] \\ V_{r3} = k_{r3} \cdot [NO] [H] \\ V_{d4} = k_{d4} \cdot [N_2] [O_2] \\ V_{r4} = k_{r4} \cdot [NO] [NO] \end{array} \right. \quad \text{mol/cm}^3 \cdot \text{sec} \quad (7)$$

A l'état d'équilibre chimique, la vitesse directe de la réaction i est égale à celle inverse, dans ces conditions le système ci-dessus peut s'écrire comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{l} V_{1e} = k_{d1} \cdot [N_2]_e [O]_e = k_{r1} \cdot [NO]_e [N]_e \\ V_{2e} = k_{d2} \cdot [O_2]_e [N]_e = k_{r2} \cdot [NO]_e [O]_e \\ V_{3e} = k_{d3} \cdot [OH]_e [N]_e = k_{r3} \cdot [NO]_e [H]_e \\ V_{4e} = k_{d4} \cdot [N_2]_e [O_2]_e = k_{r4} \cdot [NO]_e [NO]_e \end{array} \right. \quad (8)$$

Où : $[X]_e$ dénote la concentration volumique de l'espèce X à l'état d'équilibre ($\text{mol/cm}^3 \cdot \text{sec}$).

En appliquant le principe des **concentrations stationnaires** à l'azote atomique, N , (Selon lequel le régime stationnaire est établi instantanément et les atomes d'azote sont dépensés autant qu'ils se forment), on annule donc l'expression de $d[N]/dt$ figurant dans l'équation (6), et compte tenu du système d'équation (7), on obtient la formule suivante :

$$\begin{aligned}
& k_{d1} \cdot [N_2] \cdot [O] - k_{r1} \cdot [NO] \cdot [N] + k_{d2} \cdot [O_2] \cdot [N] - \\
& k_{r2} \cdot [NO] \cdot [O] + k_{d3} \cdot [OH] \cdot [N] - k_{r3} \cdot [NO] \cdot [H] = 0
\end{aligned} \tag{9}$$

De plus, on pose :

$$b = \frac{[NO]}{[NO]_e} = \frac{\text{Concentration volumique réelle de NO}}{\text{Concentration volumique de NO à l'équilibre}} \tag{10}$$

En remplaçant la concentration réelle des espèces (N_2 , O , OH , H , O_2) par leur concentration d'équilibre (sauf pour le NO et le N), on obtient la forme suivante :

$$\begin{aligned}
& k_{d1} \cdot [N_2]_e \cdot [O]_e - k_{r1} \cdot [NO] \cdot [N] + k_{d2} \cdot [O_2]_e \cdot [N] - \\
& k_{r2} \cdot [NO] \cdot [O]_e + k_{d3} \cdot [OH]_e \cdot [N] - k_{r3} \cdot [NO] \cdot [H]_e = 0
\end{aligned} \tag{11}$$

En faisant quelques changements mathématiques sur cette dernière équation (équation 11) et en tenant compte de l'équation (10), on peut écrire :

$$\begin{aligned}
& \frac{k_{d1} \cdot [N_2]_e \cdot [O]_e}{V_{1e}} - \frac{k_{r1} \cdot [NO]_e \cdot [N]_e \cdot b \cdot \frac{[N]}{[N]_e}}{V_{1e}} + \frac{k_{d2} \cdot [O_2]_e \cdot [N]_e \cdot \frac{[N]}{[N]_e}}{V_{2e}} - \\
& \frac{k_{r2} \cdot [NO]_e \cdot [O]_e \cdot b}{V_{2e}} + \frac{k_{d3} \cdot [OH]_e \cdot [N]_e \cdot \frac{[N]}{[N]_e}}{V_{3e}} - \frac{k_{r3} \cdot [NO]_e \cdot [H]_e \cdot b}{V_{3e}} = 0
\end{aligned} \tag{12}$$

Donc, on obtient après quelques simplifications l'équation adimensionnelle suivante qui exprime le rapport entre la concentration réelle de l'atome N à celle à l'équilibre :

$$\frac{[N]}{[N]_e} = \frac{V_{1e} + b \cdot (V_{2e} + V_{3e})}{b \cdot V_{1e} + V_{2e} + V_{3e}} \quad (13)$$

Par substitution de l'équation (13) dans le système d'équations (7), et en remplaçant toujours la concentration d'équilibre des espèces (N_2 , O, OH, H, O_2) par leur concentration d'équilibre, on obtient :

$$\left\{ \begin{array}{l} V_{d1} = k_{d1} \cdot [N_2]_e \cdot [O]_e = V_{1e} \\ V_{r1} = k_{r1} \cdot [NO] \cdot [N] \cdot b \cdot \frac{[N]}{[N]_e} = b \cdot V_{1e} \cdot \frac{V_{1e} + b \cdot (V_{2e} + V_{3e})}{b \cdot V_{1e} + V_{2e} + V_{3e}} \\ V_{d2} = k_{d2} \cdot [O_2]_e \cdot [N] \cdot \frac{[N]}{[N]_e} = V_{2e} \cdot \frac{V_{1e} + b \cdot (V_{2e} + V_{3e})}{b \cdot V_{1e} + V_{2e} + V_{3e}} \\ V_{r2} = k_{r2} \cdot [NO]_e \cdot [O]_e \cdot b = b \cdot V_{2e} \\ V_{d3} = k_{d3} \cdot [OH]_e \cdot [N]_e \cdot \frac{[N]}{[N]_e} = V_{3e} \cdot \frac{V_{1e} + b \cdot (V_{2e} + V_{3e})}{b \cdot V_{1e} + V_{2e} + V_{3e}} \\ V_{r3} = k_{r3} \cdot [NO]_e \cdot [H]_e \cdot b = b \cdot V_{3e} \\ V_{d4} = k_{d4} \cdot [N_2]_e \cdot [O_2]_e = V_{4e} \\ V_{r4} = k_{r4} \cdot [NO]_e \cdot [NO]_e \cdot b^2 = V_{4e} \end{array} \right. \quad (14)$$

Par substitution de l'équation (14) dans (5), on obtient l'équation différentielle suivante qui exprime le taux de formation du NO en fonction des vitesses V_{1e} , V_{2e} , V_{3e} , V_{4e} et du rapport $b = [NO]/[NO]_e$:

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2.(1 - b^2). \left[\frac{V_{1e}}{b \cdot \frac{V_{1e}}{(V_{2e} + V_{3e})} + 1} + V_{4e} \right] \text{ (mol/cm}^3 \cdot \text{sec)} \quad (15)$$

Où :

$[NO]$ Concentration volumique réelle de NO (mol/cm³), elle est exprimée par :

$$[NO] = \frac{n_{NO}}{V} = \frac{\text{Nombre de moles de NO}}{\text{Volume}} \quad (16)$$

Par substitution de l'équation (16) dans (15), on obtient l'équation suivante :

$$\frac{1}{V} \cdot \frac{dn_{NO}}{dt} = 2.(1 - b^2). \left[\frac{V_{1e}}{b \cdot \frac{V_{1e}}{(V_{2e} + V_{3e})} + 1} + V_{4e} \right] \quad (17)$$

Si on considère que le volume change en fonction du temps $V = V(t)$, alors on peut écrire l'équation suivante :

$$\begin{aligned} \frac{d[NO]}{dt} &= \frac{d}{dt} \left(\frac{n_{NO}}{V} \right) = \frac{1}{V} \cdot \frac{dn_{NO}}{dt} + n_{NO} \cdot \frac{d}{dt} \left(\frac{1}{V} \right) = \frac{1}{V} \cdot \frac{dn_{NO}}{dt} - \frac{1}{V^2} \cdot \frac{dV}{dt} \cdot n_{NO} = \\ &= \frac{1}{V} \cdot \frac{dn_{NO}}{dt} - \frac{1}{V} \cdot \frac{dV}{dt} \cdot [NO] \end{aligned} \quad (18)$$

Donc l'expression finale du taux de formation de NO dans un volume variable est obtenue en posant $V=V_b$:

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2.(1 - b^2) \cdot \left[\frac{V_{1e}}{b \cdot \frac{V_{1e}}{(V_{2e} + V_{3e})} + 1} + V_{4e} \right] - \frac{1}{V_b} \cdot \frac{dV_b}{dt} \cdot [NO]$$

(19)

Sensibilité de NO à la température:

On remarque de cette dernière équation que la concentration en NO est largement fonction de la température et de l'histoire de la concentration en O₂. Les NO ont une concentration qui n'évolue plus pendant la phase de détente, mais par contre elle est très sensible aux choix de la température (gradient spatial) ce qui impose pour une plus grande précision de considérer non pas **deux zones** mais une **multitude de sous zones** dans la zone de gaz brûlés pour tenir compte de l'histoire de ces mêmes gaz.

De plus, contrairement au monoxyde de carbone CO qui se forme dans le front de flamme, le monoxyde d'azote NO se forme dans les gaz brûlés derrière le front de flamme [3], car les réactions responsables de sa production sont **plus lentes** que celles d'oxydation de l'hydrocarbure. Par conséquent, le processus de formation de NO dépendra très fortement de la température des gaz brûlés. Donc, une bonne estimation de la concentration de cette espèce passe forcément par une bonne évaluation de cette température des gaz brûlés qui s'est révélée particulièrement critique pour le calcul du taux de production de NO.

Donc, le **calcul du champ de température** des produits de combustion est **au cœur du problème de la modélisation de la production de l'oxyde d'azote NO**. Le détail de cette modélisation de la température locale des produits de combustion dans les différentes zones est présenté **au chapitre** (Champ de température locale dans une chambre de combustion).

Bibliographie :

[1] Bowman C.T. Kinetics of pollutant formation and destruction in combustion. Prog.Energy Combust.Sci., 1, 33-45,1975.

[2] Baulch D.L., Cobos C.J., Cox A.M, Frank P.,Hayman G.,Just J.A., Murrels T.,Pilling M.J., Troe J., Walker R.W., Warnatz J. Compilation of rate data for combustion modeling. Supplement I. J. Phys.Cem.Ref.Data 23, 847, 1994.

[3] Lavoie G.A., Heywood J.B.,Keck J. C. Experimental investigation of nitric oxide formation in internal combustion engines. Comb. Science and Tech., 1, 313-326,1970

[4] Heywood J.B. Internal combustion engine fundamentals. Singapore, MacGraw Hill, International edition, 1988.

- [5] Raine R.R., Stone C.R., Gould J., Modelling of nitric oxide formation in spark ignition engines with a multizone burned gas, *Combustion and flame*, Vol 102, pp 241-255, 1995.
- [6] Miller J.A., Bowman C.T., Mechanism and modeling of nitrogen chemistry in combustion, *Prog. Energy Combust. Sci.* Vol 15, p 287-338, 1989.
- [7] Davidson D.F. and Hanson R.K., *Int. Journal Chem. Kinet.*, vol.22 , pp 843-861, 1990.
- [8] Newhall H.K., Shahed S.M. , Kinetics of nitric oxide formation in high-pressure flames. *Symposium International de Combustion*, 13, 381-389, 1971.
- [9] Heywood J.B., Fay J.A., Linden L.H., Jet aircraft pollutant production and dispersion. *AIAAJ*. 9, 841-850, 1971.
- [10] Fenimore C.P., Formation of nitric oxide in premixed hydrocarbon flames. *Symposium International de Combustion*, 13,373-380, 1970.
- [11] Fenimore C.P., Studies of fuel-nitrogen in rich flame gases. *Symposium International de Combustion*, 17,661-,1979.
- [12] Peeters J., Mahnen G., *Symposium International de Combustion*, 14,133- ,1973.
- [13] Warnatz J., Maas U., Dibble R.W., *Combustion : Physical and chemical fundamentals, modelling and simulation, experiments, pollutant formation*. Berlin, Springer, 3^{ème} édition, 2001.
- [14] Glarborg P., Miller J.A., Kee R.J. Kinetic modeling and sensitivity analysis of nitrogen oxide formation in well-stirred reactors. *Comb.Flam.*,65.177-,1986.
- [15] Eberius H.,Just T.,Kelm S.,Warnatz J.,Nowak U. Konversion von brennstoffgebundenem stickstoff am biespied von dotierten propane-luft flammen. *VDI-Berichte*,645,626,1987.
- [16] Eyzat P., Guibert J.C., Simulation de la formation d'Oxyde Nitrique au cours de la combustion dans les moteurs à combustion interne. *Revue de l'Institut Français de Pétrole XXII(10)*,153-158. (1967).

SOUS MODELE DE COMPOSITION DES GAZ BRULES (DISSOCIATION)

1-Modèle sur la composition des différents constituants:

Lorsque l'on cherche à modéliser le fonctionnement moteur, il est indispensable de connaître la composition des fluides évoluant durant tout le cycle ainsi que leurs caractéristiques thermodynamiques. Nous donnons ci-après les grandes entités de la

composition des fluides durant les quatre phases du cycle. Le vocabulaire spécifique de l'appellation des gaz (charge fraîche, gaz résiduels, gaz recyclés..) ne spécifié pas dans quelles conditions les caractéristiques de ces gaz sont calculées mais donne une image du changement de composition globale dans le cycle (Tableau. 2).

	Moteur à allumage commandé	Moteur à allumage par compression
Admission	<ul style="list-style-type: none"> - Air - Carburant (principalement sous forme gazeuse mais aussi sous forme liquide) - Gaz résiduels - EGR 	<ul style="list-style-type: none"> - Air - Gaz résiduels - EGR
Compression	<ul style="list-style-type: none"> - Air - Carburant (sous forme gazeuse) - Gaz résiduels - EGR 	<ul style="list-style-type: none"> - Air - Gaz résiduels - EGR - Injection du carburant vers la fin de compression
Détente	- Produits de combustion (mélange de $O_2, H_2O, N_2, CO, CO_2, NO_x, H_2, O, OH, H,$ particules(toxicologie)..	-Produits de combustion (mélange de $O_2, H_2O, N_2, CO, CO_2, NO_x, H_2, O, OH, H,$ particules(toxicologie)..
Echappement	- Produits de combustion principalement N_2, CO_2, H_2O en plus	<ul style="list-style-type: none"> - Produits de combustion principalement N_2, CO_2, H_2O et O_2 - Particules (toxicologie)

	de : O ₂ pour des mélanges pauvres et du CO, H ₂ pour des mélanges riches et d'autres NO _x , HC. -Particules (toxicologie)	
--	---	--

Tableau.2:

Les modèles utilisés pour prévoir les propriétés thermodynamiques des gaz frais et des gaz brûlés peuvent être regroupés en 5 catégories comme le montre le tableau.3.

La modélisation **zéro dimensionnelle** est abordée soit sur une base des hypothèses 3,4 ou bien 5. On considère que les grandeurs liées aux fonctions thermodynamiques (chaleur massique, enthalpie, entropie, chaleur de formation,...) sont fonction de la composition du mélange, de la température et de la pression lorsque interviennent la dissociation.

La composition du mélange est alors soit calculée en fonction de l'état d'avancement de la combustion par le biais de la grandeur fraction brûlée, soit en prenant en compte les réactions d'équilibre associées aux constantes d'équilibre, et en fin soit en introduisant un schéma cinétique (ensemble de réactions chimiques permettant de décrire la combustion).

Cas	Réactifs (Gas Frais)	Produits (Gaz brûlés)
1	Cas où l'on considère les réactifs et les produits comme un mélange de gaz parfaits ayant une valeur constante de Cv et Cp.	

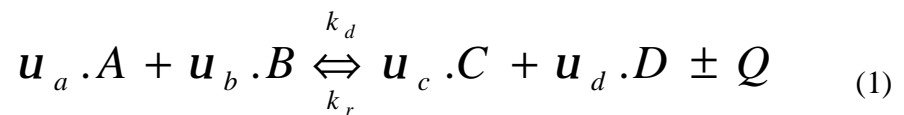
2	Les réactifs forment un gaz parfait $C_{vu}=C_{te}$ et $C_{pu}=C_{te}$	Les produits de combustion forment un gaz parfait $C_{vb}=C_{te}$ et $C_{pb}=C_{te}$
3	On connaît tous les réactifs i (constitution du mélange figé). Ils forment un gaz parfait. Le calcul est fonction de la température $C_{p_{mélange}} = \sum_i x_i \cdot C_{pi}(T)$	On connaît tous les produits j (constitution du mélange figé). Ils forment un gaz parfait. Le calcul est fonction de la température $C_{p_{mélange}} = \sum_j x_j \cdot C_{pj}(T)$
4	IDEM que 3	On utilise les conditions d'équilibre des réactions (K_p fonction de la température) (réaction du gaz à l'eau et réaction globale)
5	IDEM que 3	Utilisation des vitesses de réaction des différentes espèces. Equilibre thermodynamique.

Tableau.3 : Hypothèses sur le calcul des propriétés thermodynamiques

Chaleur de réaction :

La chaleur de réaction est définie comme étant la chaleur libérée par la combustion d'une mole de carburant, elle est égale à la différence entre la somme des enthalpies de formation des produits et celle des réactifs.

Dans le cas général d'une réaction de type :



Où :

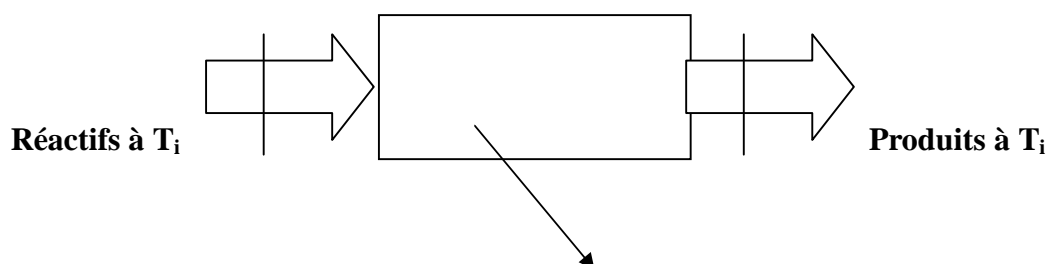
A, B sont les réactifs et C, D les produits de combustion.

u_a, u_b, u_c, u_d Les coefficients stoechiométriques respectivement des espèces A, B, C, D.

k_d, k_r Les constantes de vitesse respectivement de la réaction directe et inverse.

Q –Chaleur de réaction dégagée (signe +) ou bien absorbée (signe -).

Si on suppose que la réaction ci-dessus s'effectue à pression constante et que les produits de combustion sont ramenés à la température initiale des réactifs, l'énergie dégagée par la réaction est égale alors à l'enthalpie de réaction $\Delta H_{réaction}$. Elle peut être mesurée par le calorimètre à gaz de Boye.



1

2

Q

Pour le système ouvert représenté par le schéma ci-dessus, on peut écrire l'équation de conservation d'énergie suivante entre les 2 sections 1 (entrée) et 2 (sortie):

$$H_1 + g.Z_1 + \frac{C_1^2}{2} + Q = H_2 + g.Z_2 + \frac{C_2^2}{2} + W$$

En négligeant les énergies cinétiques et potentielles ainsi que le travail échangé, on peut écrire:

$$Q = H_2 - H_1 = \Delta H_{réaction} = (u_C . h_C + u_D . h_D)_{Ti} - (u_A . h_A + u_B . h_B)_{Ti}$$

Où

h_i étant l'enthalpie molaire du composant i évaluée à la température T_i (kJ / kmol).

La vitesse de génération de l'espèce C par exemple est exprimée par :

$$\frac{d[C]}{dt} = k_d . [A]^{u_a} . [B]^{u_b} - k_r . [C]^{u_c} . [D]^{u_d} \quad (2)$$

À l'état d'équilibre, la vitesse de génération de l'espèce C est nulle, on obtient alors la relation suivante :

$$k_d \cdot [A]^{u_a} \cdot [B]^{u_b} = k_r \cdot [C]^{u_c} \cdot [D]^{u_d} \quad (3)$$

En introduisant la constante d'équilibre à pression constante associée à cette réaction définie par :

$$K_p(T) = \frac{k_d}{k_r} = \frac{[C]^{u_c} \cdot [D]^{u_d}}{[A]^{u_a} \cdot [B]^{u_b}} = \frac{P_C^{u_c} \cdot P_D^{u_d}}{P_A^{u_a} \cdot P_B^{u_b}} \quad (4)$$

Où :

P_A, P_B, P_C, P_D Les pressions partielles des substances A,B,C,D.

La pression partielle de l'espèce i peut s'écrire comme suit :

$$P_i = P \cdot \frac{n_i}{\sum n_i} \quad (5)$$

Où :

P pression totale

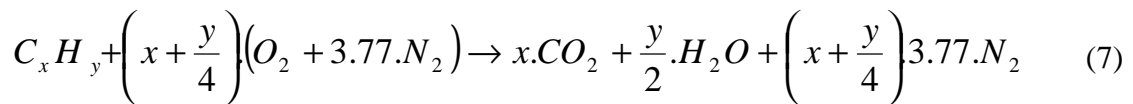
n_i le nombre de moles de l'espèce i.

En tenant compte de cette dernière équation, la constante d'équilibre de cette réaction peut s'écrire comme suit :

$$K_p(T) = \frac{k_d}{k_r} = \frac{P_C^{\mu_c} \cdot P_D^{\mu_d}}{P_A^{\mu_a} \cdot P_B^{\mu_b}} = \frac{[n_C]^{u_a} \cdot [n_D]^{u_b}}{[n_A]^{u_c} \cdot [n_B]^{u_d}} \left(\frac{P}{\sum n_i} \right)^{(u_a+u_b-u_c-u_d)} \quad (6)$$

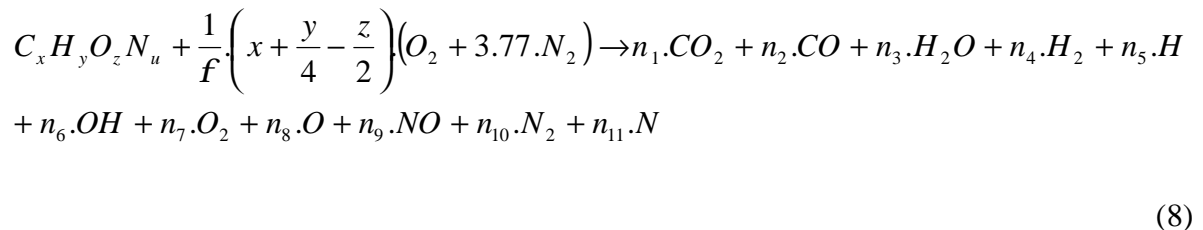
Forme stoechiométrique de l'équation de combustion :

Pour la combustion stoechiométrique d'un carburant de composition moyenne C_xH_y avec l'air, le carbone contenu dans la molécule C_xH_y est converti en dioxyde de carbone CO_2 et l'hydrogène du carburant en eau H_2O :



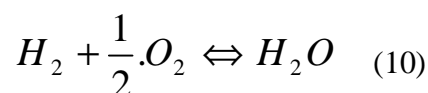
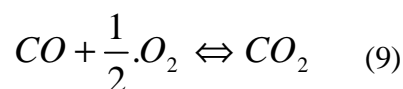
Forme générale de l'équation de combustion :

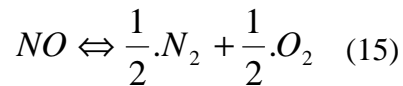
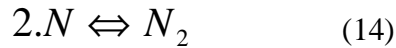
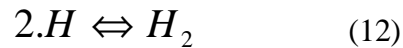
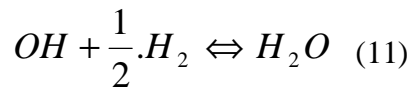
La réaction globale de combustion d'un carburant de composition moyenne $C_x H_y O_z N_u$ s'écrit sous la forme suivante :



Les onze inconnues n_i (avec $i=1,11$) sont déterminées par onze équations :

- 4 équations qui proviennent des bilans de carbone, d'hydrogène, d'oxygène et d'azote ;
- 7 équations qui proviennent des réactions d'équilibre écrites pour chacune des réactions suivantes :





En réalité, la réaction de combustion globale telle qu'elle est écrite ci-dessus n'est valable que lorsque la température des gaz au cours de la combustion reste suffisamment basse pour qu'il n'y ait pas de dissociation des molécules formées au cours de réactions intermédiaires. À partir d'une température approximative de 2000 K apparaît des **décompositions endothermiques** de molécules.

Lorsque le gaz combustible n'est pas préchauffé, que l'excès d'air reste élevé, les températures de fin de combustion restent inférieures à la température de 2000 K. L'équation chimique de la réaction selon laquelle tout le combustible est brûlé en gaz carbonique et en eau reste valable. S'il existe, l'excédent d'air intervient comme une masse gazeuse supplémentaire à chauffer. Dans le cas contraire, les températures des gaz de combustion étant trop élevées, le phénomène de dissociation ne peut plus être négligé. Il devient alors nécessaire de calculer à chaque instant la composition chimique du mélange gazeux qui peut s'écarter d'une façon notable du schéma réactionnel précédent.

Composition chimique du mélange gazeux au cours de la combustion en tenant compte de la dissociation :

Pour déterminer les onze inconnues (n_i) figurant dans l'équation globale de combustion on utilise les équations de bilan suivantes :

Les équations de bilan de matière pour chaque composant du mélange moteur :

- Pour le Carbone :
$$n_1 + n_2 = \frac{C}{12} \cdot (1 + g_r) \quad (16)$$

$$\text{-Pour l'Hydrogène : } n_3 + n_4 + \frac{1}{2} \cdot n_5 + \frac{1}{2} \cdot n_6 = \frac{H}{2} \cdot (1 + g_r) \quad (17)$$

$$\text{-Pour l'Azote : } n_{10} + \frac{1}{2} \cdot n_9 + \frac{1}{2} \cdot n_{11} = 0.79 \cdot \frac{L_0}{f} (1 + g_r) \quad (18)$$

-Pour l'Oxygène :

$$n_1 + n_7 + \frac{1}{2} \cdot n_2 + \frac{1}{2} \cdot n_3 + \frac{1}{2} \cdot n_8 + \frac{1}{2} \cdot n_6 + \frac{1}{2} \cdot n_9 = \left(\frac{O_z}{32} + 0.21 \cdot \frac{L_0}{f} \right) (1 + g_r) \quad (19)$$

Où C, H, O Les fractions massiques du carbone, d'hydrogène et d'oxygène contenues dans 1 Kg de carburant utilisé.

L_0 Le nombre de moles d'air théoriquement nécessaire pour assurer la combustion complète de 1Kg de carburant ; (Kmol d'air/Kg de carburant)

g_r Le coefficient des gaz résiduels ;

n_i ($i = 1 \div 11$) Nombre de moles du composant i ; (Kmol de i / Kg de carburant)

Les équations provenant de la loi d'action de masse:

Les équations provenant de la loi d'action de masse appliquée aux réactions d'équilibre écrites pour chacune des équations (9-15) s'écrivent comme suit:

$$K_1 = \frac{n_2 \cdot \sqrt{n_7}}{n_1} \cdot \left(\frac{P}{n_t} \right)^{-0.5} \quad (20)$$

$$K_2 = \frac{n_4 \cdot \sqrt{n_7}}{n_3} \cdot \left(\frac{P}{n_t} \right)^{-0.5} \quad (21)$$

$$K_3 = \frac{n_6 \cdot \sqrt{n_4}}{n_3} \cdot \left(\frac{P}{n_t} \right)^{-0.5} \quad (22)$$

$$K_4 = \frac{n_5}{\sqrt{n_4}} \cdot \left(\frac{P}{n_t} \right)^{-0.5} \quad (23)$$

$$K_5 = \frac{n_8}{\sqrt{n_7}} \cdot \left(\frac{P}{n_t} \right)^{0.5} \quad (24)$$

$$K_6 = \frac{n_9}{\sqrt{n_7 \cdot n_{10}}} \quad (25)$$

$$K_7 = \frac{n_{11}}{\sqrt{n_{10}}} \cdot \left(\frac{P}{n_t} \right)^{0.5} \quad (26)$$

Où :

K_x - Constante d'équilibre de la réaction considérée

n_t - Nombre de moles total des produits de combustion c'est-à-dire :

$$n_t = n_1 + n_2 + \dots + n_{10} + n_{11}$$

La constante d'équilibre des 7 réactions ci-dessus est exprimée en fonction de la température par l'une des expressions suivantes :

$$K_1(T) = 3.4447 \cdot 10^{-7} \cdot T^{0.6885} \cdot \exp(289322 / RT)$$

$$K_2(T) = 24.142 \cdot 10^{-3} \cdot T^{0.2421} \cdot \exp(247410 / RT)$$

$$K_3(T) = 15.088 \cdot 10^{-4} \cdot T^{0.1118} \cdot \exp(288568 / RT)$$

$$K_4(T) = 13.1792 \cdot T^{0.4056} \cdot \exp(-218561 / RT)$$

$$K_5(T) = 156.6265 \cdot T^{0.2126} \cdot \exp(-249964 / RT)$$

$$K_6(T) = 6.0469 \cdot T^{0.0322} \cdot \exp(-91235 / RT)$$

$$K_7(T) = 79.8151 \cdot T^{0.2920} \cdot \exp(-475224 / RT)$$

Le coefficient d'expansion molaire du **mélange moteur** (voir chapitre calcul de la température moyenne des produits de combustion) est calculé par l'expression suivante :

$$C = \frac{n_t}{n_{mm}} = \frac{n_t}{\left(\frac{L_0}{f} + \frac{1}{M_c} \right) (1 + g_r)} \quad (34)$$

Où : M_c : masse molaire des vapeurs d'essence

Le coefficient qui tient compte des pertes de chaleur dues à la dissociation et à la combustion incomplète des produits de combustion est donné par la formule suivante :

$$X_{d,i} = \frac{P_{ci} - \Delta P_{d,i}}{P_{ci}} \quad (35)$$

Où :

P_{ci} le pouvoir calorifique inférieur du combustible

$\Delta P_{d,i}$ Les pertes de chaleur dues à la dissociation et à la combustion incomplète des produits de combustion, sa valeur est appréciée par la formule suivante :

$$\Delta P_{d,i} = n_2 \cdot Q_{CO} + n_4 \cdot Q_{H_2} + n_5 \cdot Q_H + n_6 \cdot Q_{OH} + n_9 \cdot Q_{NO} + n_8 \cdot Q_O \quad (36)$$

Où :

Q_x l'effet thermique de la réaction considérée exprimé en kJ/kmol ;

Le tableau ci-dessous regroupe les valeurs numériques des effets thermiques en fonction de la température absolue, et ce pour des températures allant de 300-3000 K.

T	Q _{CO}	Q _{H2}	Q _{OH}	Q _H	Q _O	Q _{NO}
K	*10 ³ ; (kJ/kmol)					
300	284.70	239.90	147.30	336.20	246.20	90.02
1800	270.80	248.50	136.70	350.57	264.62	88.93
2000	275.70	247.66	136.54	353.10	267.83	89.00
2200	276.20	246.40	136.40	355.76	271.15	89.12
2400	270.20	243.90	136.60	358.55	274.57	89.32
2600	267.30	241.30	136.40	361.46	278.08	89.90
2800	264.00	237.20	136.40	364.48	281.68	89.90
3000	260.00	232.60	136.52	367.59	285.36	90.30

En se basant sur les données du tableau ci-dessus et pour notre calcul sur ordinateur on a fait une interpolation des effets thermiques, et on obtient les expressions suivantes :

$$\begin{aligned} Q_{CO} &= 4.187.[67849 + 0.7684.T - 8.8558.10^{-4}.T^2 - 0.1004.10^{-8}.T^3] \\ Q_O &= 4.187.[08281 + 1.4898.T + 8.2848.10^{-4}.T^2 - 0.7604.10^{-7}.T^3] \\ Q_{H_2} &= 4.187.[56526 + 2.6036.T + 0.2626.10^{-4}.T^2 - 3.344.10^{-7}.T^3] \\ Q_H &= 4.187.[79894 + 1.2238.T + 5.5382.10^{-4}.T^2 - 0.2795.10^{-7}.T^3] \end{aligned}$$

De plus, on remarque du tableau précédent que la variation de Q_{OH} et Q_{NO} en fonction de la température est presque négligeable, ce qui conduit à les prendre comme des constantes.

$$Q_{OH}=136.4.10^3 ; \text{ kJ/kmol} \quad \text{et} \quad Q_{NO}=89.3.10^3 ; \text{ kJ/kmol} \quad (41)$$

La valeur du coefficient de dissociation est calculée à partir de la relation suivante :

$$X_d = \frac{P_{ci} - \Delta P_d}{P_{ci}} \quad (42)$$

Où : ΔP_d les pertes de chaleur provoquées par la dissociation des produits de combustion, sa valeur est déterminée par la relation suivante :

$$\begin{aligned} \Delta P_d &= \left(n_2 - \frac{2}{K+1} . 0.21 . \left(1 - \frac{1}{f} \right) . L_0 \right) Q_{CO} + \left(n_4 - \frac{2.K}{K+1} . 0.21 . \left(1 - \frac{1}{f} \right) . L_0 \right) Q_{H_2} + \\ &+ n_5 . Q_H + n_6 . Q_{OH} + n_9 . Q_{NO} + n_8 . Q_O \end{aligned} \quad (43)$$

Où : K est une constante qui est égale à $\frac{n_4}{n_2}$. Pour l'essence sa valeur varie entre 0.45 et 0.50.

Remarque :

La résolution du système d'équations précédent n'est possible que par une méthode **d'approximations successives** ; en effet, la valeur des constantes d'équilibre K dépend de la température, laquelle est inconnue a priori, puisqu'elle est fonction de la quantité de chaleur

dégagée dans la réaction et que celle-ci dépend du degré de dissociation de chacun des constituants du gaz de combustion, c'est-à-dire en définitive, de la composition de celui-ci.

ALGORITHME DE CALCUL :

Afin de résoudre le système d'équations non linéaire (16-17...26), on utilise les variables suivantes :

Les inconnues :

On pose :

$$\left\{ \begin{array}{lll} x_1 = n_1 & ; X_2 = n_2 & ; X_3 = n_3 \\ x_4 = n_4 & ; X_5 = n_5 & ; X_6 = n_6 \\ x_7 = n_7 & ; X_8 = n_8 & ; X_9 = n_9 \\ x_{10} = n_{10} & ; X_{11} = n_{11} & ; X_{12} = n_t \end{array} \right. \quad (44)$$

Les connues :

On pose :

$$\left\{ \begin{array}{ll} b_1 = \frac{C}{12} \cdot (1 + g_r) & ; b_2 = \frac{H}{12} \cdot (1 + g_r) \\ b_3 = \left(\frac{O_z}{32} + 0.21 \cdot \frac{L_0}{f} \right) (1 + g_r) & ; b_4 = 0.79 \cdot \frac{l_0}{f} \cdot (1 + g_r) \end{array} \right. \quad (45)$$

De plus, on introduit les variables suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} a_1 = \frac{K_6}{K_1 \cdot K_7} \\ a_2 = \frac{K_6}{K_2 \cdot K_7} \\ a_3 = K_3 \cdot \frac{K_4 \cdot K_6}{K_2 \cdot K_7} \\ a_4 = \frac{K_5 \cdot K_6}{K_7} \\ a_5 = \frac{K_6 \cdot K_7}{K_5} \end{array} \right. \quad (46)$$

Pour linéariser ce système, on introduit aussi les deux variables suivantes :

$$a = \frac{x_9}{x_{11}} \quad \text{et} \quad b = \frac{x_9}{x_{11}}$$

Exprimant maintenant les équations (16-26) en fonction de ces nouvelles variables, on obtient le système d'équations linéaire suivant :

$$\left\{ \begin{array}{l} x_1 + x_2 = b_1 \\ 2.x_3 + 2.x_4 + x_5 + x_6 = 2.b_2 \\ 2.x_{10} + x_9 + x_{11} = 2.b_4 \\ 2.x_1 + 2.x_7 + x_2 + x_3 + x_8 + x_6 + x_9 = 2.b_3 \\ x_9 - a.x_{11} = 0 \\ x_9 - b.x_8 = 0 \\ a_4 .x_7 - a.x_8 = 0 \\ a_1 .x_1 - a.x_2 = 0 \\ a_2 .x_3 - a.x_4 = 0 \\ a_5 .x_{10} - b.x_{11} = 0 \\ a.x_5 - a_3 .x_6 = 0 \end{array} \right. \quad (47)$$

En résolvant le système d'équation (47), on peut exprimer explicitement toutes les inconnues en fonction de a et de b :

$$\left\{ \begin{array}{l} x_1 = \frac{ab_1}{a_1 + a} \quad ; \quad x_2 = \frac{a_1 b_1}{a_1 + a} \quad ; \quad x_9 = \frac{2b_4 a_5 a}{a_5 a + 2b + a_5} \\ x_8 = \frac{x_9}{b} \quad ; \quad x_{11} = \frac{x_9}{a} \quad ; \quad x_7 = \frac{ax_9}{a_4 b} \\ x_{10} = b_4 - \frac{(x_9 + x_{11})}{2} \quad ; \quad x_6 = \frac{2(b_2 a - c_1 a - c_1 a_2)}{a_3 - 2a_2 - a} \quad ; \quad x_5 = \frac{a_3}{a} .x_6 \\ x_3 = c_1 - x_6 \quad ; \quad x_4 = \frac{a_3}{a} .x_3 \quad ; \quad x_{12} = x_1 + x_2 + \dots + x_{10} + x_{11} \end{array} \right. \quad (48)$$

$$\text{Avec : } c_1 = 2.b_3 - b_1 - x_1 - 2.x_7 - x_8 - x_9$$

La valeur des paramètres a et b sont déterminées par la méthode **d'approximations successives**.

Les valeurs initiales des paramètres a et b sont calculées par l'une des expressions suivantes :

$$\begin{cases} a_0 = \left(\frac{a_5}{8.P.a_4} \right)^{-0.25} \cdot \left(\frac{K_5}{K_6} \right)^{-0.5} \cdot 10^6 \\ b_0 = \frac{K_6}{K_5} \cdot \sqrt{P.b_4} \end{cases} \quad (49)$$

En remplaçant dans le système d'équations (48) a et b par leurs valeurs initiales a_0 et b_0 , on calcule les solutions $x_1, x_2, \dots, x_{10}, x_{11}$ de ce dernier.

Par substitution de la valeur de a_5 dans le système (47), et celle de x_9 dans le système (47), et en tenant compte de la 7^{ème} équation du système (47) et de la 10^{ème} équation du système (), on obtient l'équation du second ordre suivante :

$$2.E.b^2 + D.E.b - 1 = 0$$

La racine positive de cette dernière équation est donnée par :

$$b = \frac{2}{\sqrt{(D.E)^2 + 8.E + D.E}} \quad (50)$$

Avec :

$$D = a_5 \cdot (a + 1) \quad \text{et} \quad E = \left(\frac{K_5}{K_6} \right)^2 \cdot \frac{x_{12}}{2.P.b_4}$$

On vérifié ensuite la condition de convergence du processus itératif par l'inégalité suivante :

$$\frac{|b - b_0|}{b} \leq e \quad (51)$$

Où e est la précision désirée.

Si cette dernière condition n'est pas vérifiée, la valeur trouvée de b est utilisée pour une itération ultérieure.

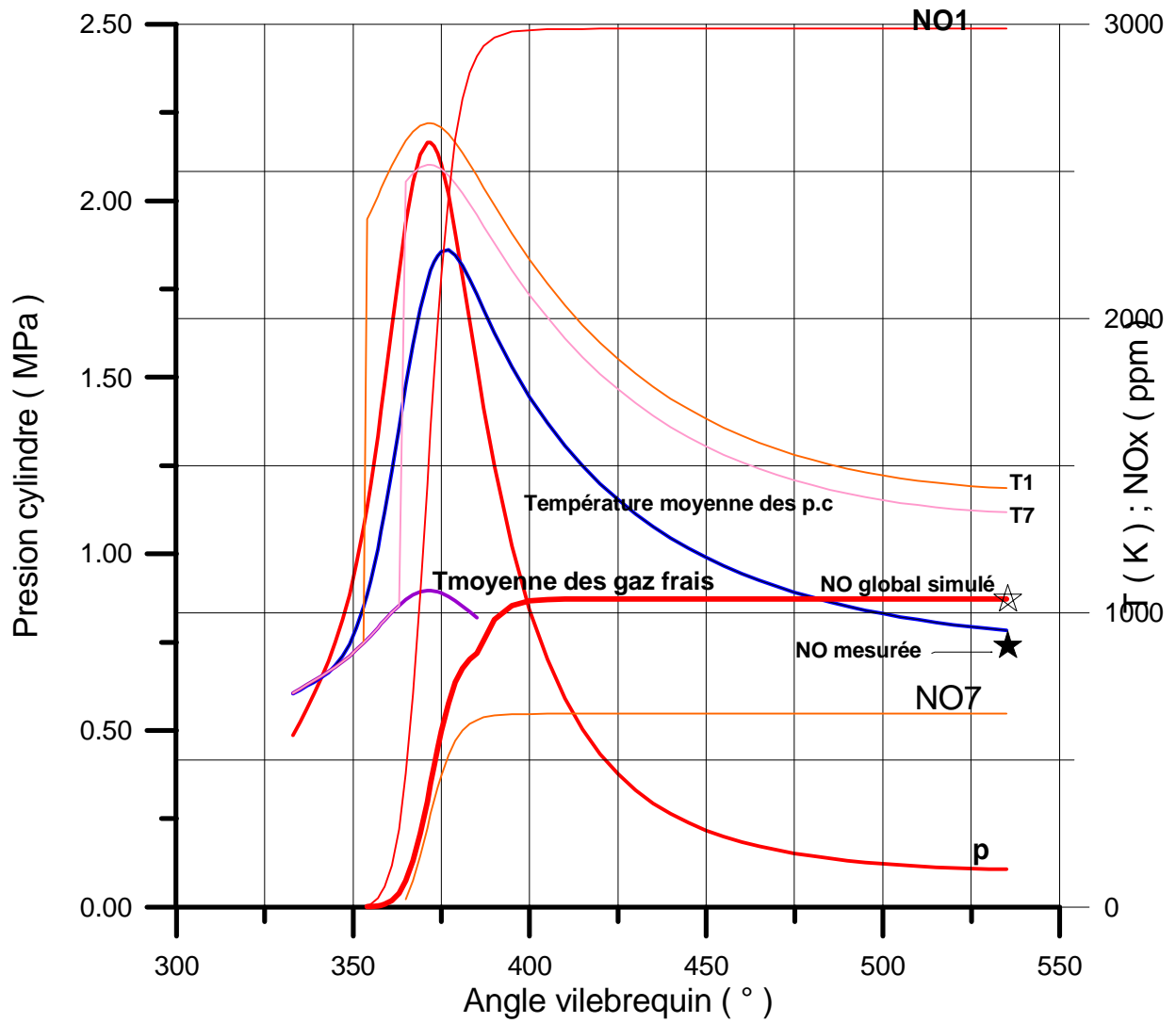
L'équation (30) peut s'écrire sous la forme suivante :

$$f = \left(x_5^2 - \frac{x_4 \cdot x_{12} \cdot K_4^2}{P} \right) \cdot 10^6 = 0 \quad (52)$$

Après avoir corrigé la valeur de a on effectue l'itération suivante. Le pas et la direction de a sont choisis en se basant sur deux valeurs et signes successifs du paramètre a . On continue les itérations jusqu'à ce que la condition suivante ne soit pas vérifiée.

$$\frac{|a_b - a_h|}{a_b} \leq e \quad (53)$$

Où : a_b et a_h sont deux valeurs successives de a pour lesquelles la fonction f a des signes inverses.



Variation des paramètres principaux du cycle moteur en fonction de l'angle vilebrequin correspondant à : r1.22n1500

$$f = 1.22; N = 1500 \text{tr} / \text{mn}; \text{avance} = 29^\circ; p_{\text{coll}} = 459 \text{mbar}; j_z = 56^\circ; m = 3.67$$

RESULTATS EXPERIMENTAUX

1-Introduction:

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.
- s_{PMI} , écart type de la pression moyenne indiquée.
- $\frac{s_{PMI}}{\overline{PMI}}$, coefficient de variation, qui peut être considéré comme un caractère de stabilité de fonctionnement du moteur.

Pour une meilleur 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. L'autre donne le diagramme de la pression - volume pour ce même cycle moyen.

On a réalisé 4 séries d'essai.

PREMIERE SERIE D'ESSAI:

Influence de la richesse sur le déroulement du cycle moteur et sur la formation des NOx:

Objectif des essais :

Etude de l'influence de la richesse sur le couple, le rendement, le déroulement du cycle réel du moteur et sur la formation des polluants et en particulier les NOx.

Les mesures effectuées :

Pour une vitesse de rotation de 1500 tr/mn et un débit massique de carburant constant (10.77g/mn), on a étudié l'influence de la richesse du mélange carburé (on a réalisé 10

points de mesure) sur les caractéristiques de fonctionnement du moteur et sur la formation des polluants et en particulier les NOx.

Les résultats expérimentaux des essais sont regroupés dans le tableau 1.

Tableau.1: Tableau regroupant les résultats expérimentaux de l'influence de la richesse du mélange carburé (10 points d'essais) sur les performances et sur la formation des polluants du moteur testé.

N°feuille: 1	Nom et Prénom: OUKSEL.Tayeb			Date : 08/02/2005		Moteur : 4JS		Laboratoire : LME		Influence de la richesse	
N (tr/mn)	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1500	150 0	1500
Avance (°)	44	41	36	32.5	29.5	28.5	28	27.3	27.5	27.5	29
P.air adm (mbar)	704	685	652	621	590	562	550	518	489	489	459
Débit air adm (g/mn)	215	206	192	178. 5	165	153. 5	149	137	126. 7	126. 7	117. 9
Press inj (bar)	2.59	2.57	2.54	2.52	2.48	2.45	2.44	2.41	2.37	2.37	2.35
T inj (ms)	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0
Temp air adm (°C)	24.5	24.4	24.3	24.1	23.9	23.6	23.0	23.0	23.2	23.2	23.2
Conso ess (g/mn)	10.7 7	10.7 7	10.7 7	10.7 7	10.7 7	10.7 7	10.7 7	10.7 7	10.76 5	10.7 5	10.7 8
Temp ess (°C)	25.4	25.4	25.3	25.2	25.1	25	24.8	24.8	25.4	25.4	28.2
Couple (N.m)	10.1	10.2 5	10.3	10.1 5	9.8	9.4	9.15	8.27	7.12	7.12	6.09
Temp echap (°C)	455	454	460	471	478	482	480	472	450	450	399
Press echap (mbar)	1015	1015	1015	1015	1016	1016	1016	1016	101 6	101 6	1016
PMF moy (bar)	1.54	1.56	1.57	1.56	1.54	1.53	1.52	1.51	1.52	1.52	1.49
PME moy (bar)	2.54	2.58	2.59	2.55	2.46	2.36	2.30	2.08	1.79	1.79	1.53
PMI moy (bar)	4.08	4.14	4.16	4.11	4.00	3.89	3.82	3.59	3.31	3.31	3.02
PMI HP moy(bar)	4.37	4.44	4.48	4.44	4.34	4.23	4.17	3.96	3.68	3.68	3.40
PMI BP moy(bar)	-0.29	-0.30	-0.31	-0.33	-0.34	-0.35	-0.36	-0.37	-	-	-0.38
Covarianc e PMI (%)	6.23	4.24	1.65	1.23	1.14	0.94	0.99	0.74	0.69	0.69	0.83
Pres max	23.3	24.7	25.8	26.5	24.6	24.8	24.6	24.23	22.9	22.9	22.0

(bar)	1	3	8	9	3	9	0		0	0
Sig Pmax (bar)	4.35	3.86	2.30	2.50	2.20	1.88	1.74	1.48	1.64	1.77
Alfa Pmax (°)	14.6	14.5	14.4	14.0	15.4	14.5	14.2	13.75	14.0	13.5
Sig Alfa Pmax (°)	7	2	0	1	5	3	9		4	8
CO (ppm)	2.50	2.83	1.90	2.23	2.13	2.02	1.71	1.70	1.99	2.38
	752	731	790	826	906	1669	2855	1362	359	6259
								3	51	9
CO2 (%)	9.86	10.3	11.1	12.0	12.9	13.7	13.9	14.09	13.2	11.9
		2	2	1	2	3	8		1	9
CO2 EGR (%)	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.040	0.04	0.04
	0	0	0	0	0	0	0		0	0
HC (ppm)	1115	1030	978	904	958	961	964	911	984	1118
O2 (%)	7.50	6.90	5.88	4.75	3.57	2.50	2.12	1.24	0.99	0.97
NOx (ppm)	638	1029	1964	3143	3638	3475	3236	2255	134	705
Tension UEGO (V)	3.44	3.40	3.34	3.27	3.20	3.12	3.08	2.98	1	2.69
Richesse baie	0.68	0.70	0.75	0.80	0.85	0.90	0.92	1.004	1.10	1.22
Excès d'air	1	7	2	1	4	4	6		4	0
H/C	1.46	1.41	1.33	1.24	1.17	1.10	1.08	0.996	0.90	0.82
Taux d'EGR massique	9	5	0	9	1	6	0		6	0
Fichier rapide	2.13	2.10	2.04	1.99	1.95	1.91	1.89	1.82	1.70	1.56
	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
	R0.6	R0.7	R0.7	R0.8	R0.8	R0.9	R0.9	R1n1	R1.	R1.2
	8n15	0n15	5n15	8n15	5n15	n150	5n15	500	1n1	2n15
	00	00	00	00	00	0	00		500	00
Nombre de tours de la vanne d' EGR	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

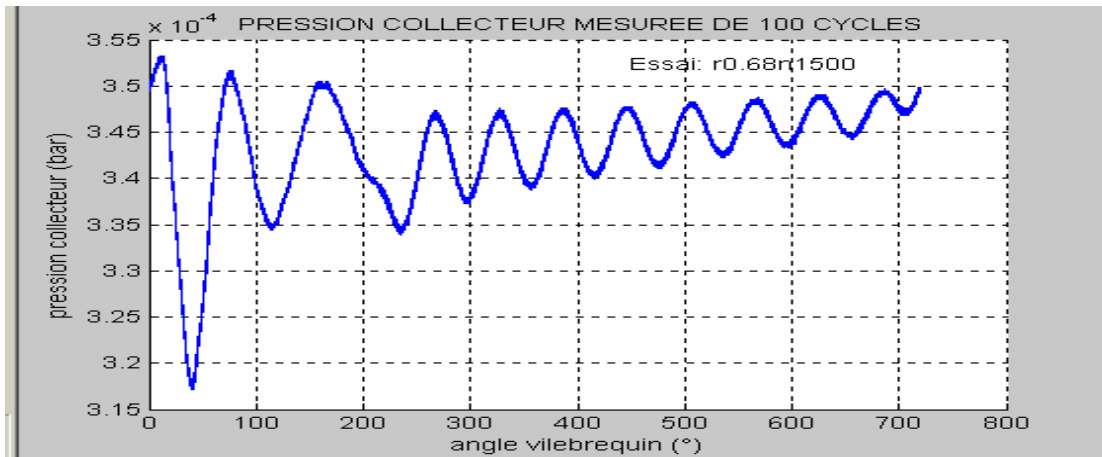


Fig.1: Variation de la pression dans le collecteur d'admission en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai r0.68n1500.

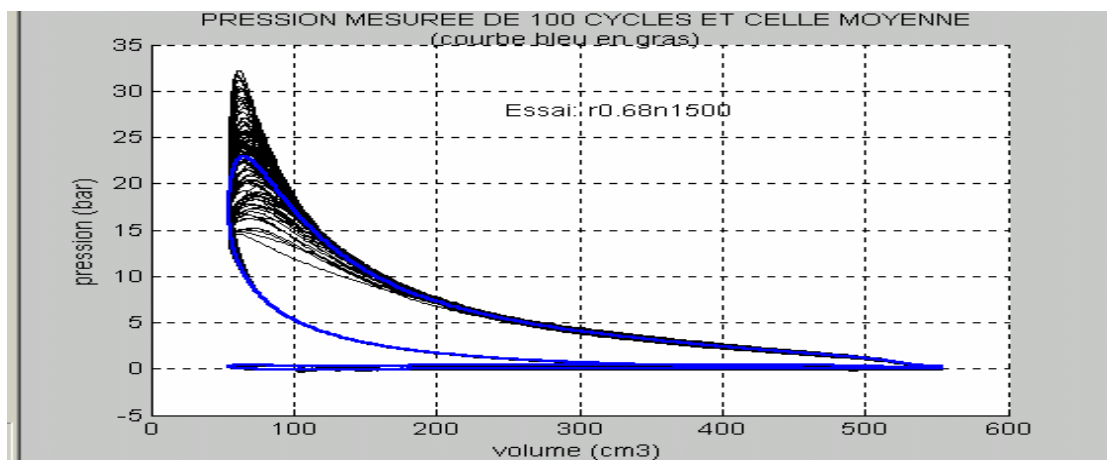


Fig.2: Variation de la pression dans le cylindre en fonction du volume pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai r0.68n1500.

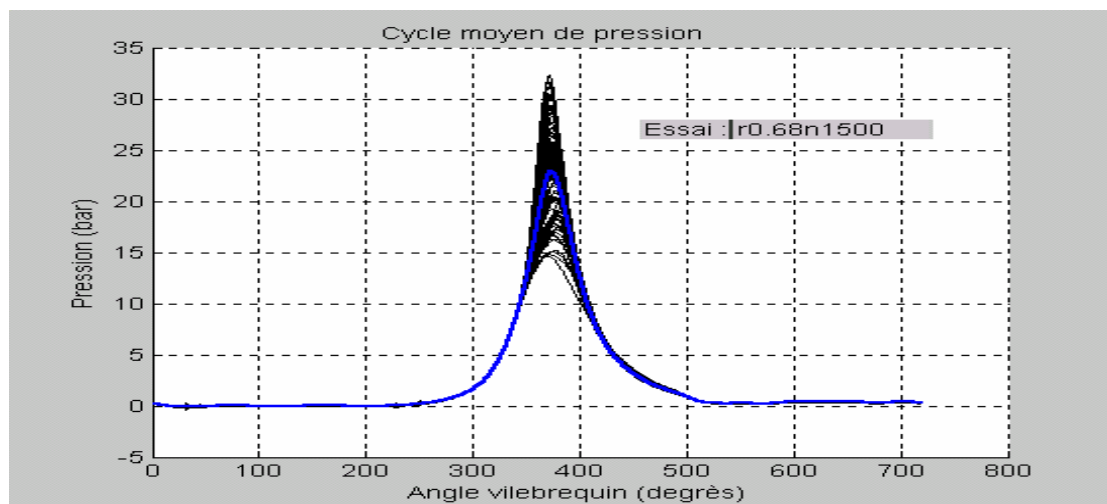


Fig.3: Variation de la pression moyenne dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai r0.68n1500.

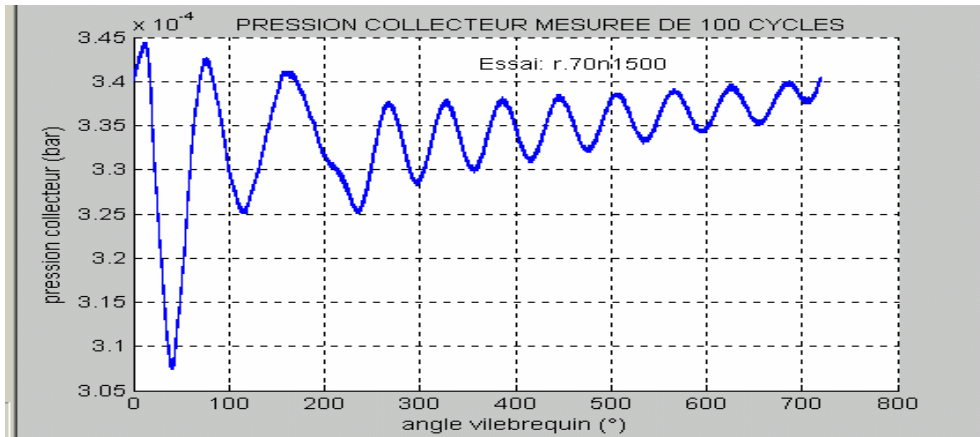


Fig.4: Variation de la pression dans le collecteur d'admission en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai r.70n1500.

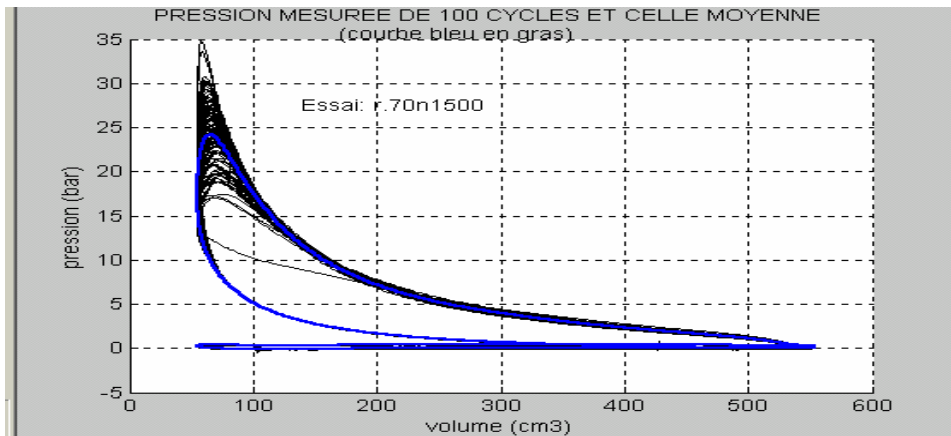


Fig.5: Variation de la pression dans le cylindre en fonction du volume pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai r.70n1500.

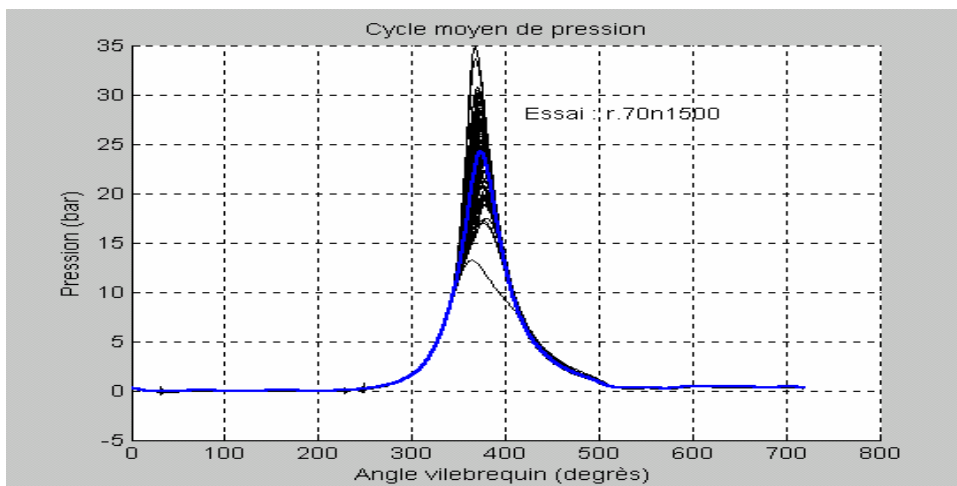


Fig.6: Variation de la pression moyenne dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai r.70n1500

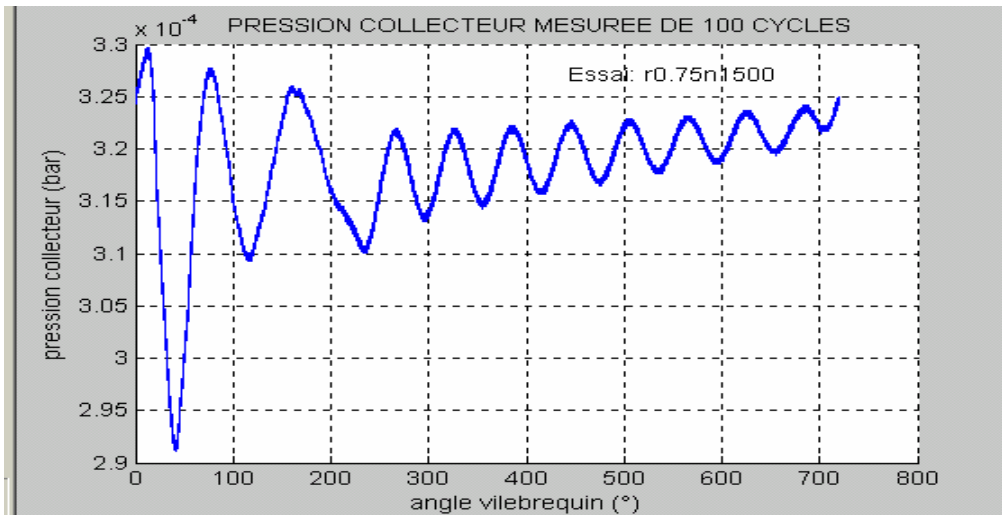


Fig.7: Variation de la pression dans le collecteur d'admission en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai r0.75n1500.

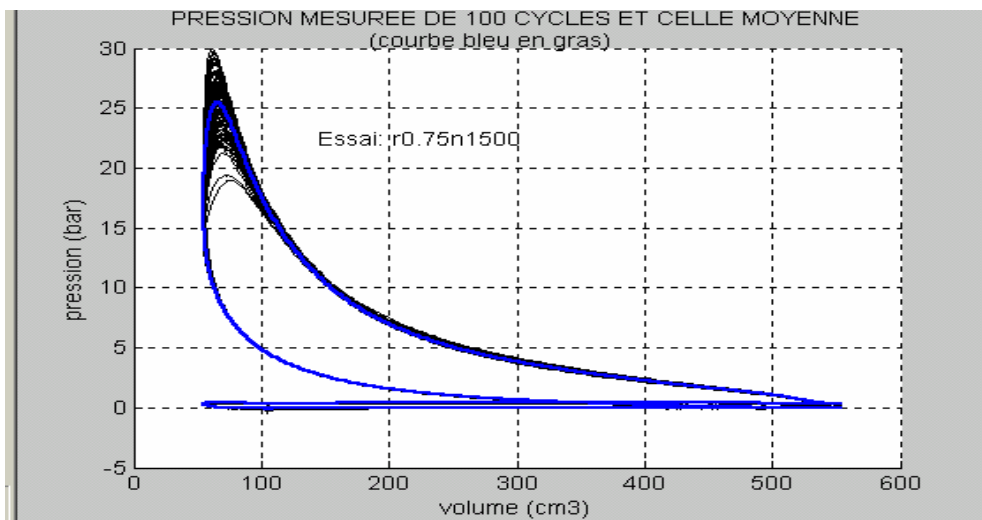


Fig.8: Variation de la pression dans le cylindre en fonction du volume pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai r0.75n1500.

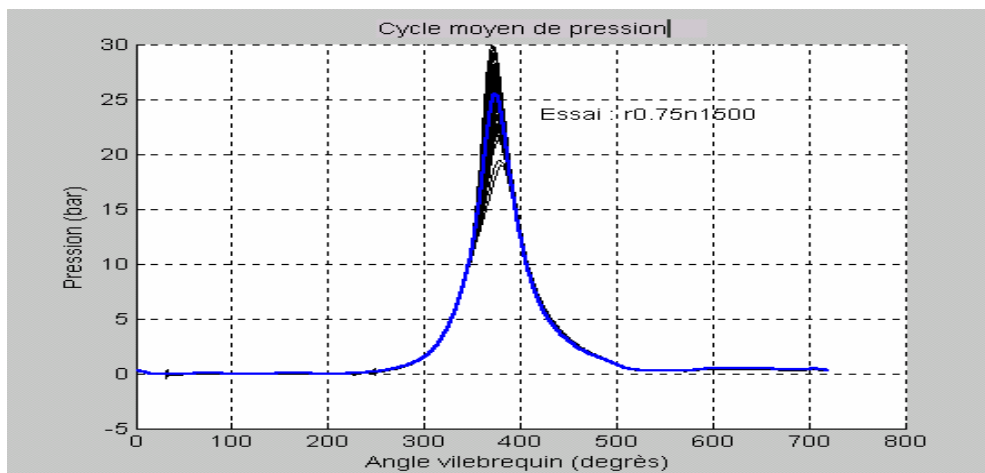


Fig.9: Variation de la pression moyenne dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai r0.75n1500

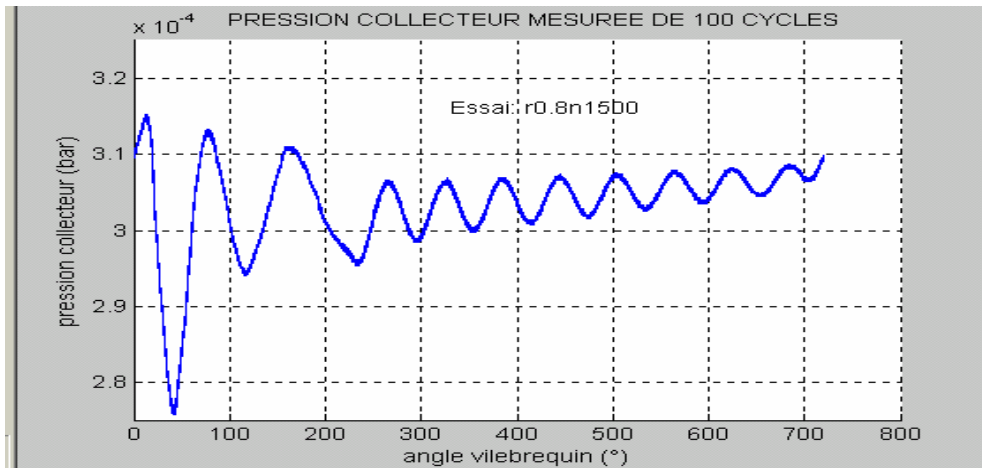


Fig.10: Variation de la pression dans le collecteur d'admission en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai r0.8n1500.

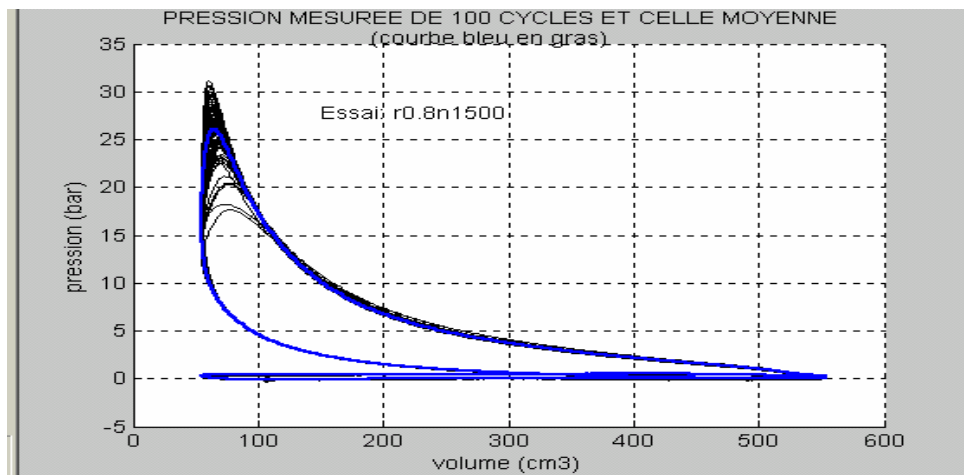


Fig.11: Variation de la pression dans le cylindre en fonction du volume pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai r0.8n1500.

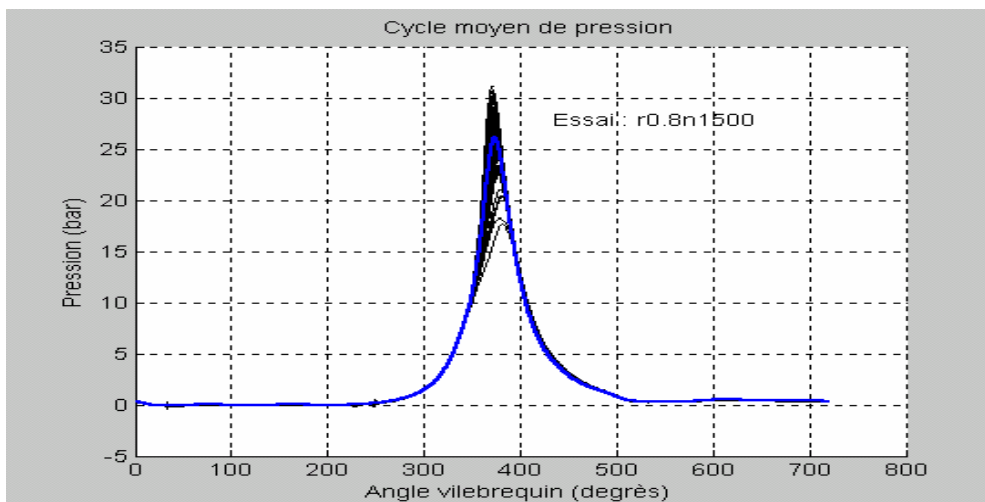


Fig.12: Variation de la pression moyenne dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai r0.8n1500

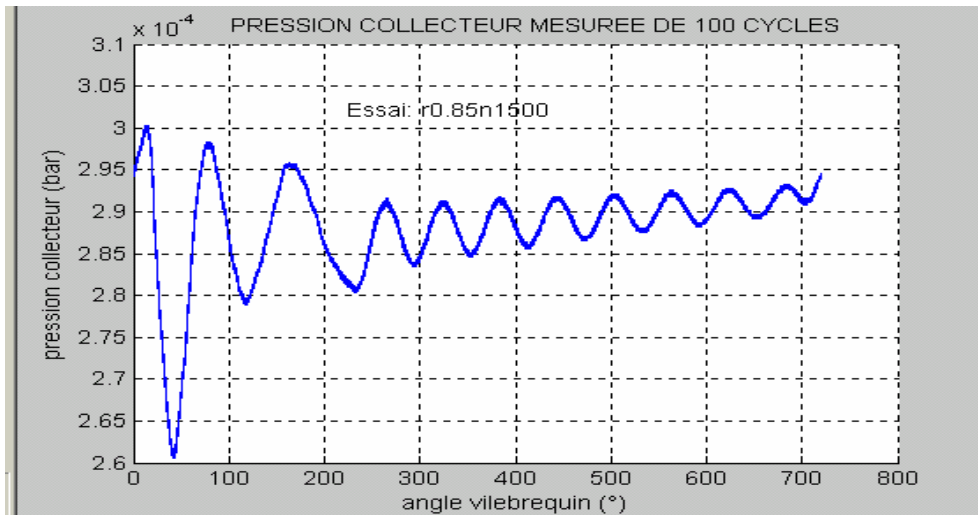


Fig.13: Variation de la pression dans le collecteur d'admission en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai r0.85n1500.

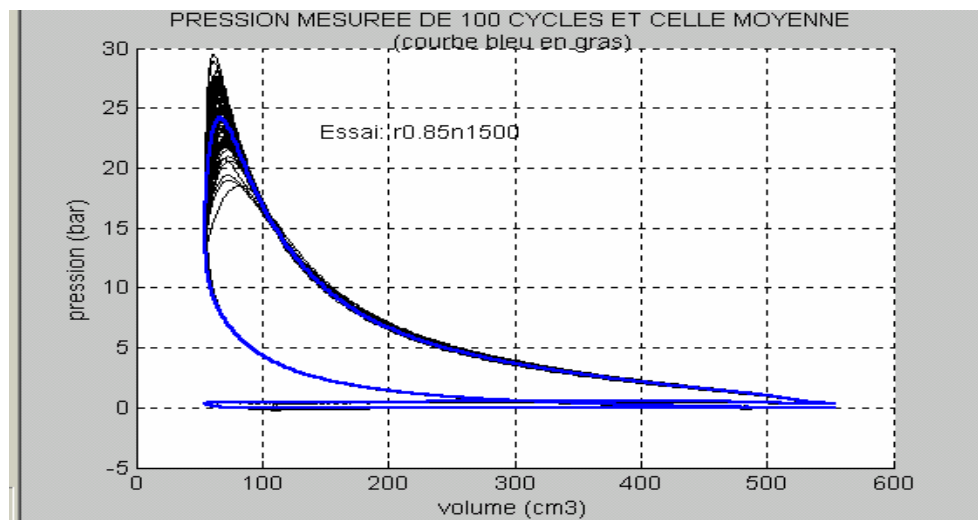


Fig.14: Variation de la pression dans le cylindre en fonction du volume pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai r0.85n1500.

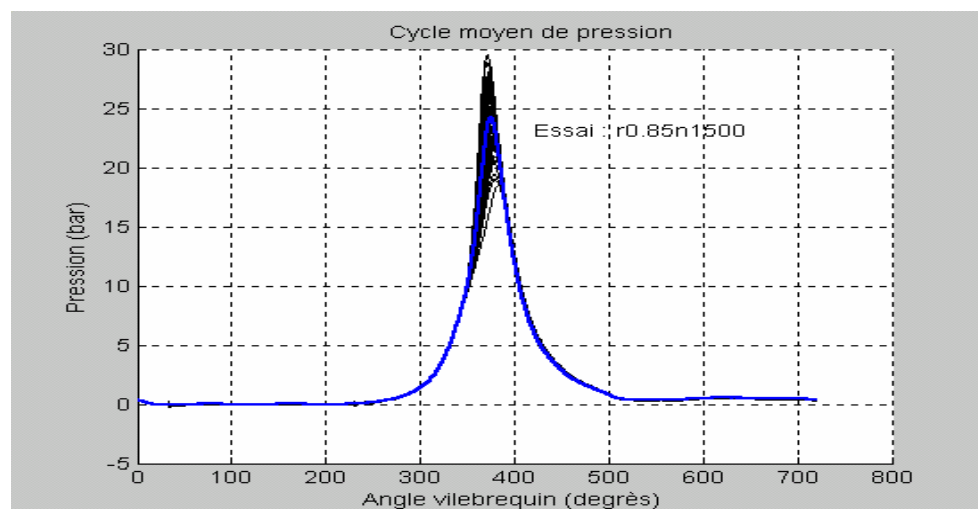


Fig.15: Variation de la pression moyenne dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai r0.85n1500

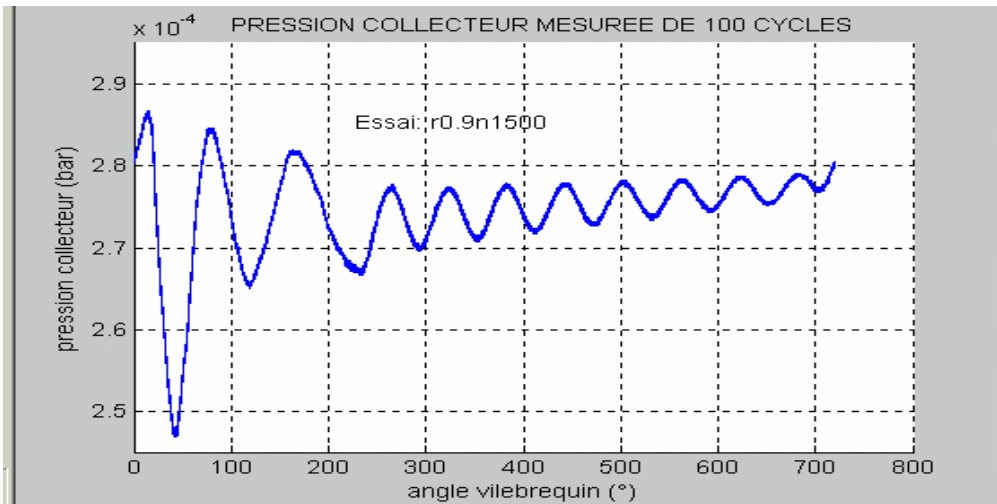


Fig.16: Variation de la pression dans le collecteur d'admission en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai r0.9n1500.

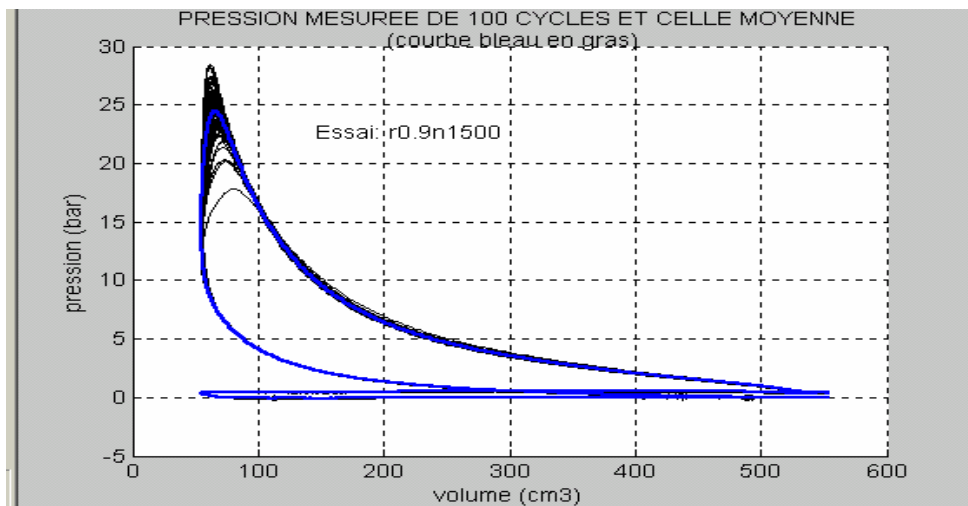


Fig.17: Variation de la pression dans le cylindre en fonction du volume pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai r0.9n1500.

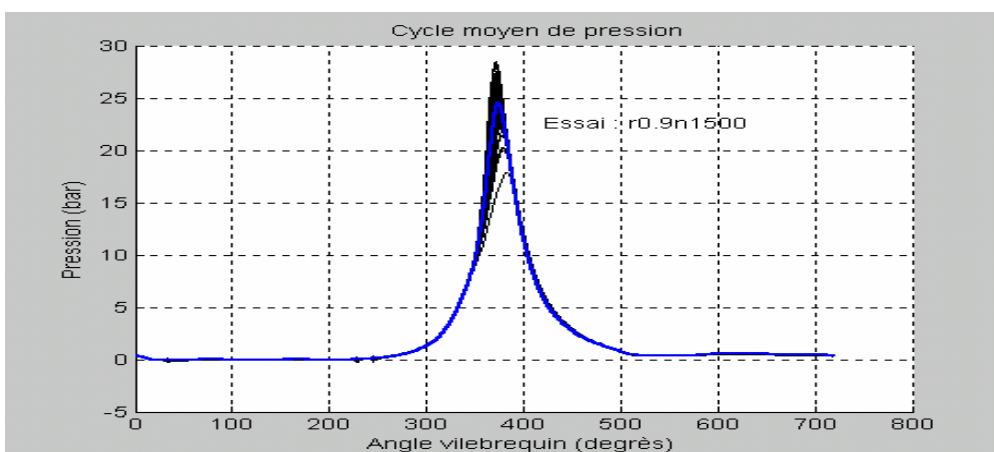


Fig.18: Variation de la pression moyenne dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai r0.9n1500

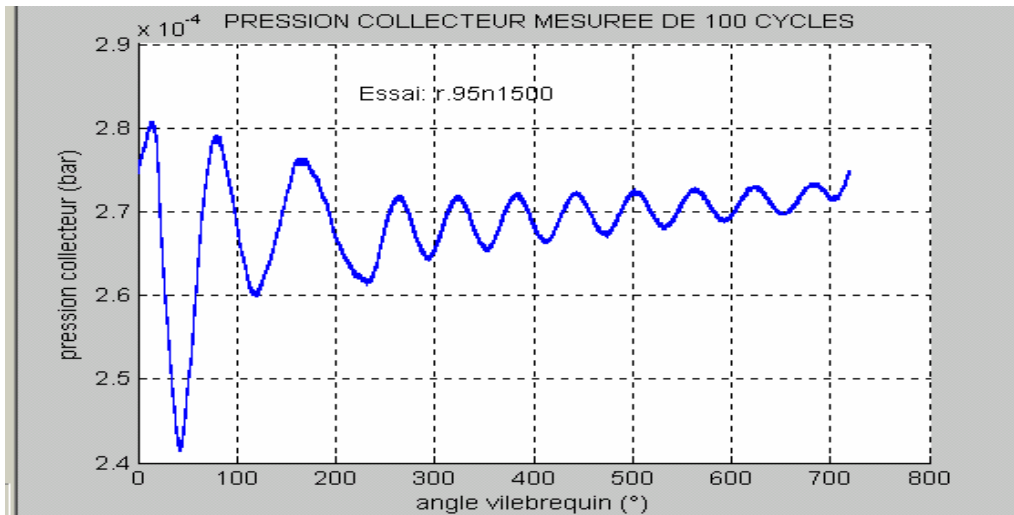


Fig.18: Variation de la pression dans le collecteur d'admission en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai r.95n1500.

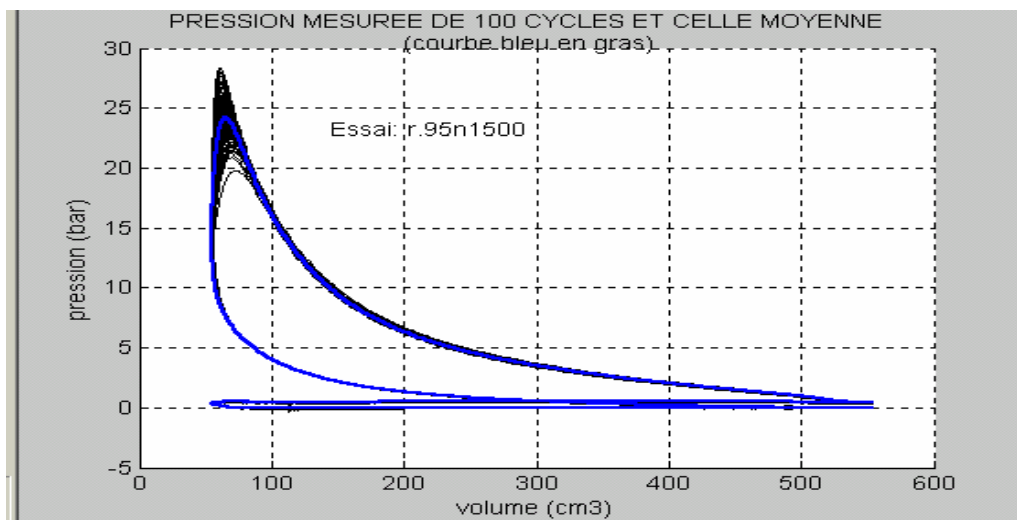


Fig.19: Variation de la pression dans le cylindre en fonction du volume pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai r.95n1500.

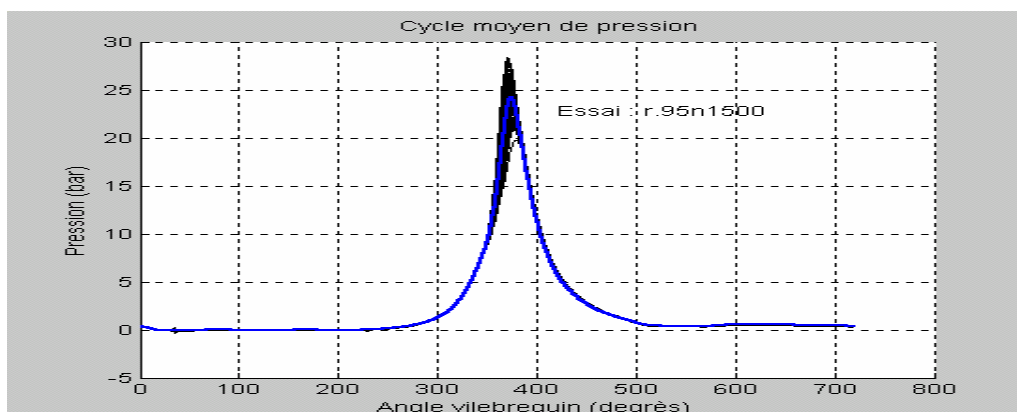


Fig.20: Variation de la pression moyenne dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai r.95n1500

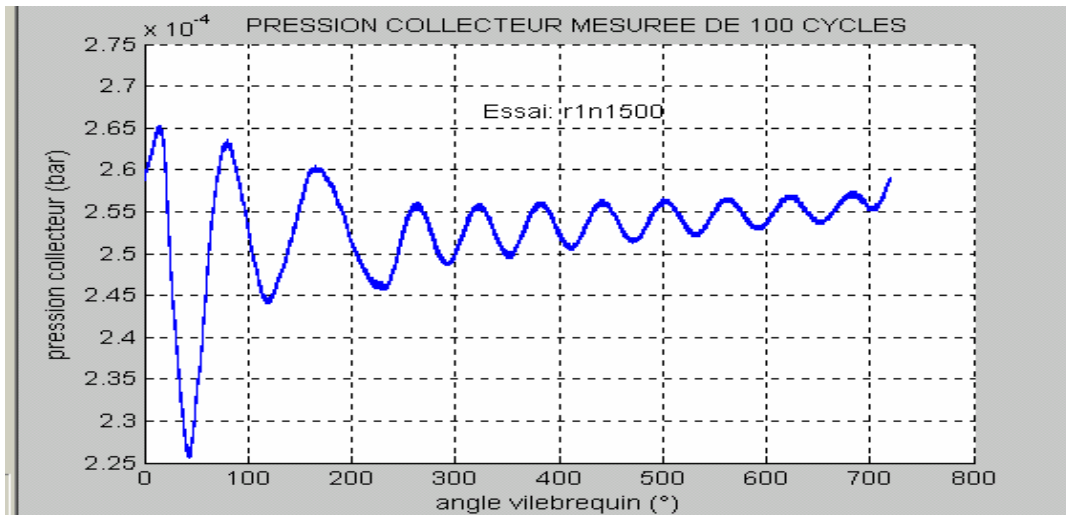


Fig.21: Variation de la pression dans le collecteur d'admission en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai r1n1500.

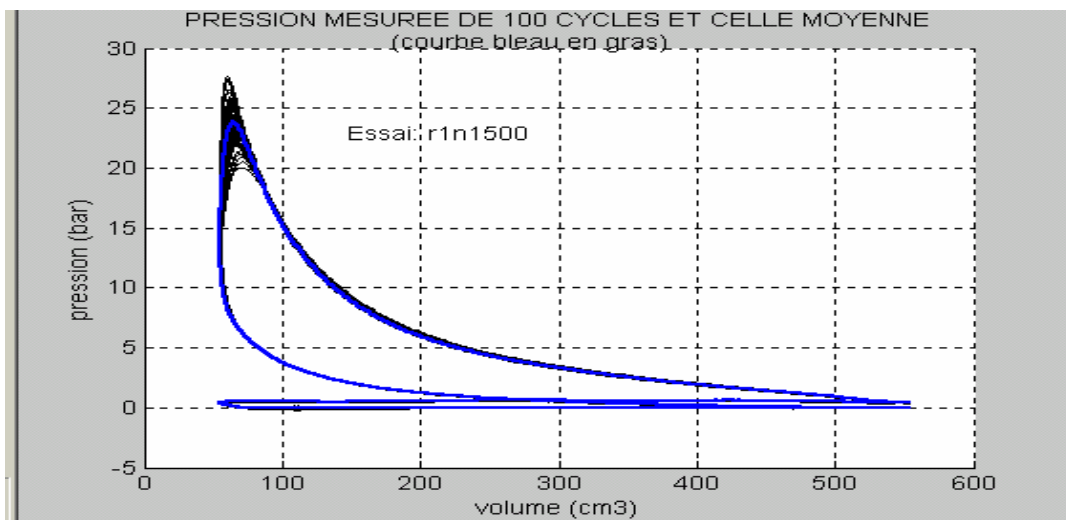


Fig.22: Variation de la pression dans le cylindre en fonction du volume pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai r1n1500.

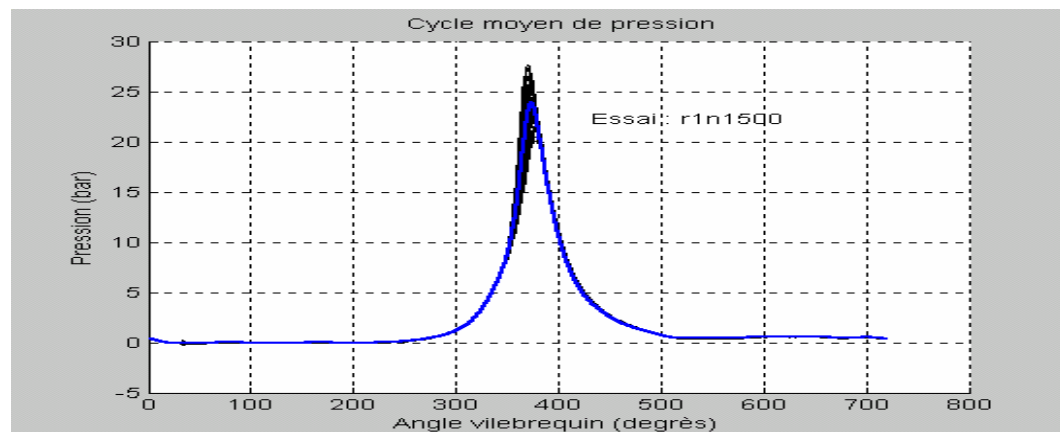


Fig.23: Variation de la pression moyenne dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai r1n1500

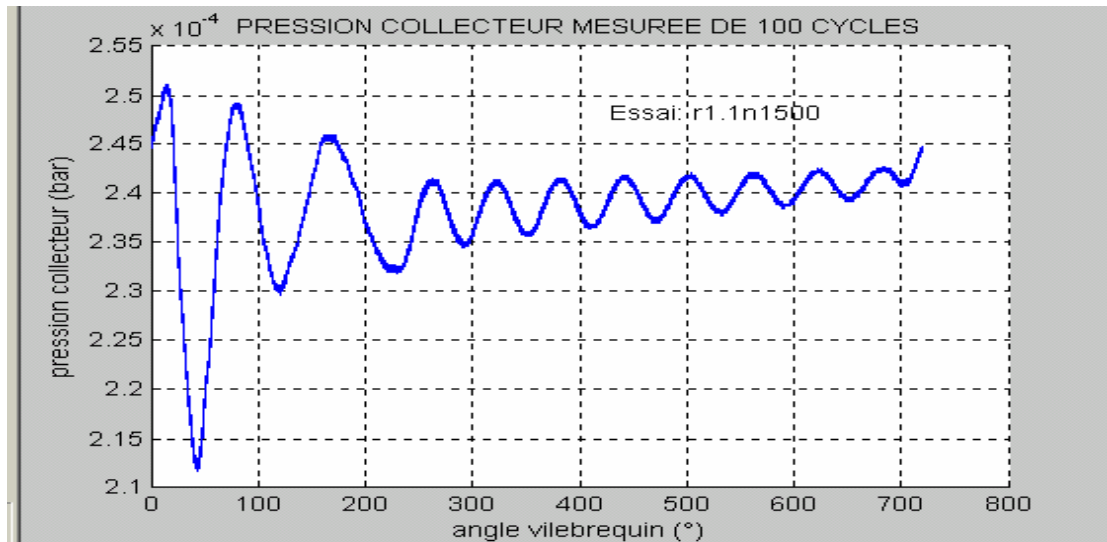


Fig.24: Variation de la pression dans le collecteur d'admission en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai r1.1n1500.

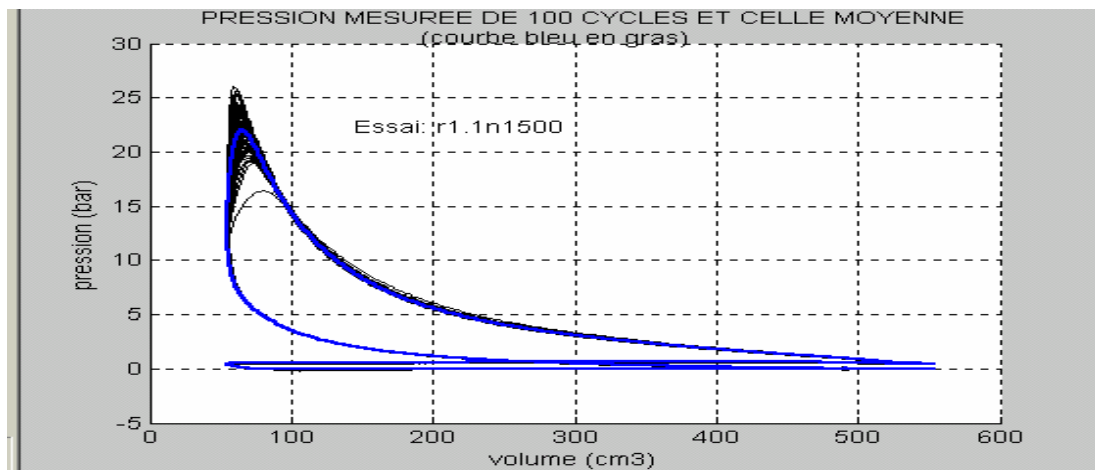


Fig.25: Variation de la pression dans le cylindre en fonction du volume pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai r1.1n1500.

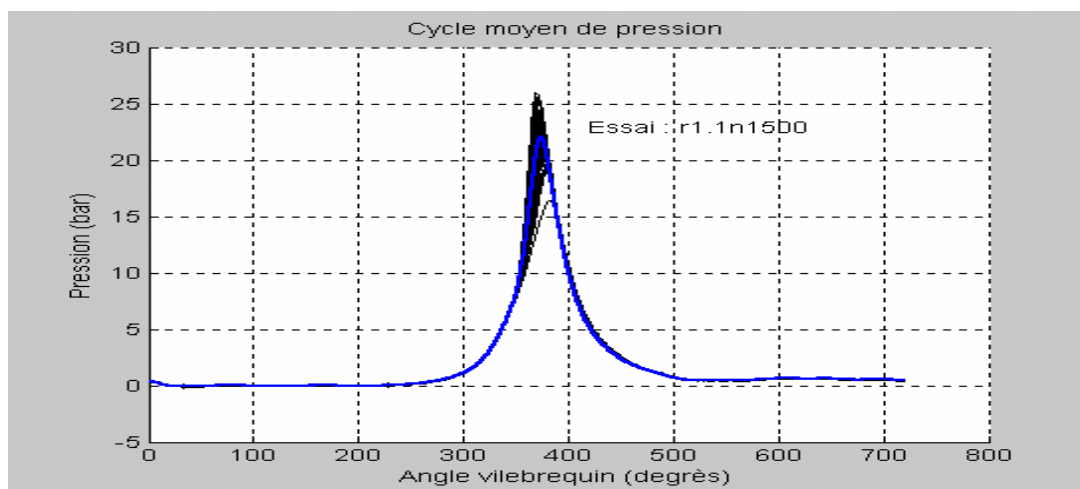


Fig.26: Variation de la pression moyenne dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai r1.1n1500

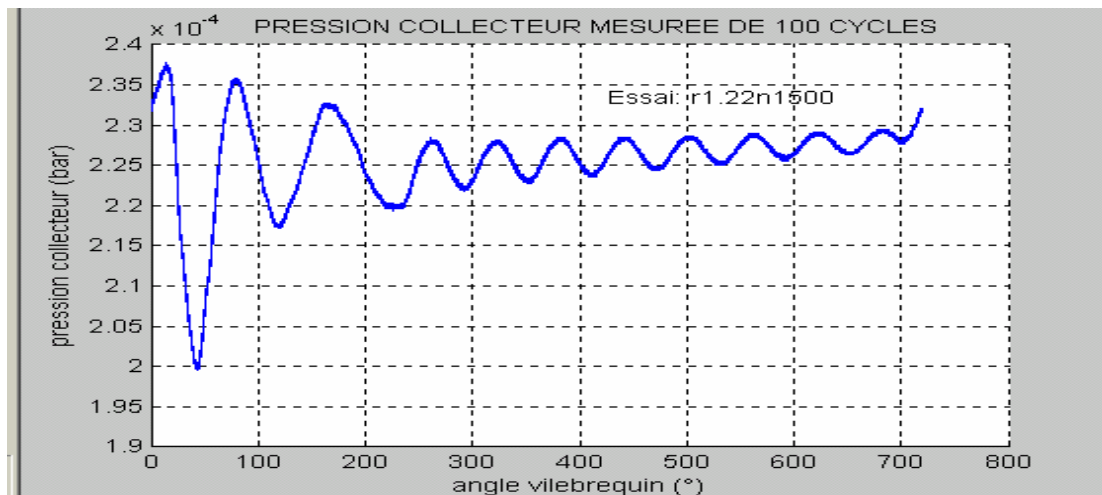


Fig.27: Variation de la pression dans le collecteur d'admission en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai r1.22n1500.

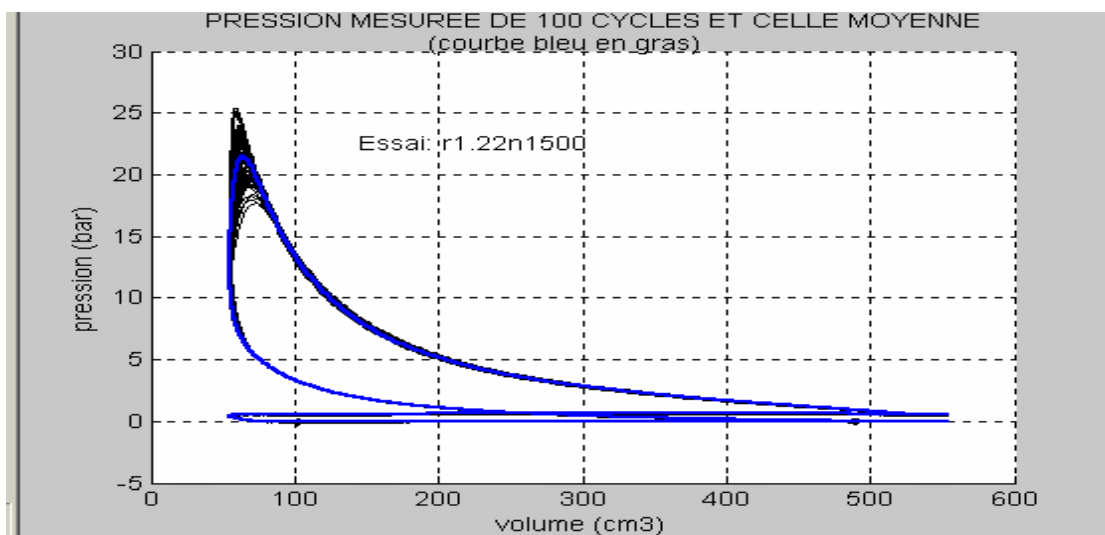


Fig.28: Variation de la pression dans le cylindre en fonction du volume pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai r1.22n1500.

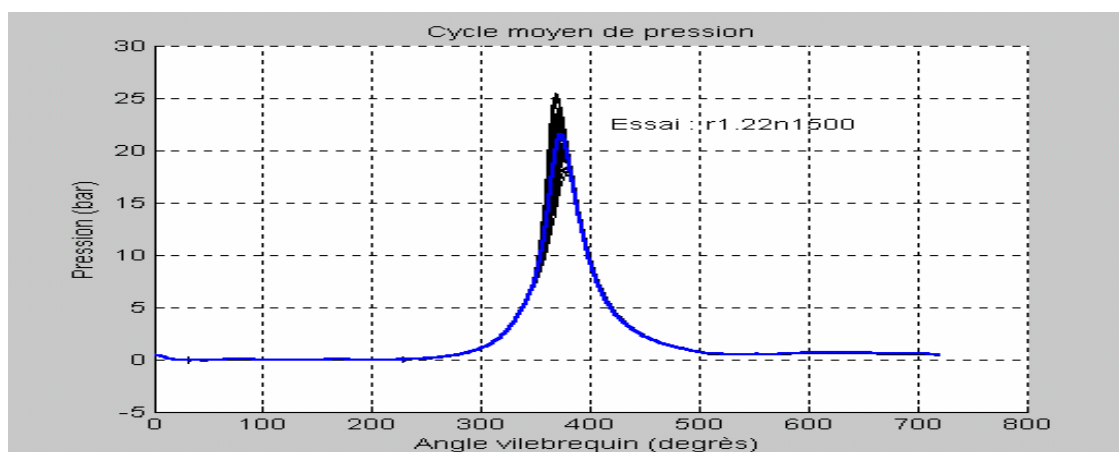


Fig.29: Variation de la pression moyenne dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai r1.22n1500

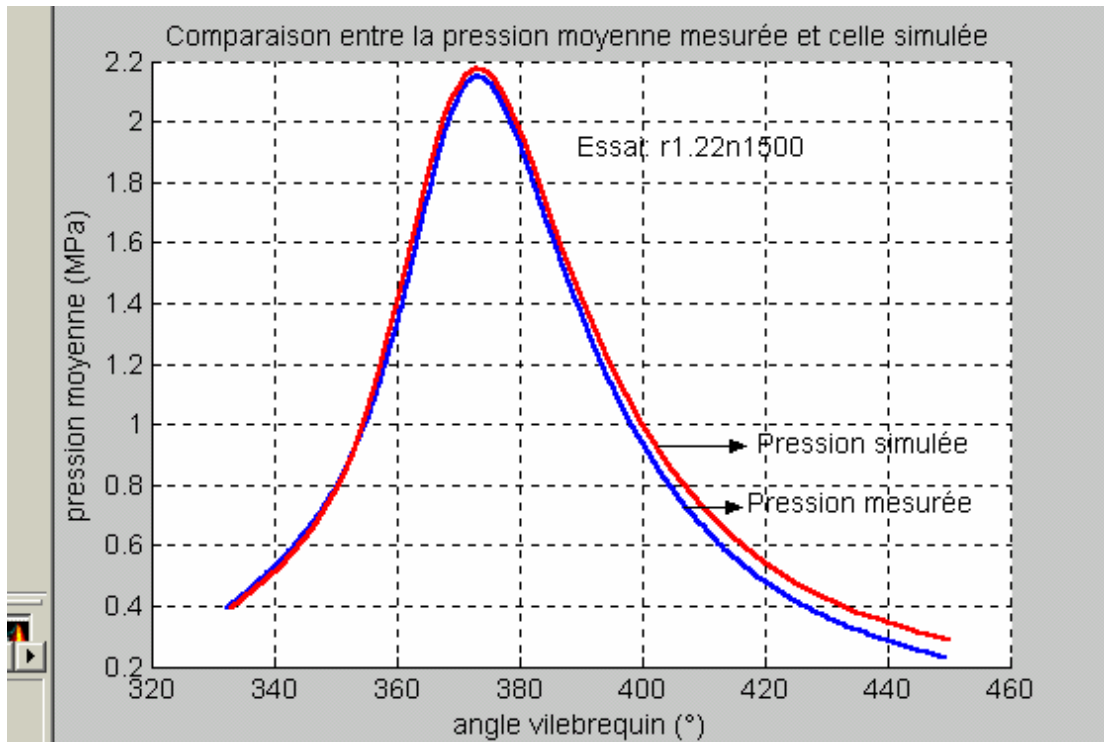


Fig.30 : Comparaison entre la pression moyenne mesurée et celle simulée relativement à l'essai : r1.22n1500

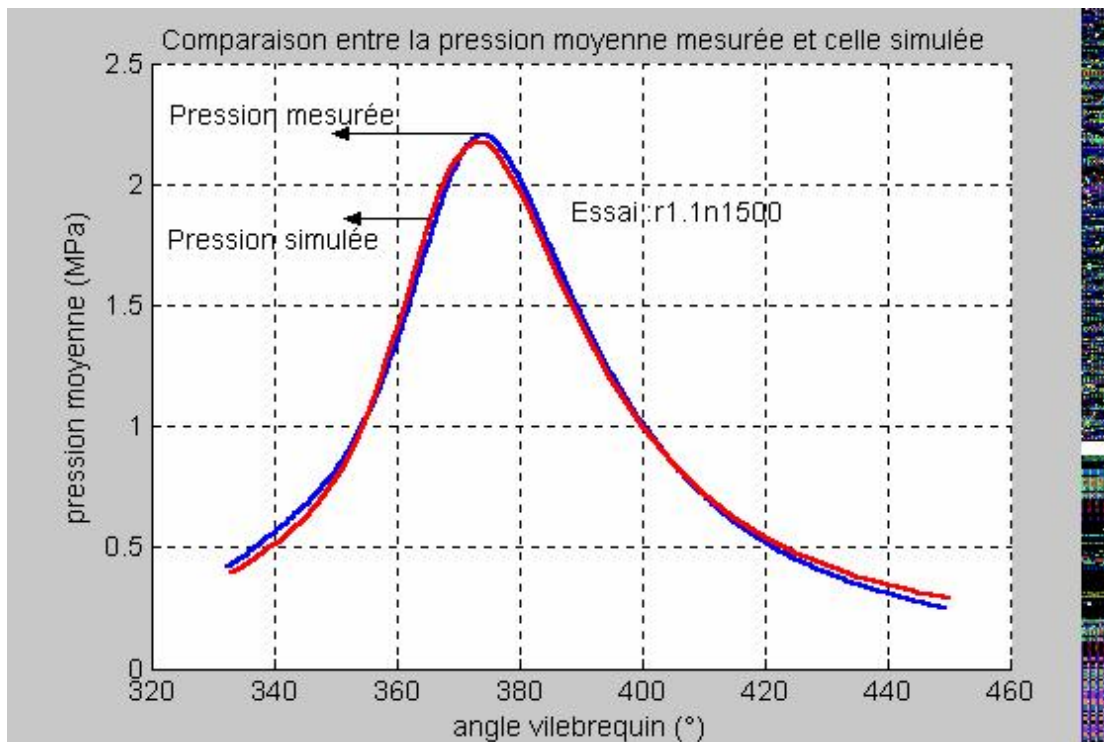


Fig.31 : Comparaison entre la pression moyenne mesurée et celle simulée relativement à l'essai : r1.1n1500

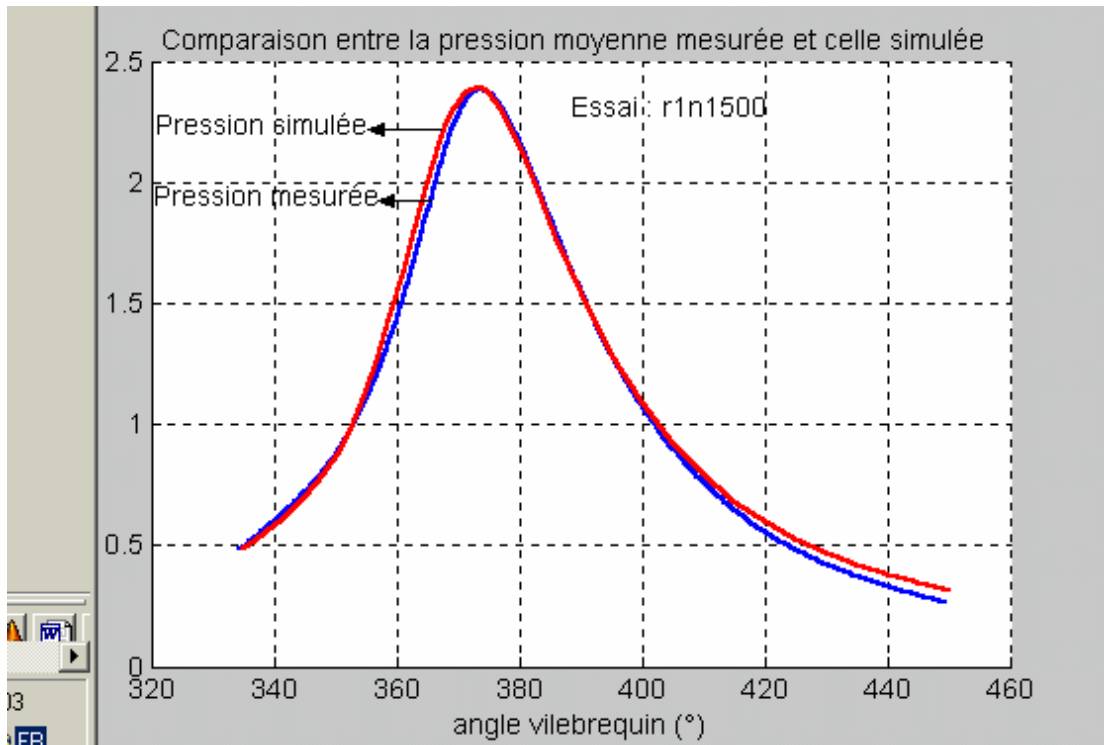


Fig.32 : Comparaison entre la pression moyenne mesurée et celle simulée relativement à l'essai : r1n1500

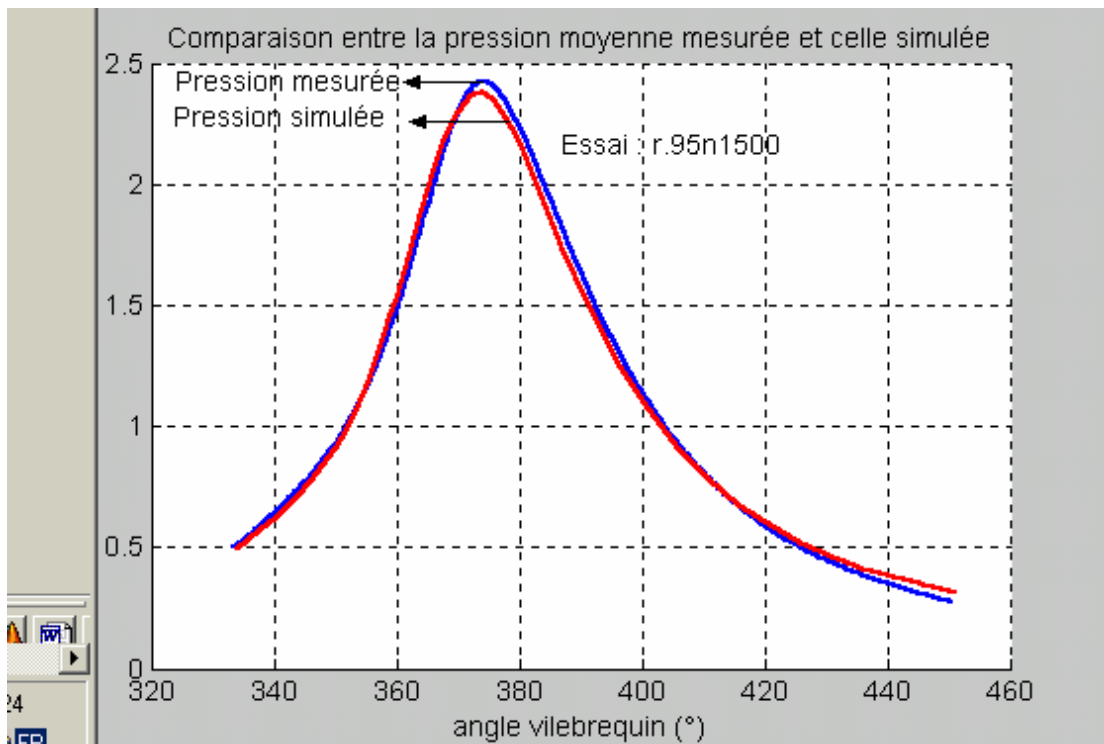


Fig.33 : Comparaison entre la pression moyenne mesurée et celle simulée relativement à l'essai : r0.95n1500

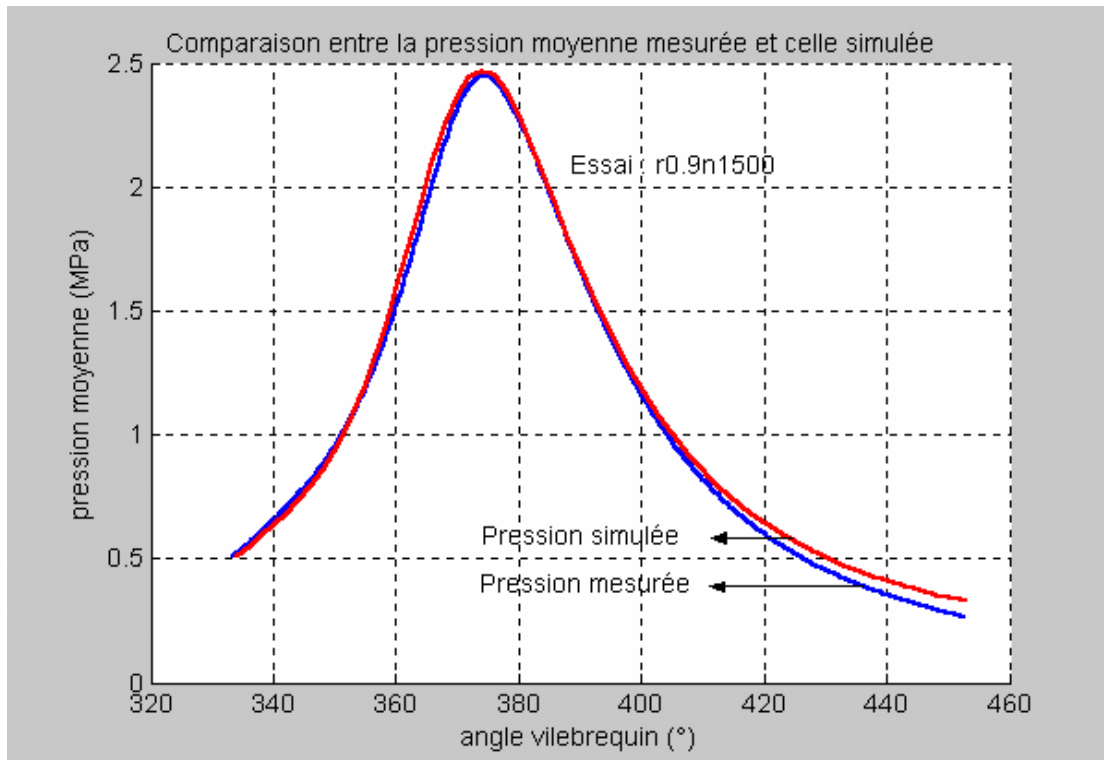


Fig.34 : Comparaison entre la pression moyenne mesurée et celle simulée relativement à l'essai : r0.9n1500

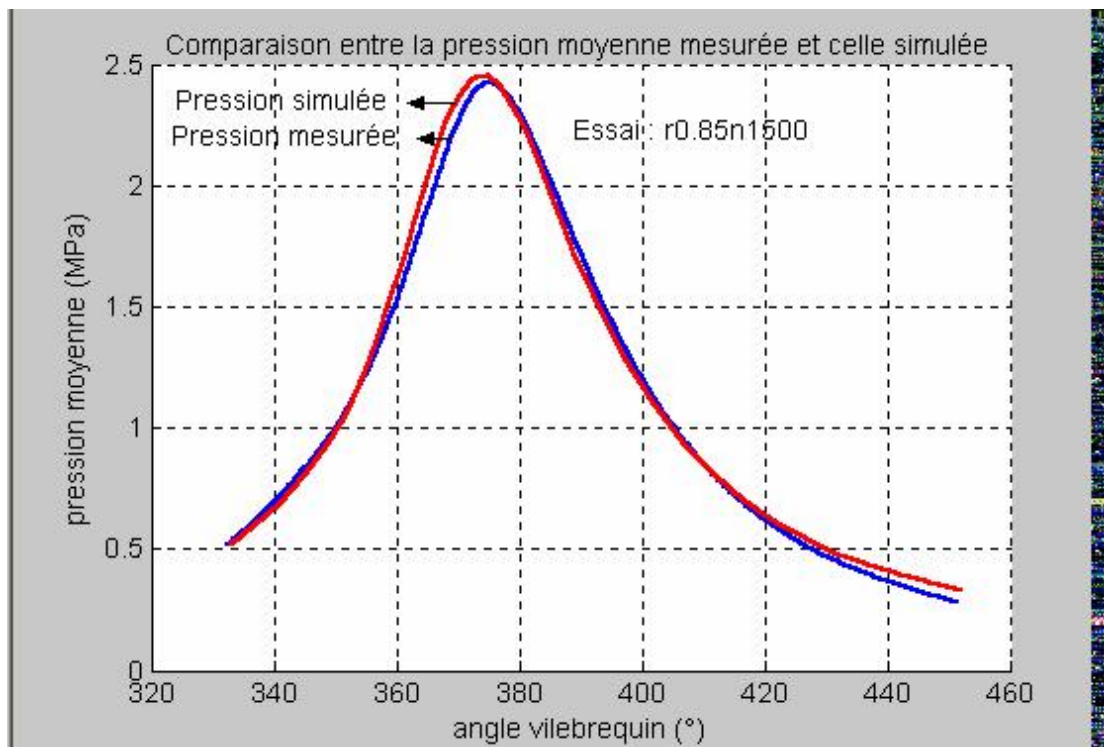


Fig.35 : Comparaison entre la pression moyenne mesurée et celle simulée relativement à l'essai : r0.85n1500

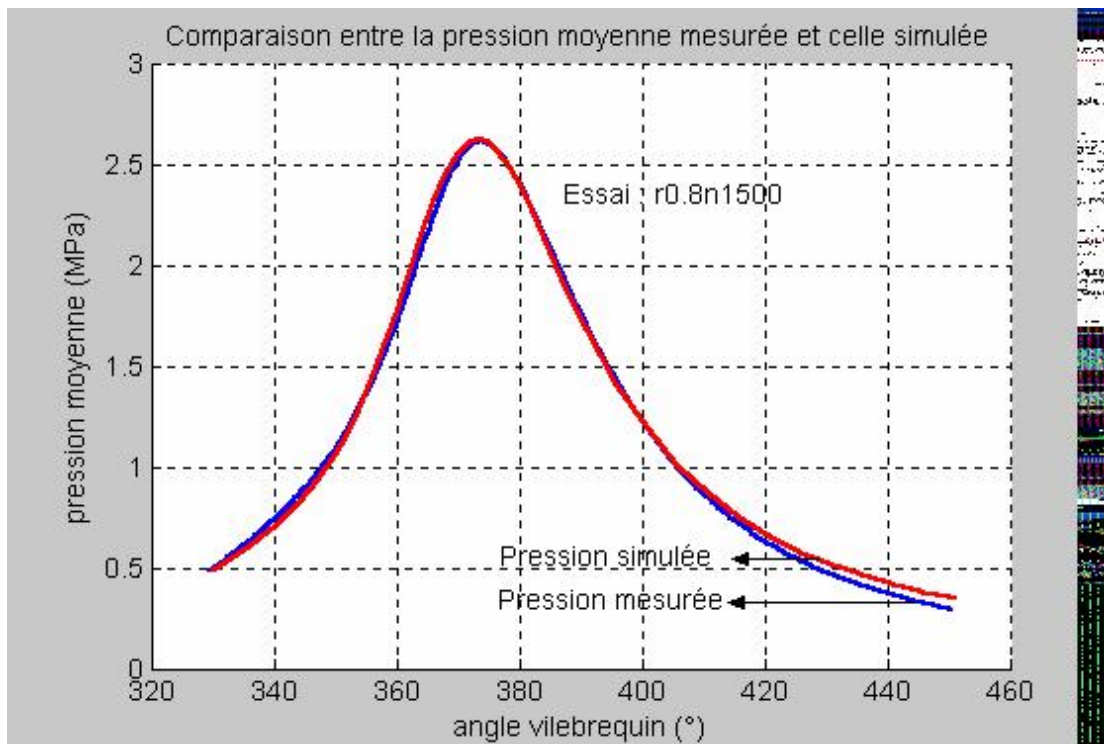


Fig.36 : Comparaison entre la pression moyenne mesurée et celle simulée relativement à l'essai : r0.8n1500

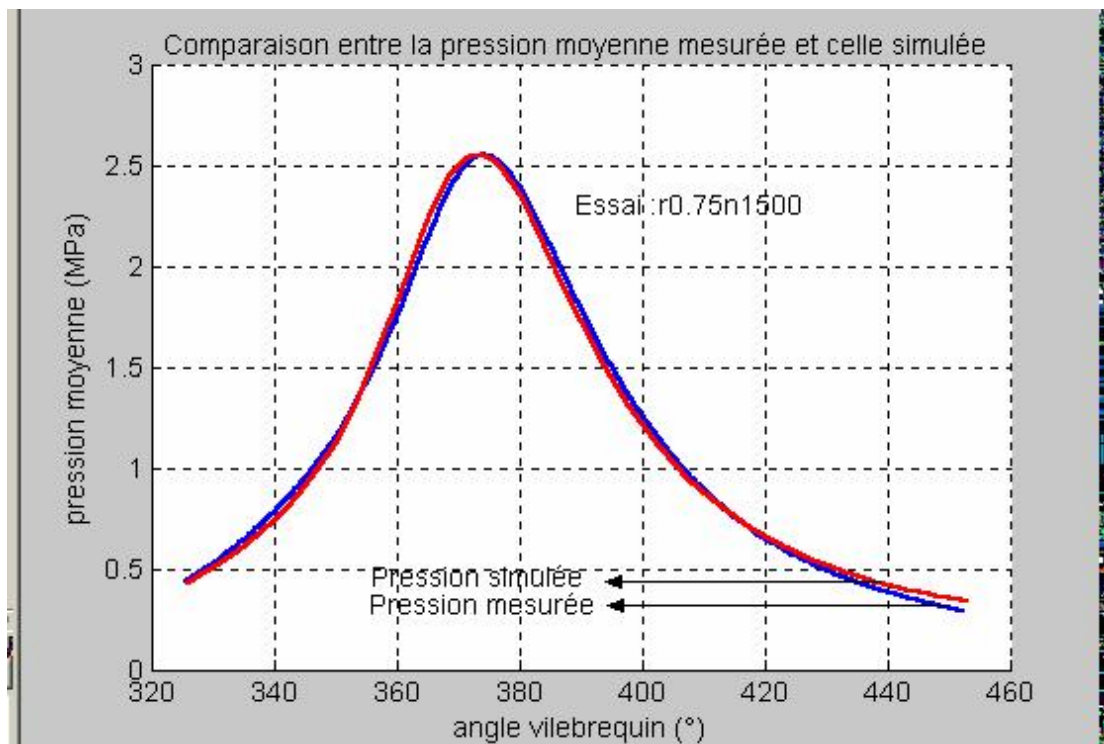


Fig.37 : Comparaison entre la pression moyenne mesurée et celle simulée relativement à l'essai : r0.75n1500

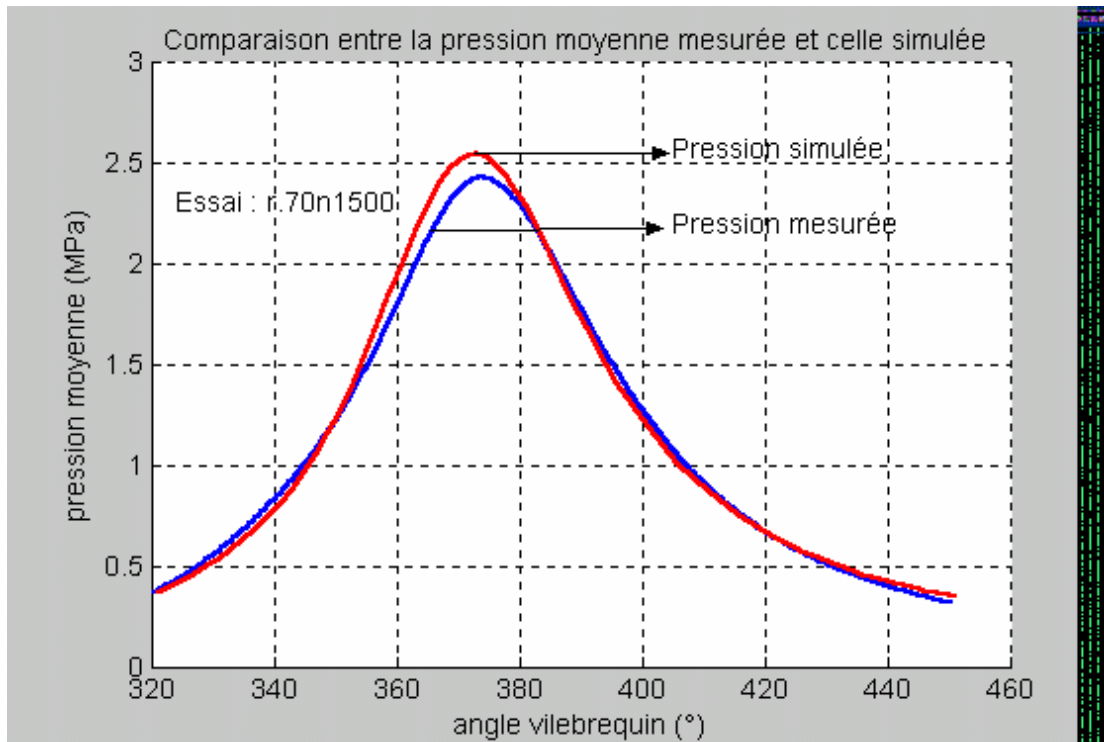


Fig.38 : Comparaison entre la pression moyenne mesurée et celle simulée relativement à l'essai : r0.70n1500

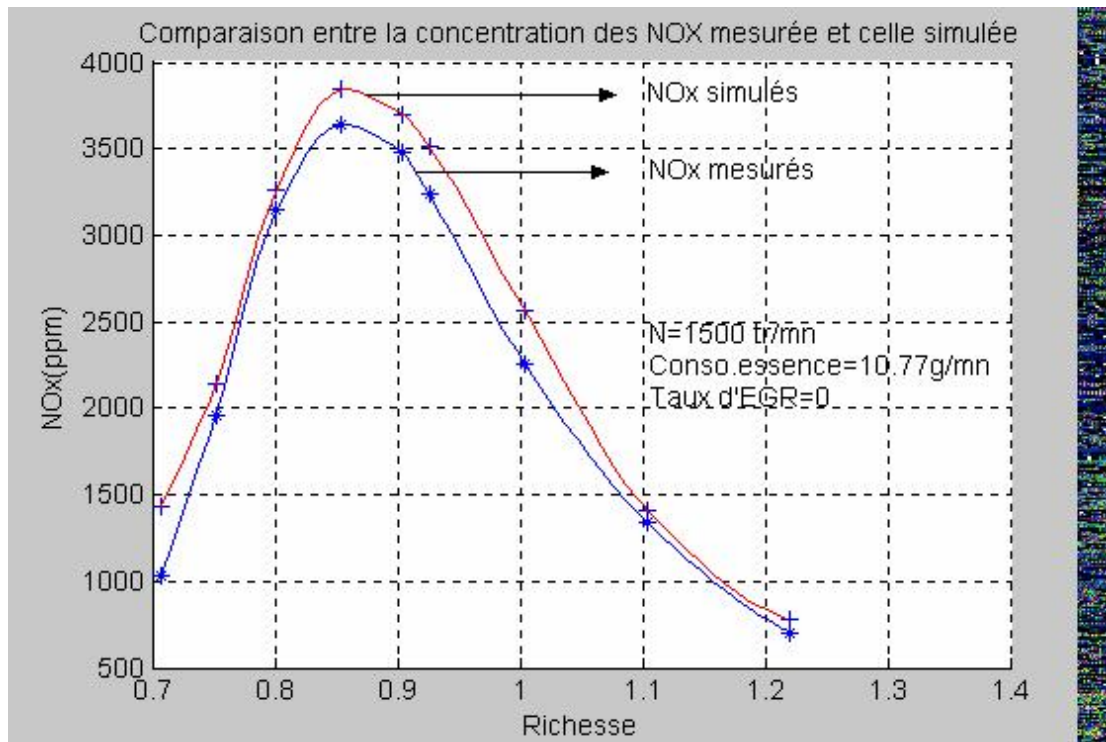


Fig.20 : Comparaison entre la variation de la concentration des NOx mesurée et celle simulée en fonction de la richesse

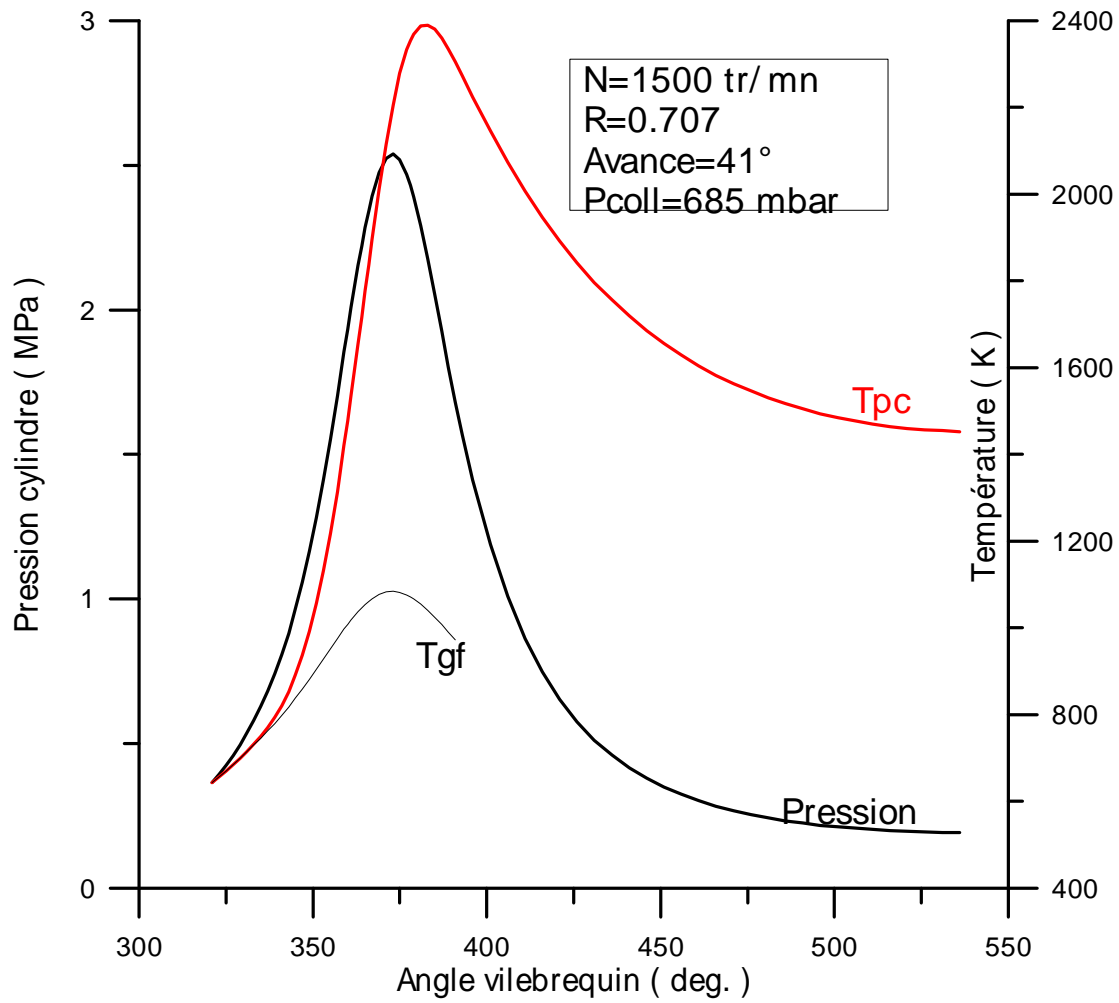


Fig.40 : Variation de la pression cylindre, de la température moyenne des gaz frais et celle des produits de combustion en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : r0.7n1500

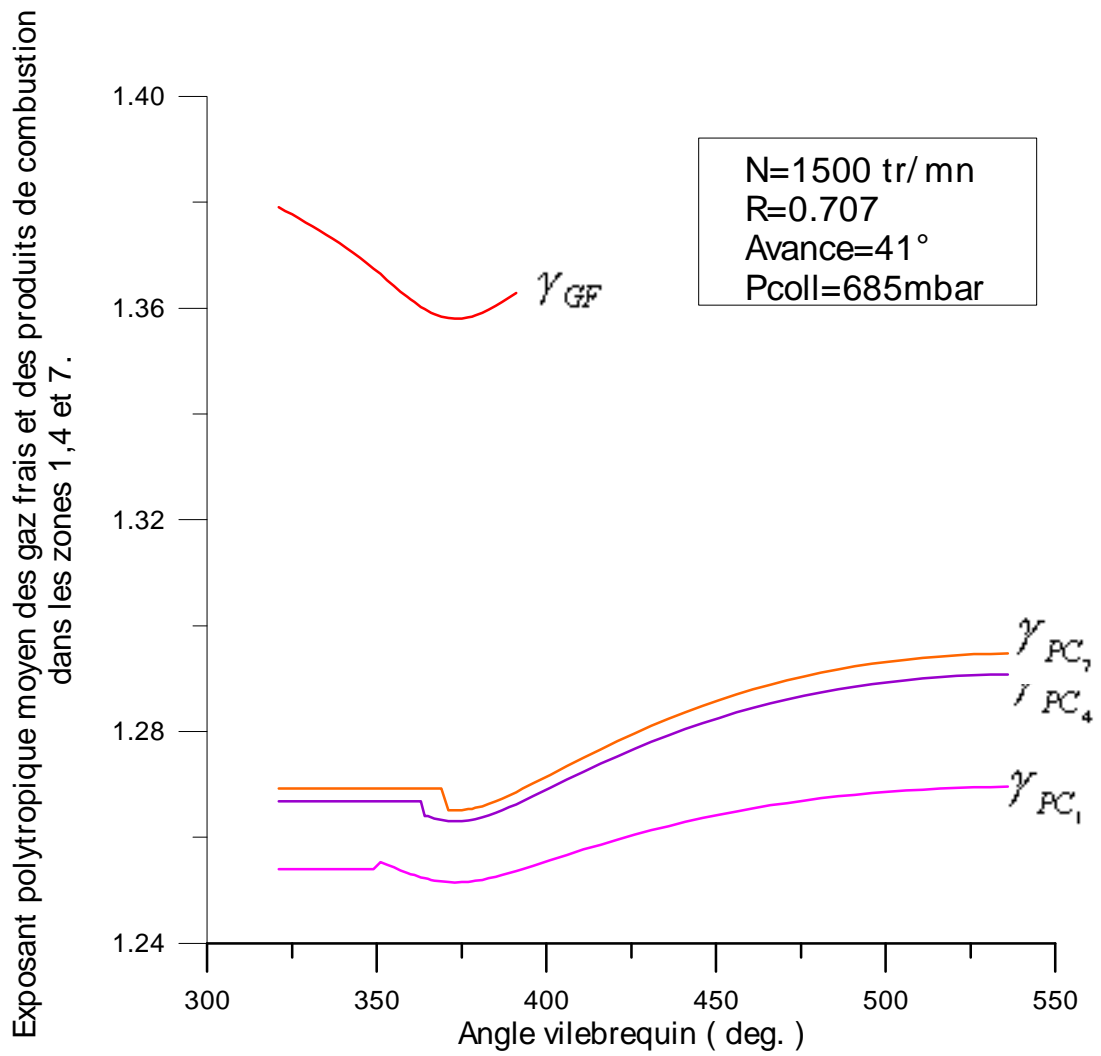


Fig.41 : Variation de l'exposant poly tropique moyen des gaz frais et des gaz brûlés dans les zones 1,4,7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : r0.7n1500

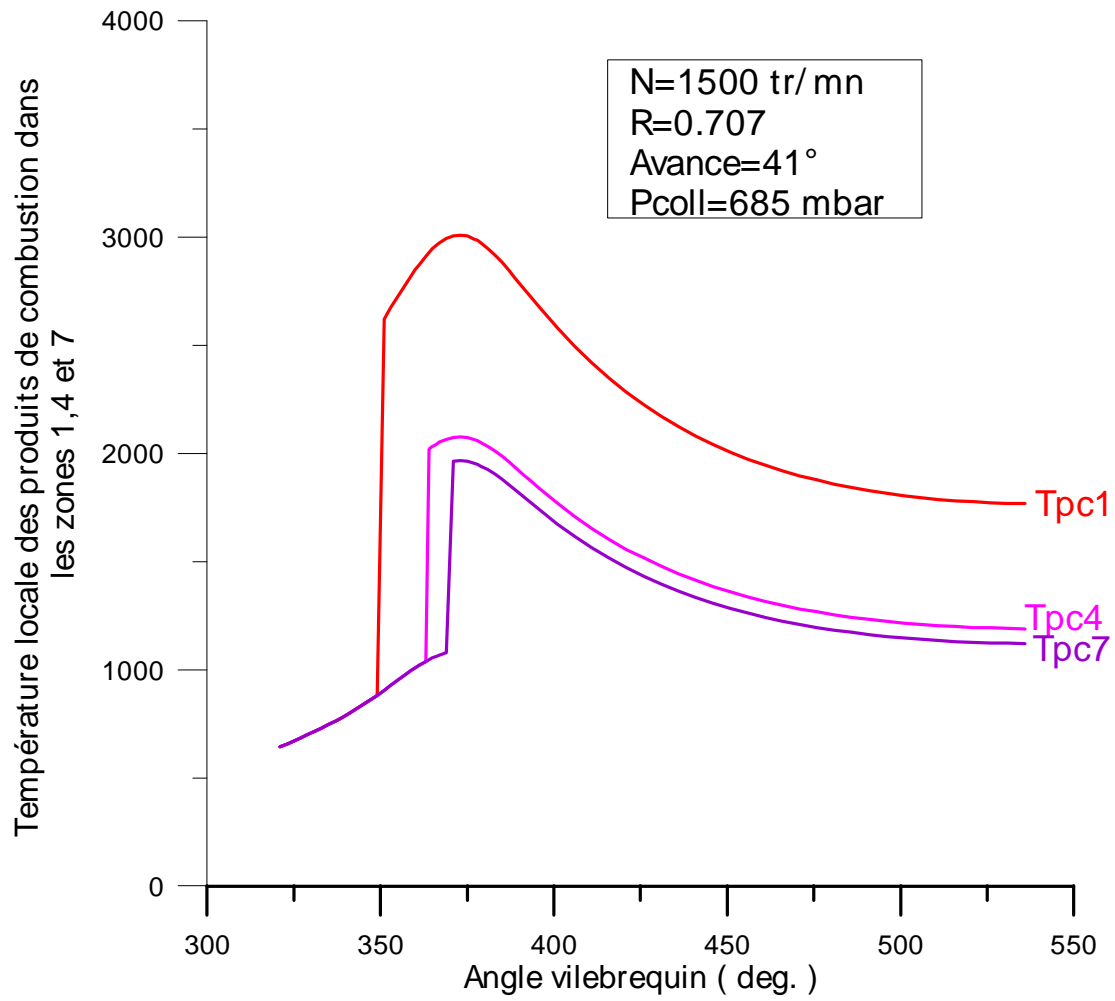


Fig.42 : Variation de la température locale des produits de combustion dans les zones 1, 4,7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : r0.7n1500

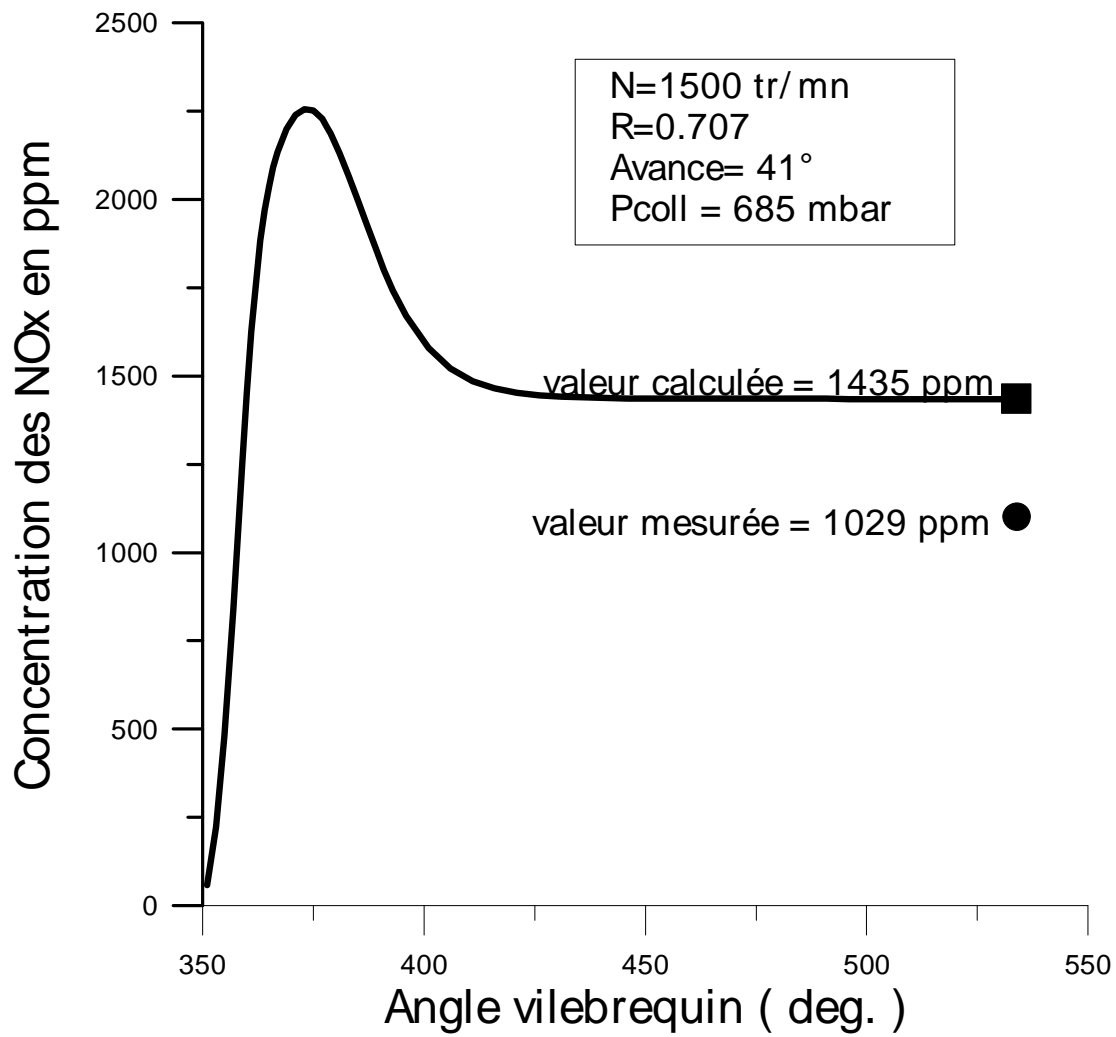


Fig.43 : Variation de la concentration globale des NOx (dans les 10 zones) en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : r0.7n1500

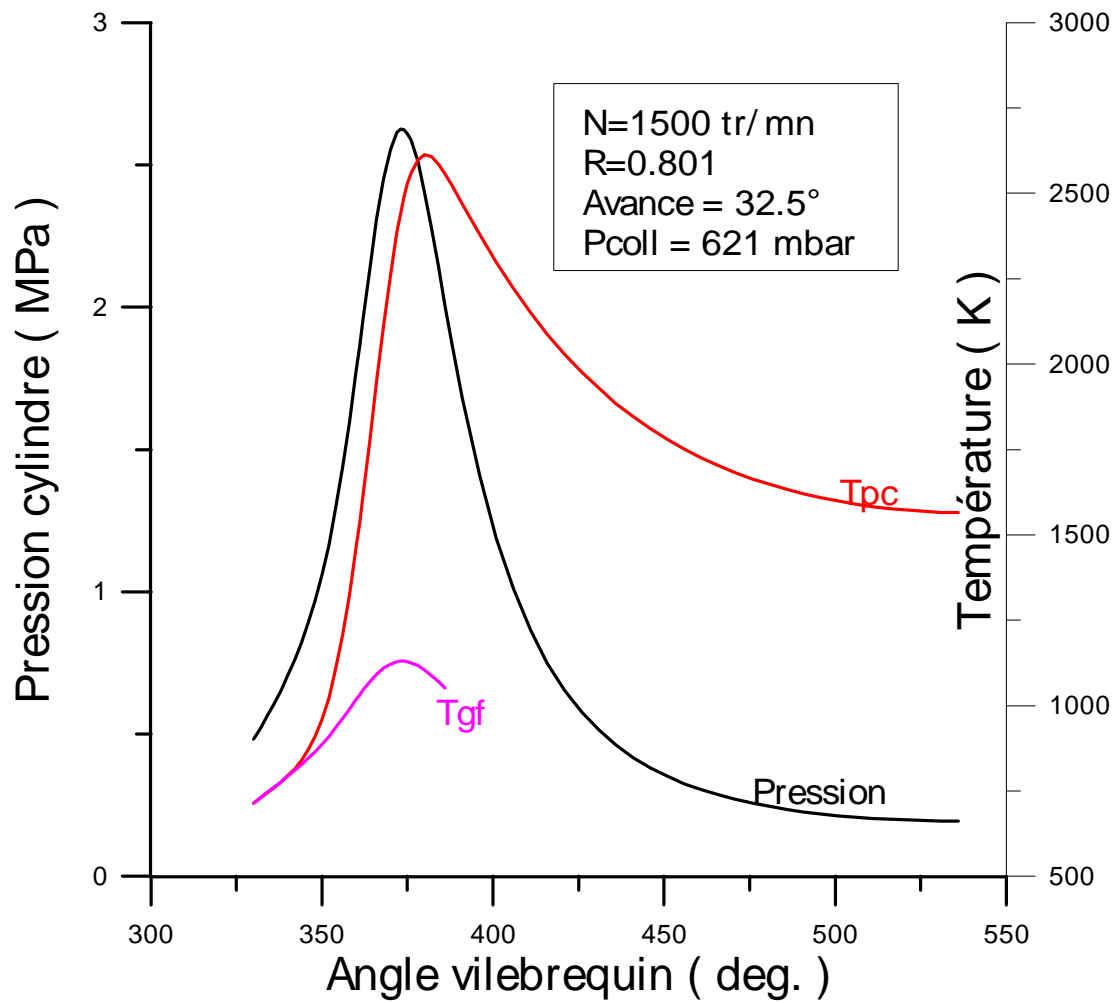


Fig.44 : Variation de la pression cylindre, de la température moyenne des gaz frais et celle des produits de combustion en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : r0.8n1500

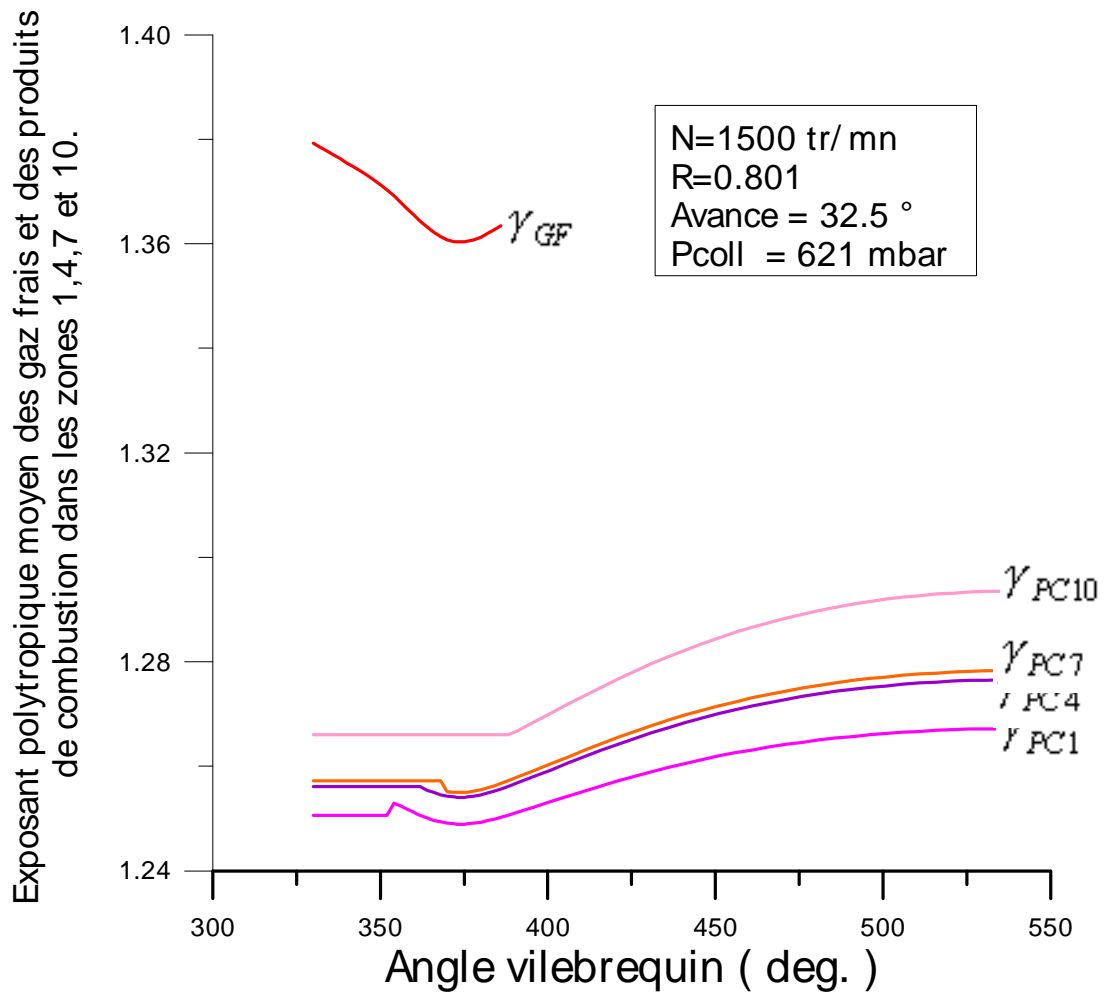


Fig.45 : Variation de l'exposant poly tropique moyen des gaz frais et des gaz brûlés dans les zones 1,4,7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : r0.8n1500

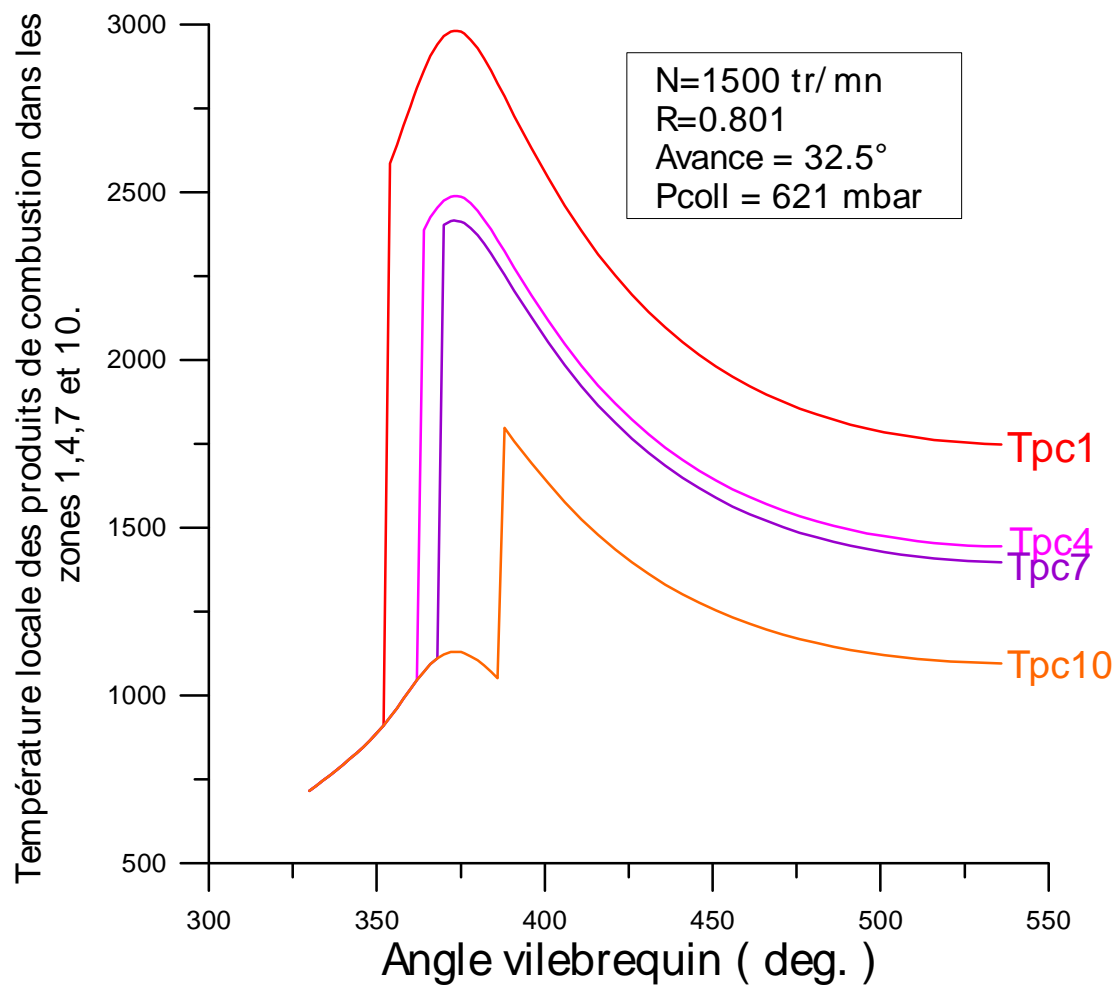


Fig.46 : Variation de la température locale des produits de combustion dans les zones 1, 4, 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : r0.8n1500

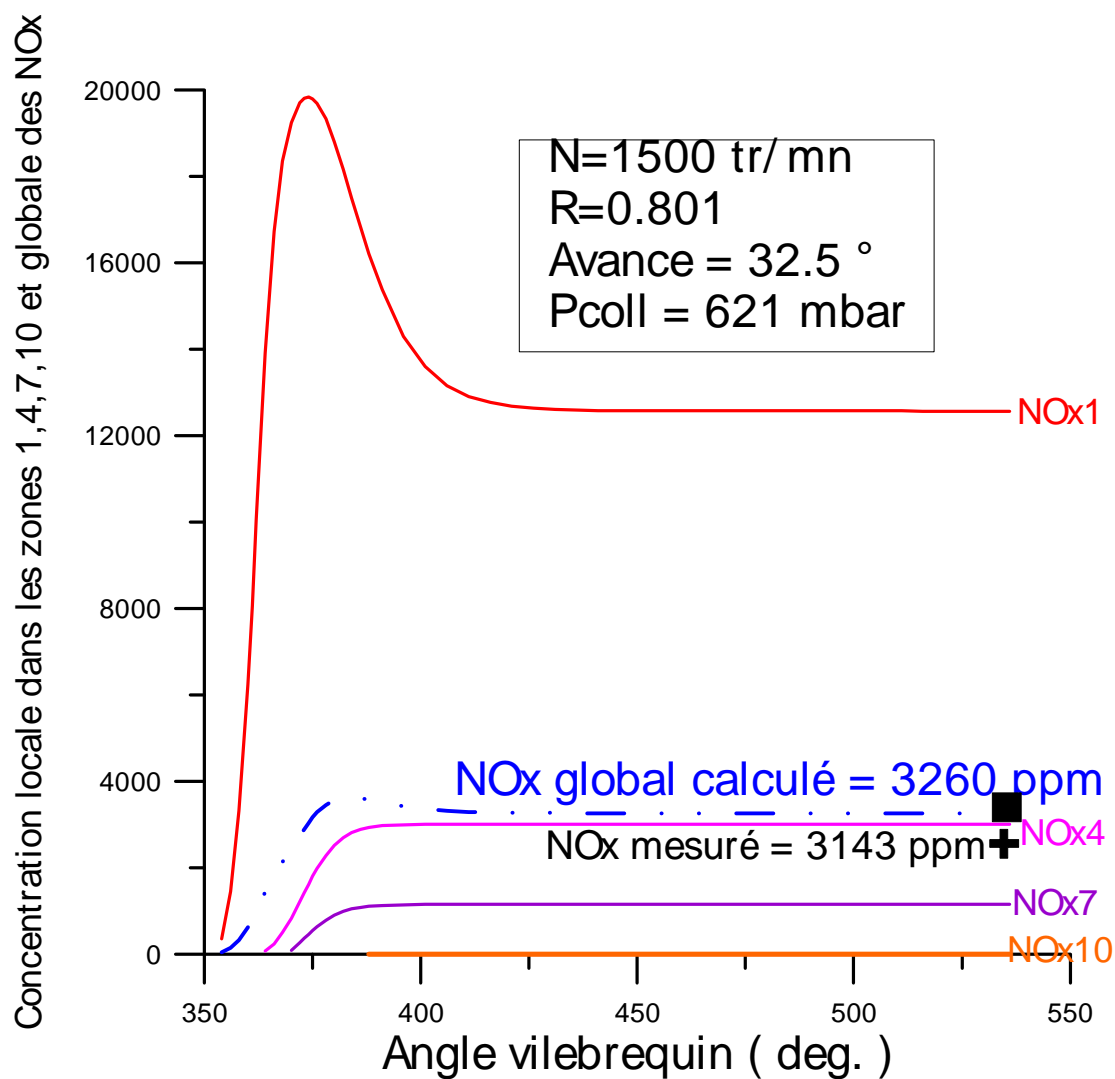


Fig.47 : Variation de la concentration globale des NOx (dans les 10 zones) et locale dans les zones 1 , 4 ,7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : r0.8n1500

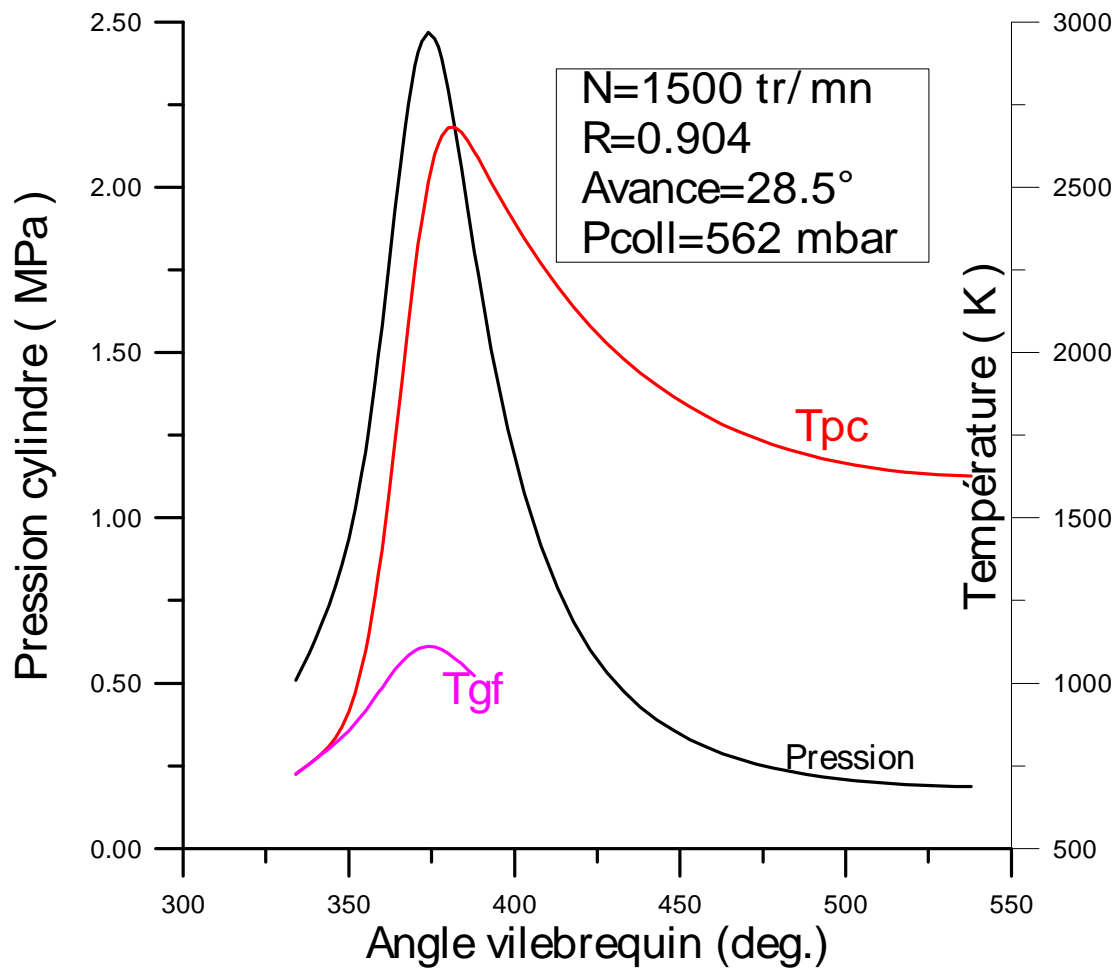


Fig.48 : Variation de la pression cylindre, de la température moyenne des gaz frais et celle des produits de combustion en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : r0.9n1500

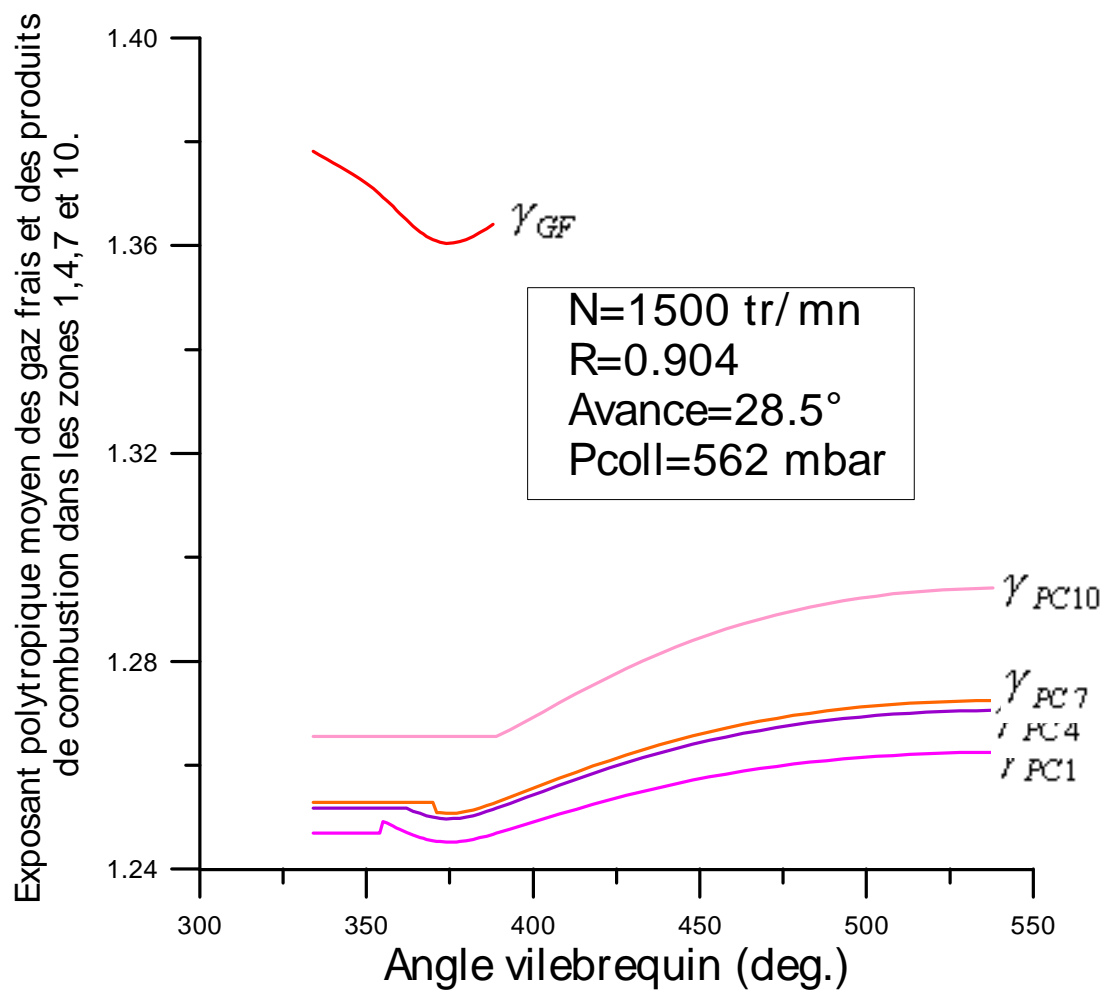


Fig.49 : Variation de l'exposant poly tropique moyen des gaz frais et des gaz brûlés dans les zones 1,4,7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : r0.9n1500

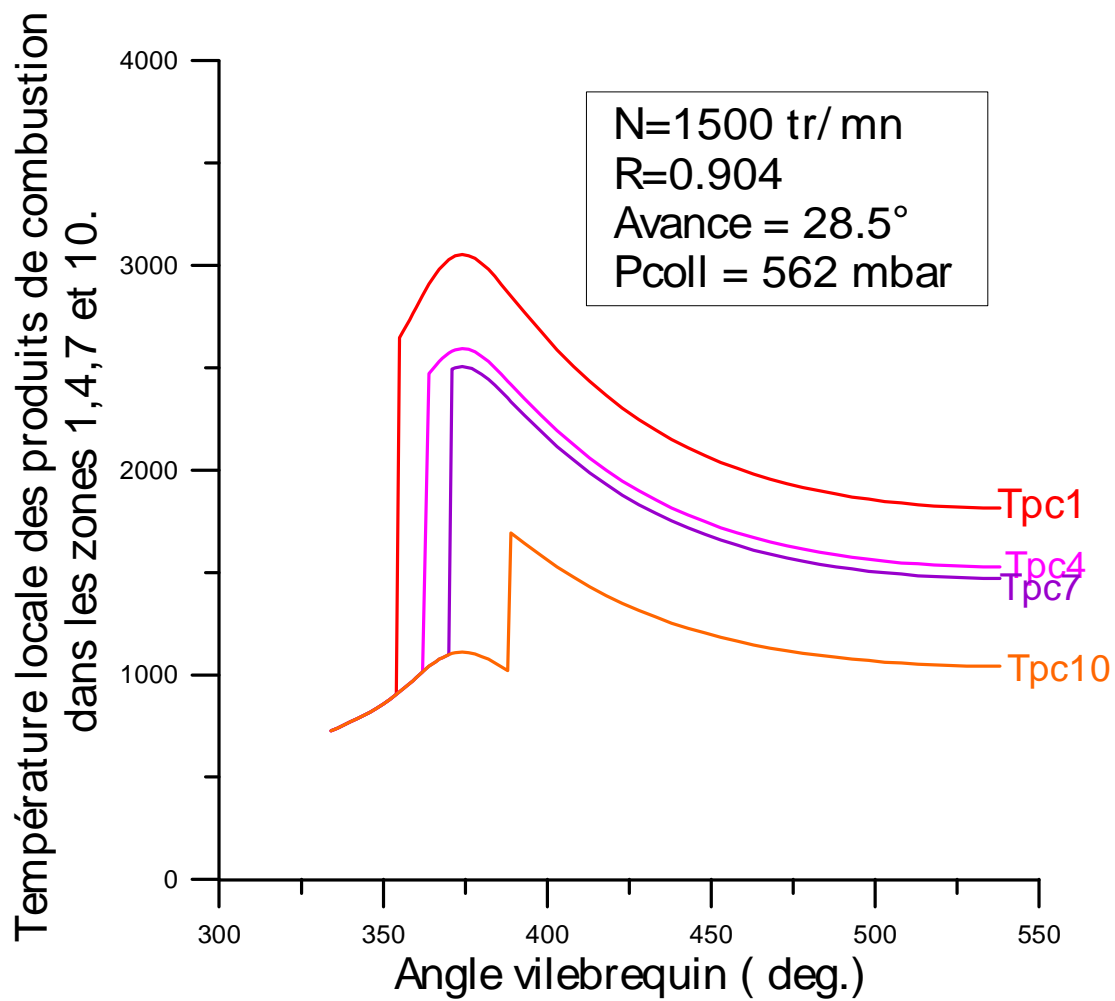


Fig.50 : Variation de la température locale des produits de combustion dans les zones 1, 4, 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : r0.9n1500

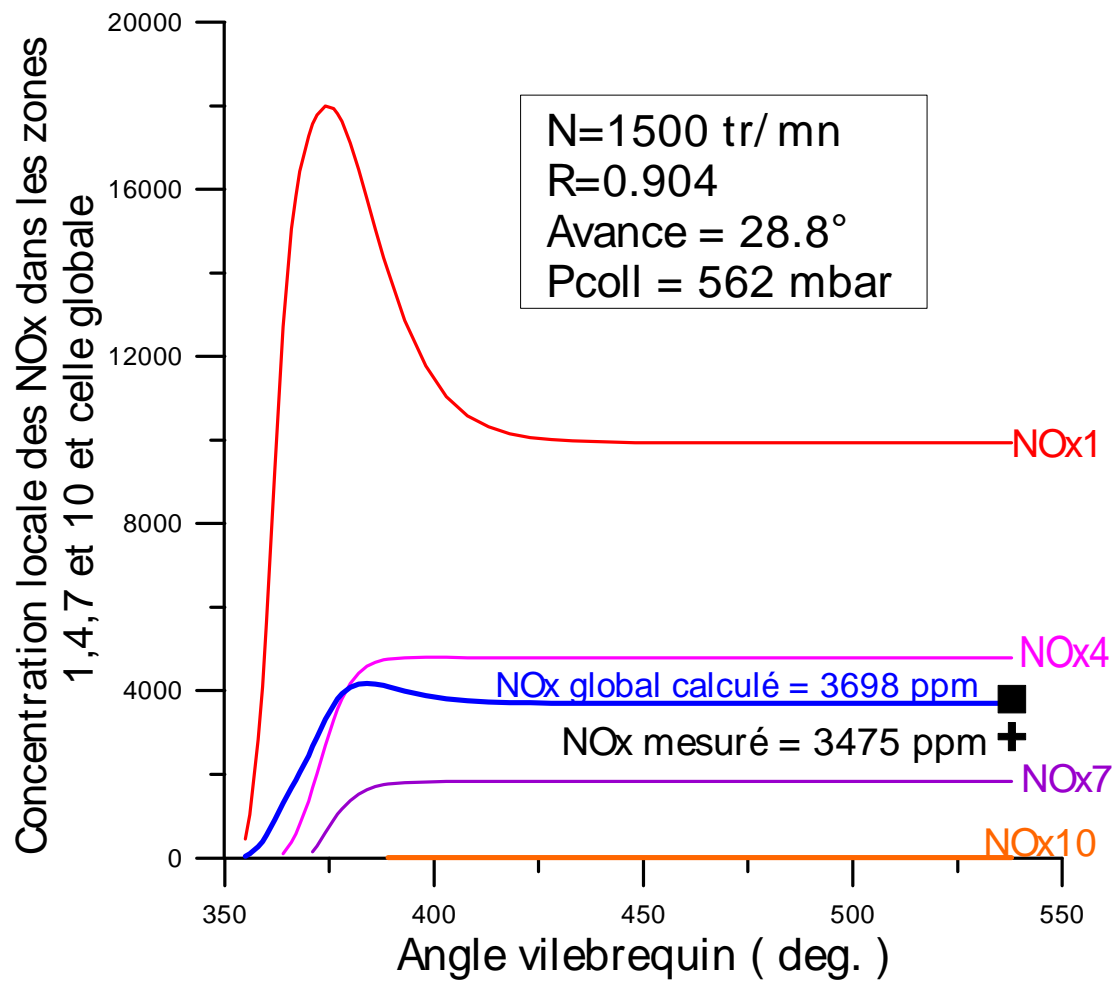


Fig.51 : Variation de la concentration globale des NOx (dans les 10 zones) et locale dans les zones 1, 4, 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : r0.9n1500

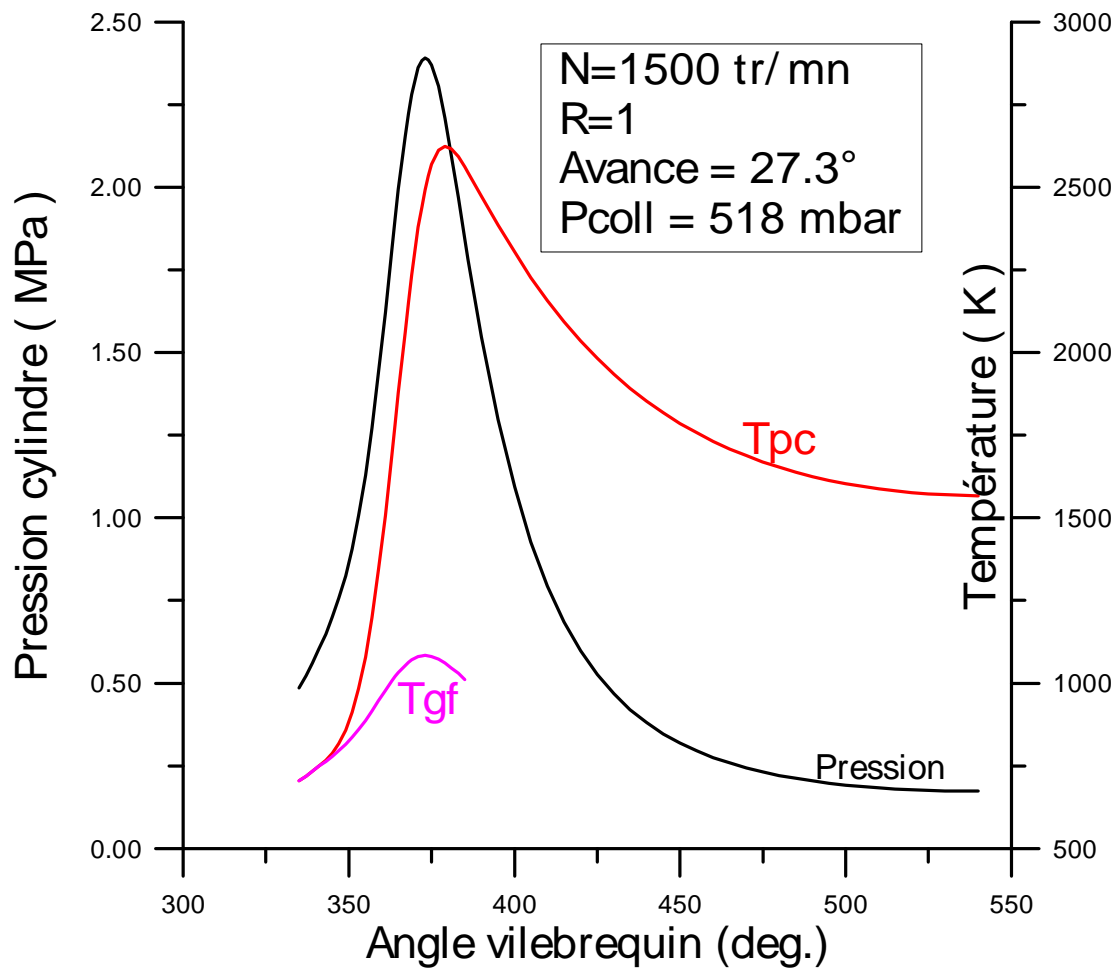


Fig.52 : Variation de la pression cylindre, de la température moyenne des gaz frais et celle des produits de combustion en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : r1n1500

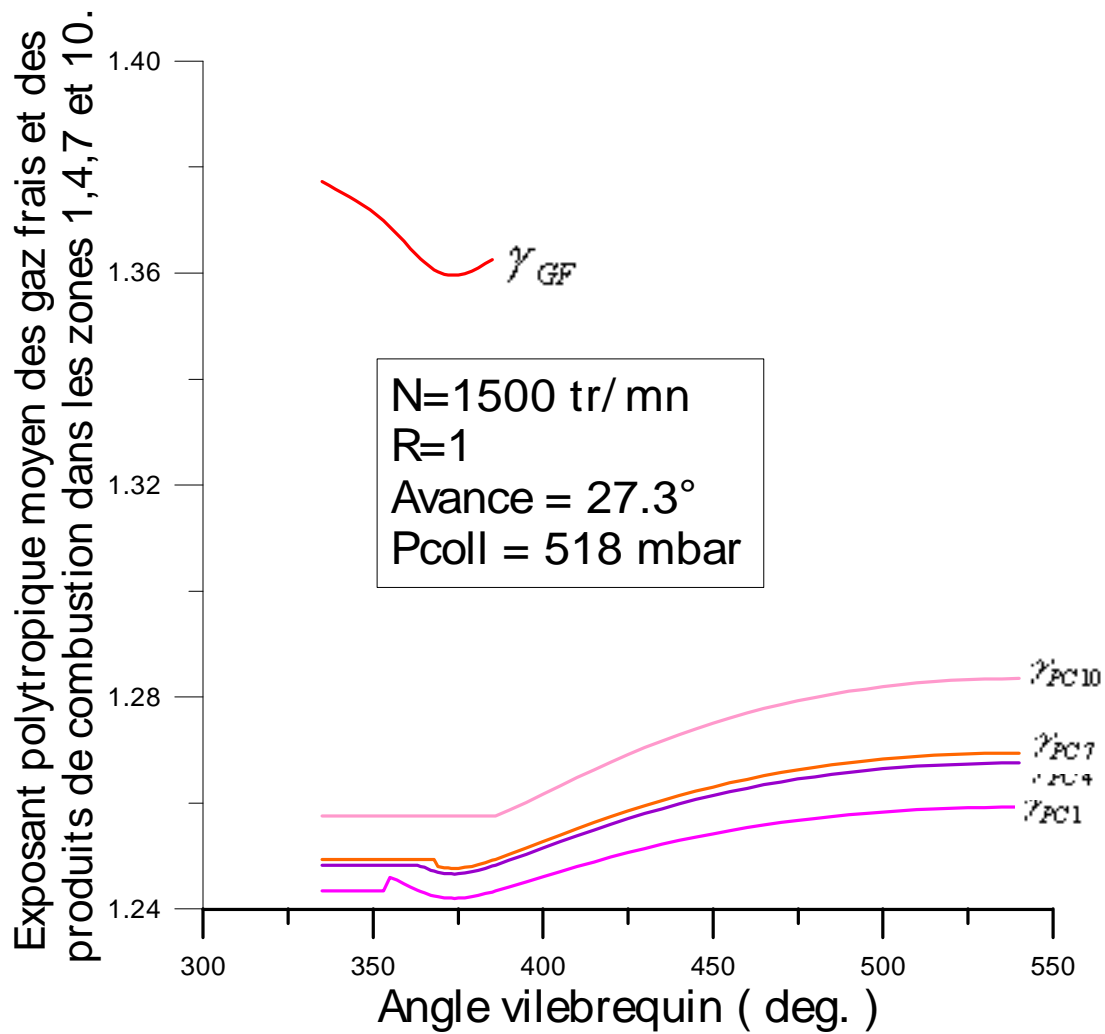


Fig.53 : Variation de l'exposant poly tropique moyen des gaz frais et des gaz brûlés dans les zones 1 , 4 , 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : r1n1500

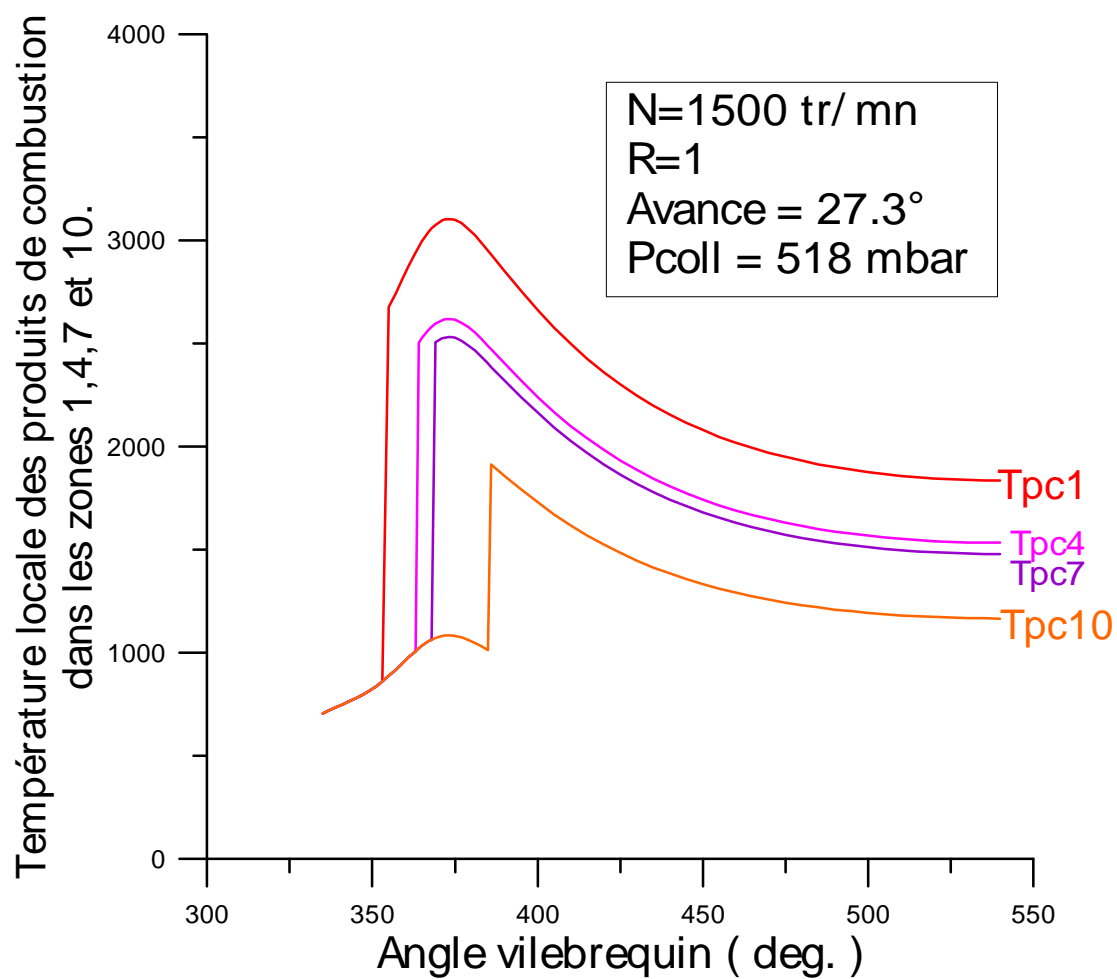


Fig.54 : Variation de la température locale des produits de combustion dans les zones 1, 4, 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : r1n1500

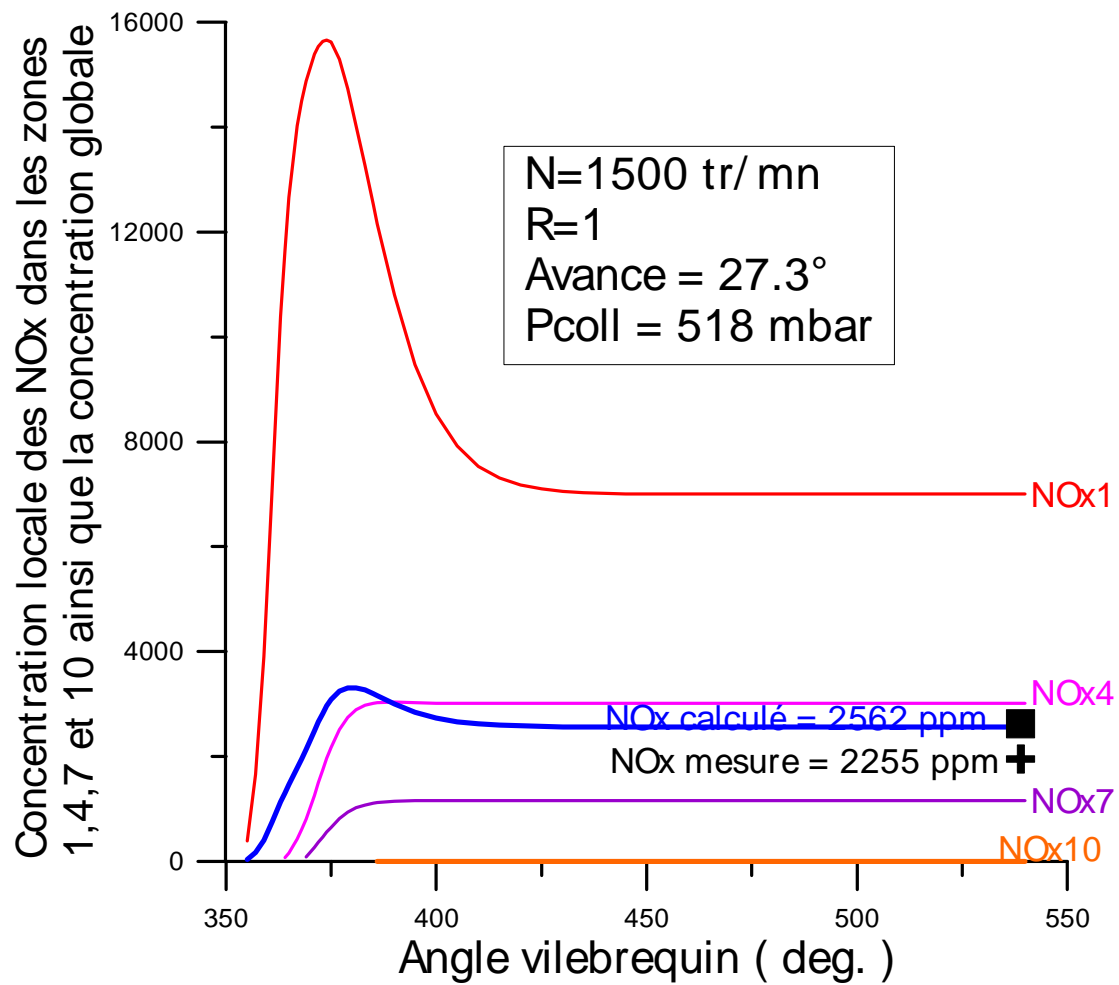


Fig.55 : Variation de la concentration globale des NOx (dans les 10 zones) et locale dans les zones 1, 4, 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : r1n1500

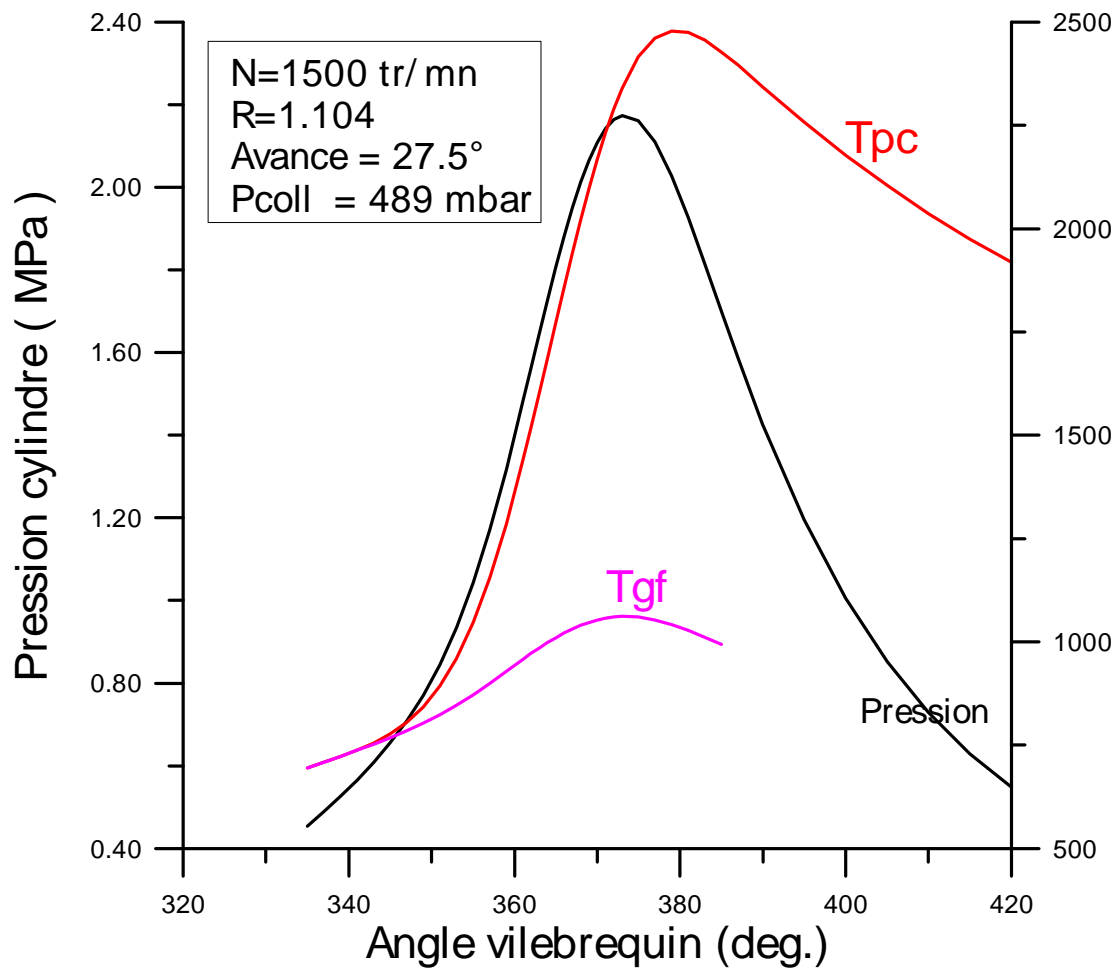


Fig.56 : Variation de la pression cylindre, de la température moyenne des gaz frais et celle des produits de combustion en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : r1.1n1500

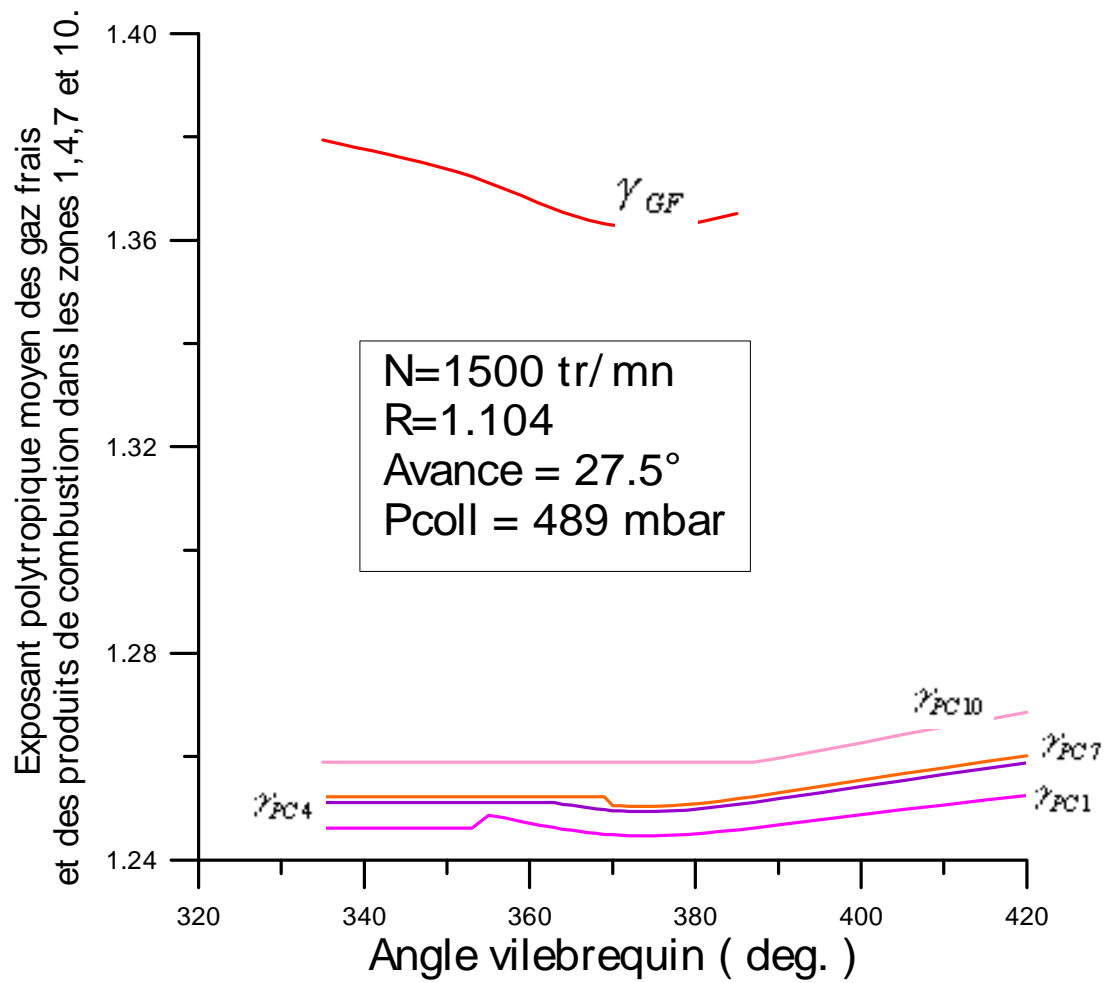


Fig.57 : Variation de l'exposant poly tropique moyen des gaz frais et des gaz brûlés dans les zones 1 , 4 , 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : r1.1n1500

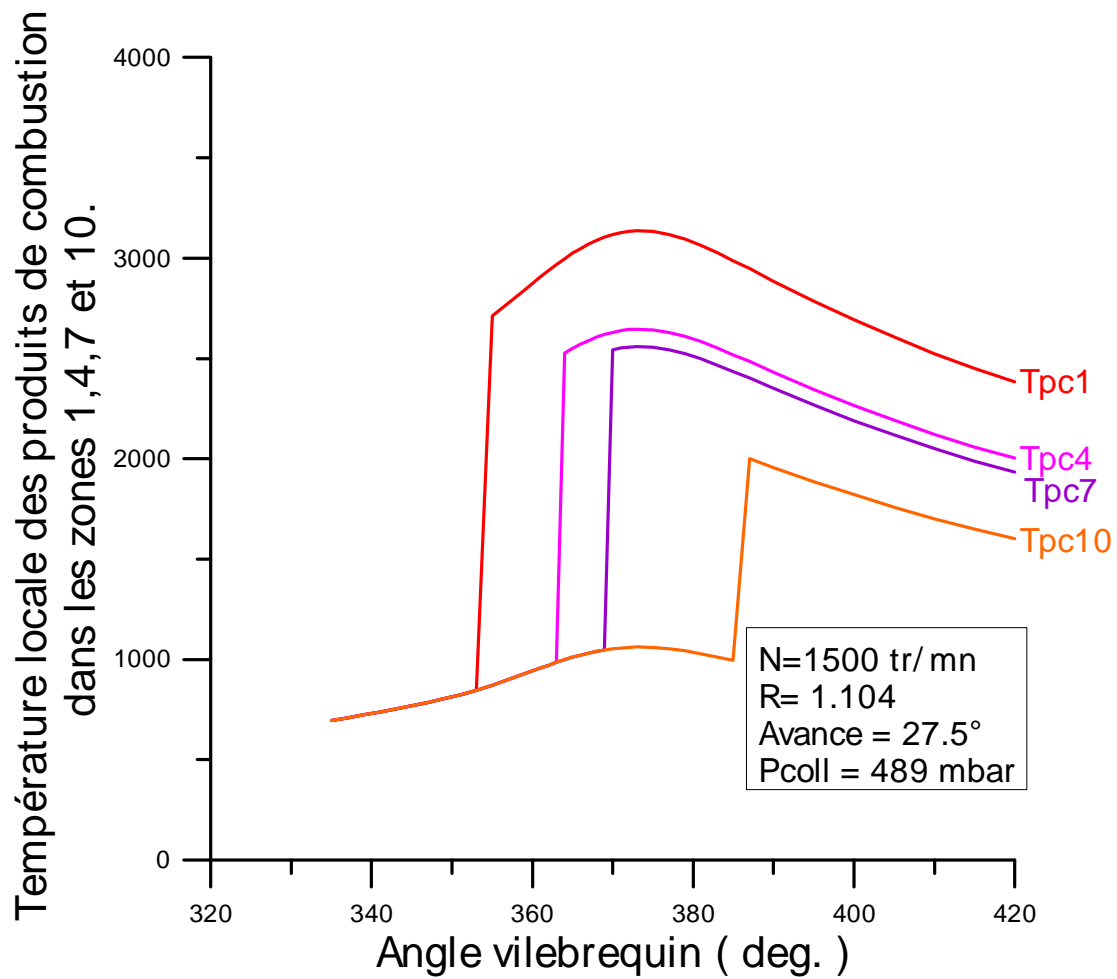


Fig.58 : Variation de la température locale des produits de combustion dans les zones 1, 4, 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : r1.1n1500

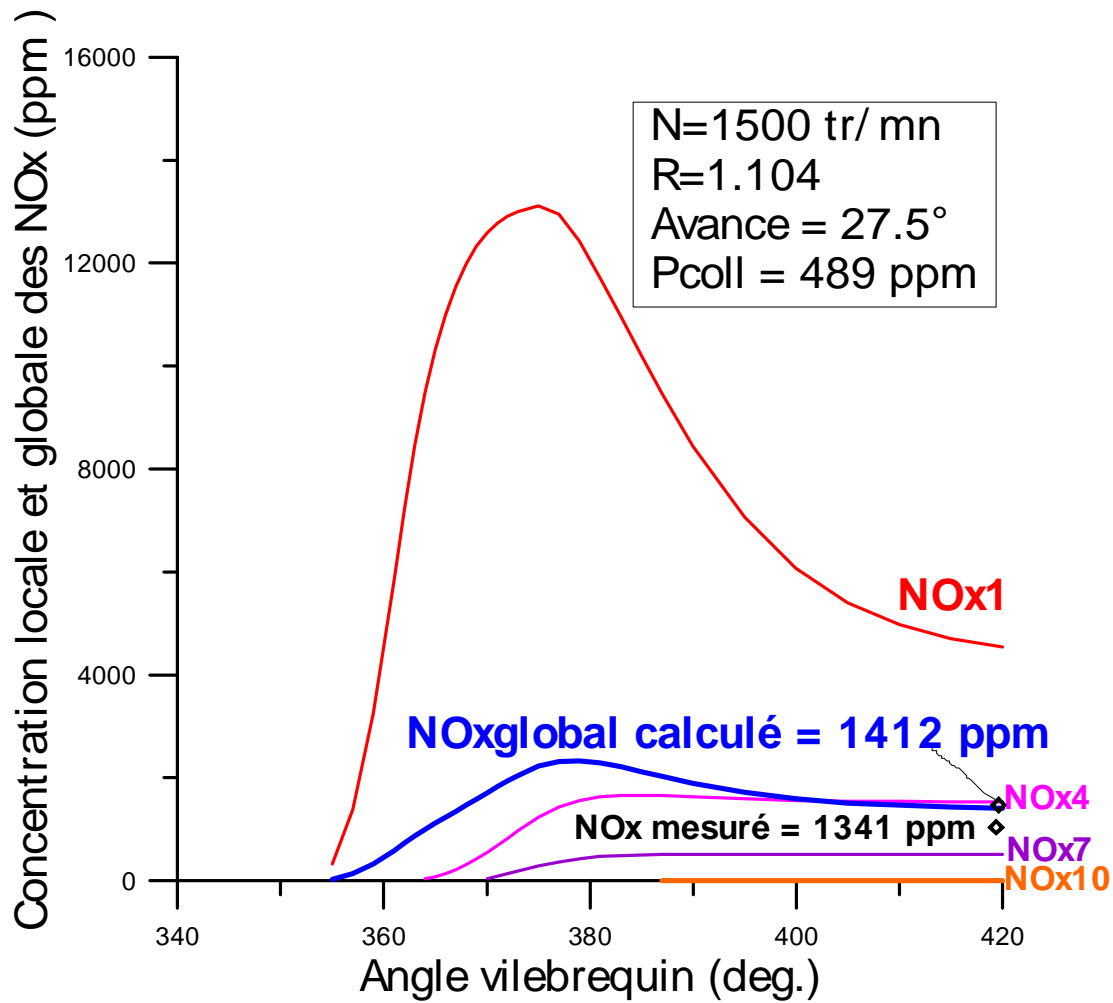


Fig.59 : Variation de la concentration globale des NOx (dans les 10 zones) et locale dans les zones 1, 4, 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : r1.1n1500

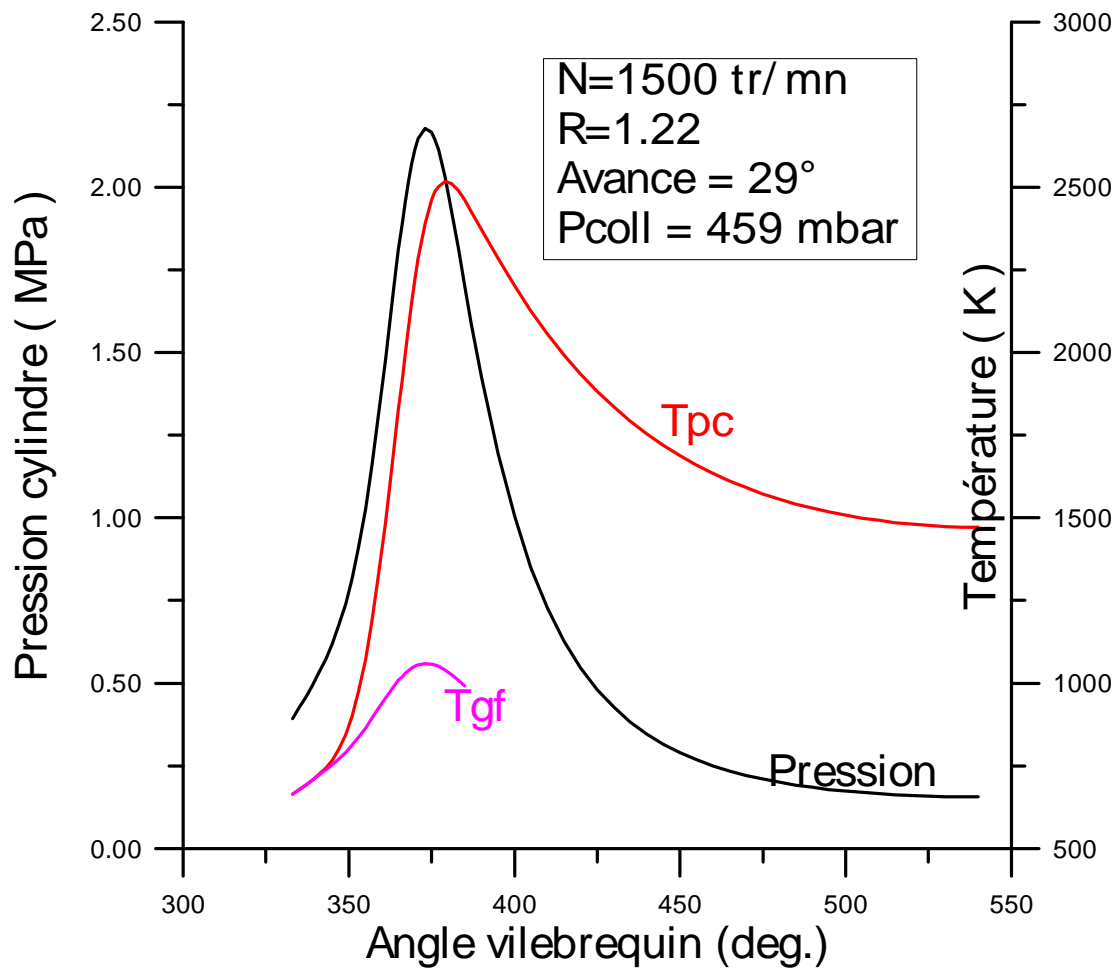


Fig.60 : Variation de la pression cylindre, de la température moyenne des gaz frais et celle des produits de combustion en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : r1.2n1500

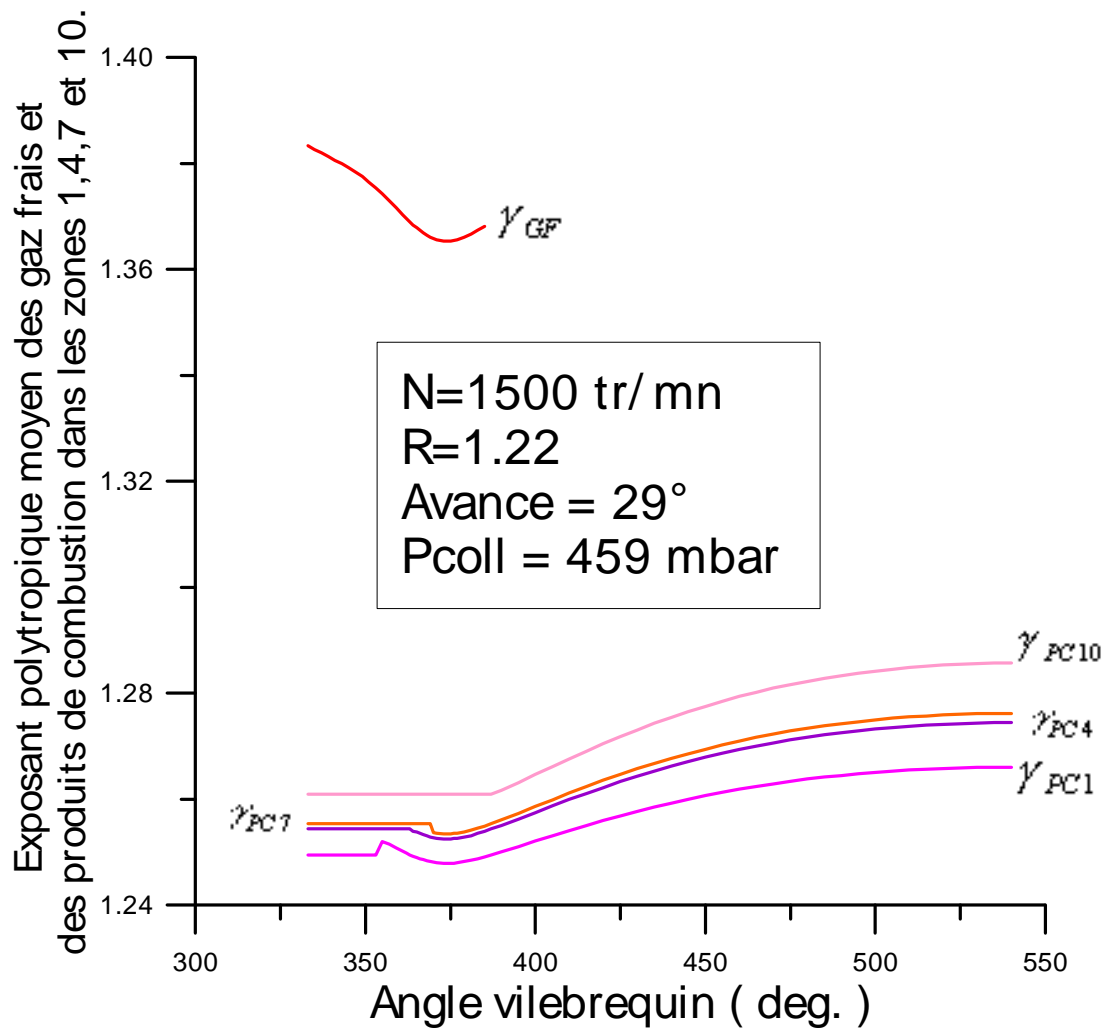


Fig.61 : Variation de l'exposant poly tropique moyen des gaz frais et des gaz brûlés dans les zones 1 , 4 , 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : r1.2n1500

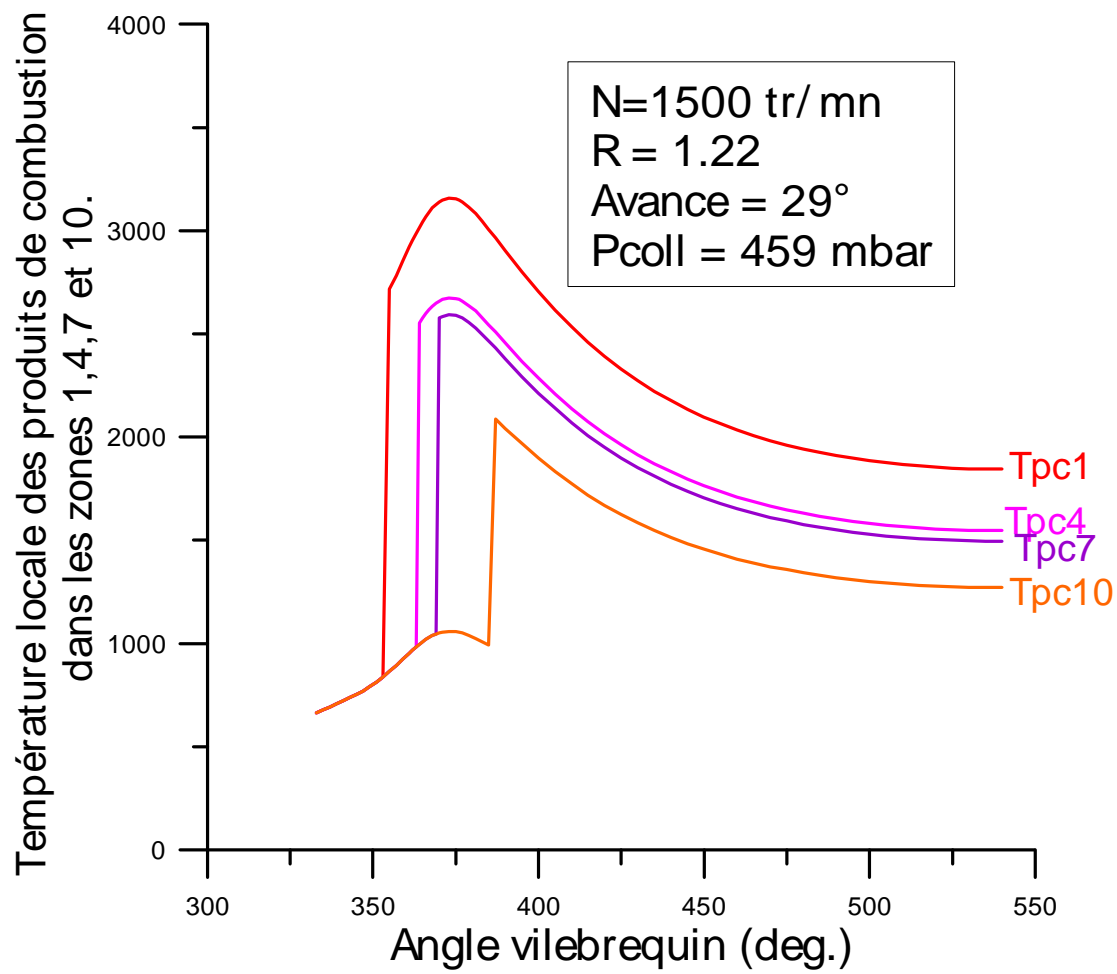


Fig.62 : Variation de la température locale des produits de combustion dans les zones 1, 4, 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : r1.2n1500

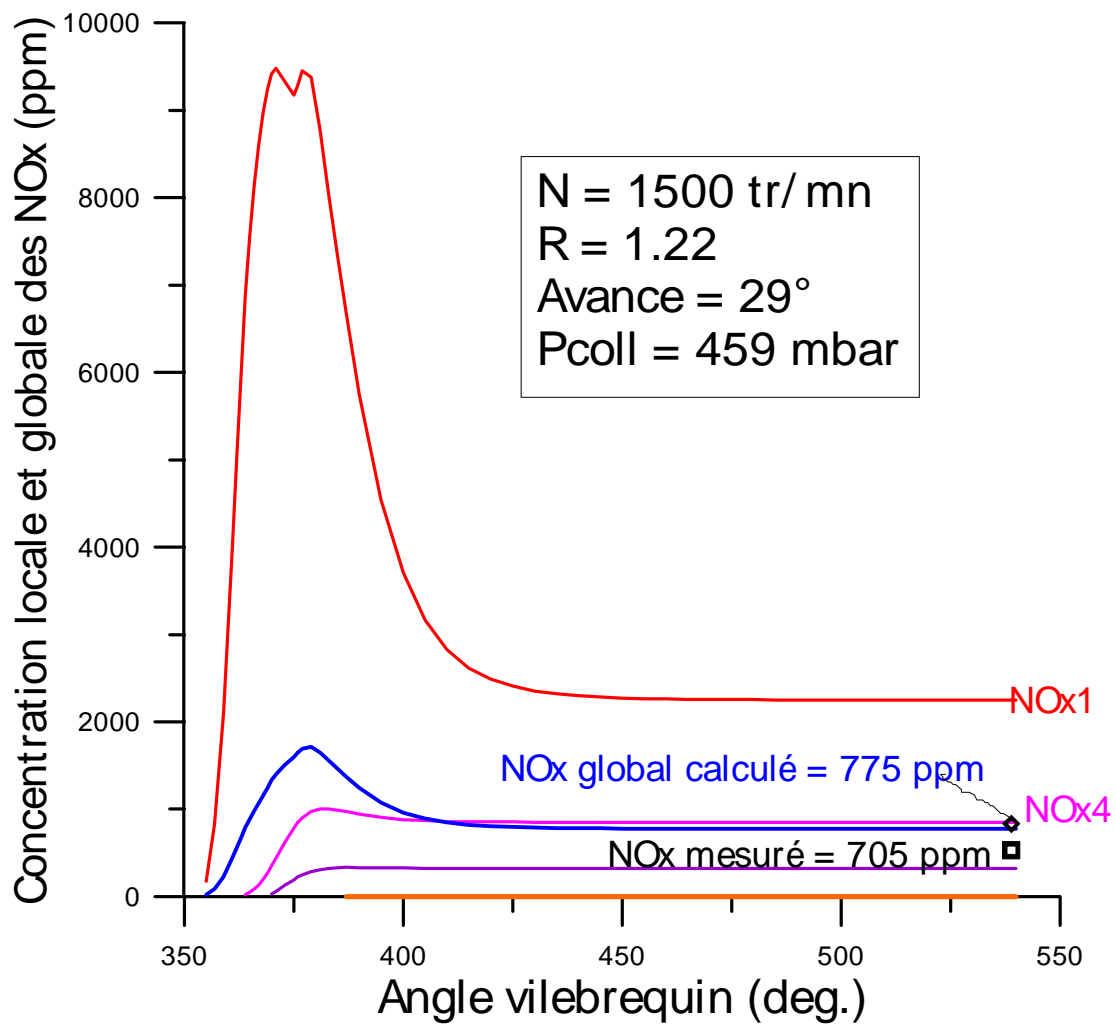


Fig.63 : Variation de la concentration globale des NOx (dans les 10 zones) et locale dans les zones 1, 4, 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : r1.2n1500

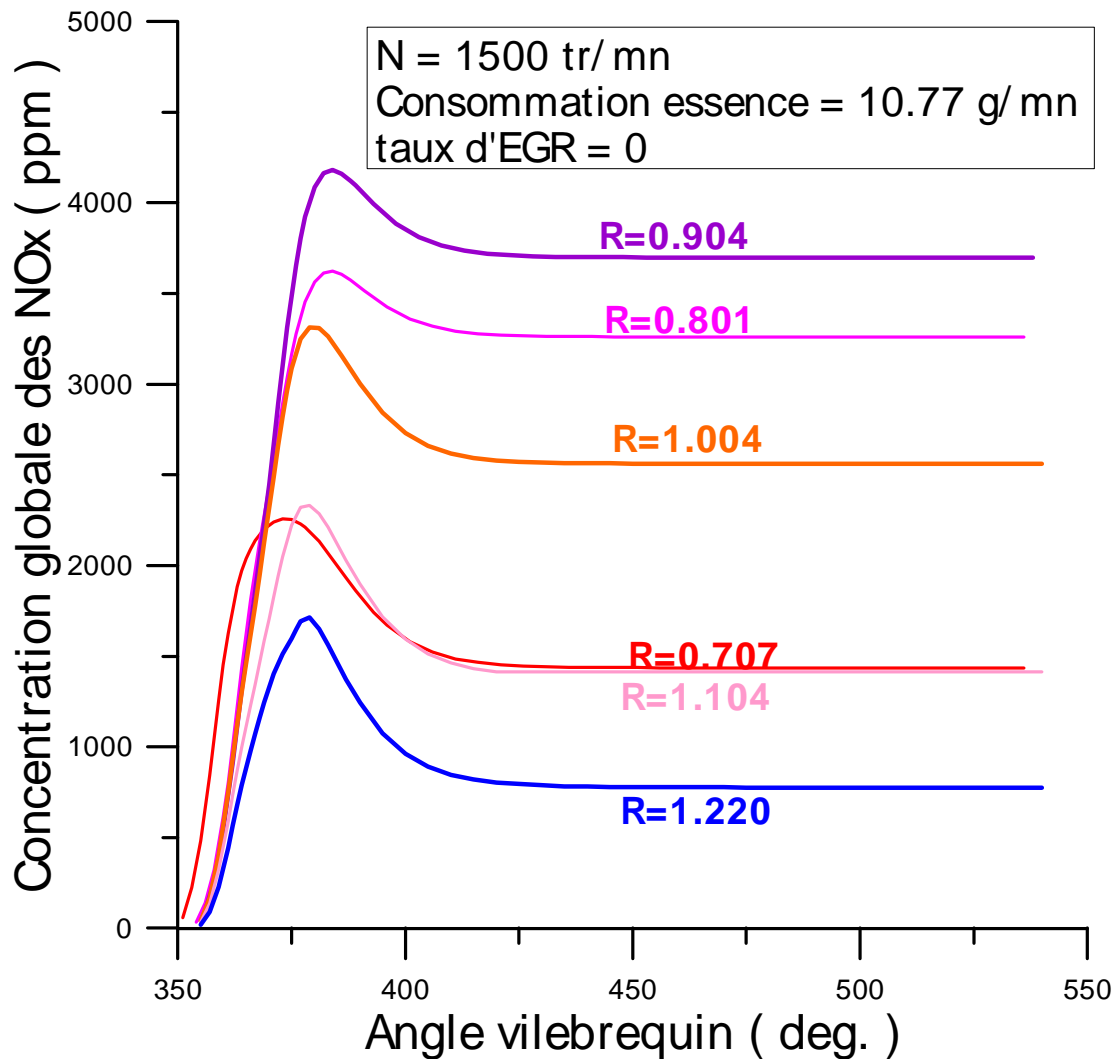


Fig.64 : Variation de la concentration globale des NOx (dans les 10 zones) en fonction de l'angle vilebrequin pour différentes richesses du mélange carburé

Interprétation des résultats

Avant de valider notre modèle multizone en terme d'émissions des NOx, on procède tout d'abord à une comparaison de la pression moyenne mesurée (la moyenne de 100 cycles consécutifs) avec la pression simulée par le modèle 0D. Les figures (30,31,..., 37,38) représentent la comparaison entre le cycle moyen de pression mesurée et le cycle de pression simulée par notre modèle 0D pour des richesses allant de $f = 0.7 \div 1.22$. La concordance entre la pression mesurée et celle simulée par notre modèle et ce pour différentes richesses est très acceptable.

Une fois la comparaison de la pression est effectuée, on procède ensuite à la comparaison des émissions des NOx mesurées avec celles simulées par le modèle multizone développé. La figure (39) représente la comparaison des NOx mesurées avec ceux calculés. Comme on peut le voir clairement sur cette figure et sur le tableau.2, Avec l'augmentation de la richesse ($0.7 \leq f < 0.85$) la concentration des NOx augmente d'abord (cette augmentation est due essentiellement à l'accroissement de la concentration de l'oxygène dans le mélange carburé) passe par un maximum de 3638 ppm relativement à une richesse $f = 0.85$, ensuite elle diminue par suite de la diminution de la température maximale de combustion.

Tableau.2: Comparaison entre la concentration des NOx mesurés et ceux calculés pour différentes richesses du mélange carburé.

Richesse <i>f</i>	0.70	0.75	0.80	0.85	0.90	0.95	1.00	1.11	1.22
NOx (ppm) mesurés	1029	1964	3143	3638	3475	3236	2255	1341	705
NOx (ppm) calculés	1435	2140	3260	3842	3698	3512	2562	1412	775

DEUXIEME SERIE D'ESSAI:

Influence du régime sur le déroulement du cycle moteur et sur la formation des NOx:

Objectif des essais :

Etude de l'influence du régime sur le couple, le rendement, le déroulement du cycle réel du moteur et sur la formation des polluants et en particulier les NOx.

Les mesures effectuées :

Pour une avance à l'allumage de 25° avant P.M.H et une richesse constante (0.840), on a étudié l'influence du régime (on a réalisé 5 points de mesure) sur les caractéristiques de fonctionnement du moteur et sur la formation des polluants et en particulier les NOx.

Les résultats expérimentaux des essais sont regroupés dans le tableau 2.

Tableau.2: Tableau regroupant les résultats expérimentaux de l'influence du régime (5 points d'essais) sur les performances et sur la formation des polluants du moteur testé.

N°feuille:	Nom et Prénom:	Date :	Moteur :	Laboratoire	Influence
2	OUKSEL.Tayeb	08/02/2005	4JS	: LME	du régime
N (tr/mn)	1000	1250	1500	1750	2000
Avance (°)	25	25	25	25	25
P.air.adm (mbar)	604.0	600.0	595.0	583.0	571.0
Débit air adm (g/mn)	105.0	136.6	167.6	199.0	229.0
Press inj (bar)	2.46	2.48	2.47	2.45	2.43
T inj (ms)	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0
Temp air adm (°C)	26.7	26.9	27.9	27.6	26.8
Conso ess (g/mn)	7.15	8.96	10.77	12.62	14.24
Temp ess(°C)	30.20	29.20	28.80	28.00	27.70
Couple (N.m)	9.90	10.20	10.20	9.80	9.25
Temp	369.0	441.0	468.0	525.0	548.0

échap (°C)					
Press échap (mbar)	1016.0	1015.0	1015.0	1015.0	1018.0
PMF moy(bar)	1.41	1.43	1.47	1.58	1.65
PME moy(bar)	2.49	2.56	2.56	2.46	2.32
PMI moy(bar)	3.90	3.99	4.03	4.04	3.97
PMI HP(bar)	4.38	4.41	4.35	4.41	4.38
PMI BP (bar)	-0.29	-0.32	-0.33	-0.36	-0.41
Covariance PMI (%)	0.83	0.97	1.24	1.95	2.11
Pres max (bar)	26.77	25.23	23.38	21.93	20.52
Sig Pmax (bar)	1.76	1.97	1.99	2.17	1.99
Alfa Pmax (°)	14.15	15.80	17.42	18.84	19.57
Sig Alfa Pmax (°)	1.69	1.98	1.93	2.18	1.91
CO (ppm)	773	834	902	1002	1174
CO2 (%)	12.60	12.50	12.67	12.65	12.64
CO2 EGR (%)	0.040	0.040	0.040	0.040	0.040
HC (ppm)	1020	1028	1010	709	621
O2 (%)	3.93	4.04	3.84	3.85	3.87
NOx (ppm)	3594	3220	2917	2632	2222
Tension UEGO (V)	3.200	3.200	3.200	3.200	3.200
Richesse baie	0.839	0.834	0.843	0.840	0.840
Excès d'air H/C	1.192	1.199	1.186	1.190	1.191
Taux EGR massique	1.990	2.000	1.980	1.980	1.980
Fichier rapide	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Nombre de tours de la vanne d' EGR	N1000r0.85aa25 0	N1250r0.85aa25 0	N1500r0.85aa25 0	N1750r0.85aa25 0	N2000r0.85aa25 0

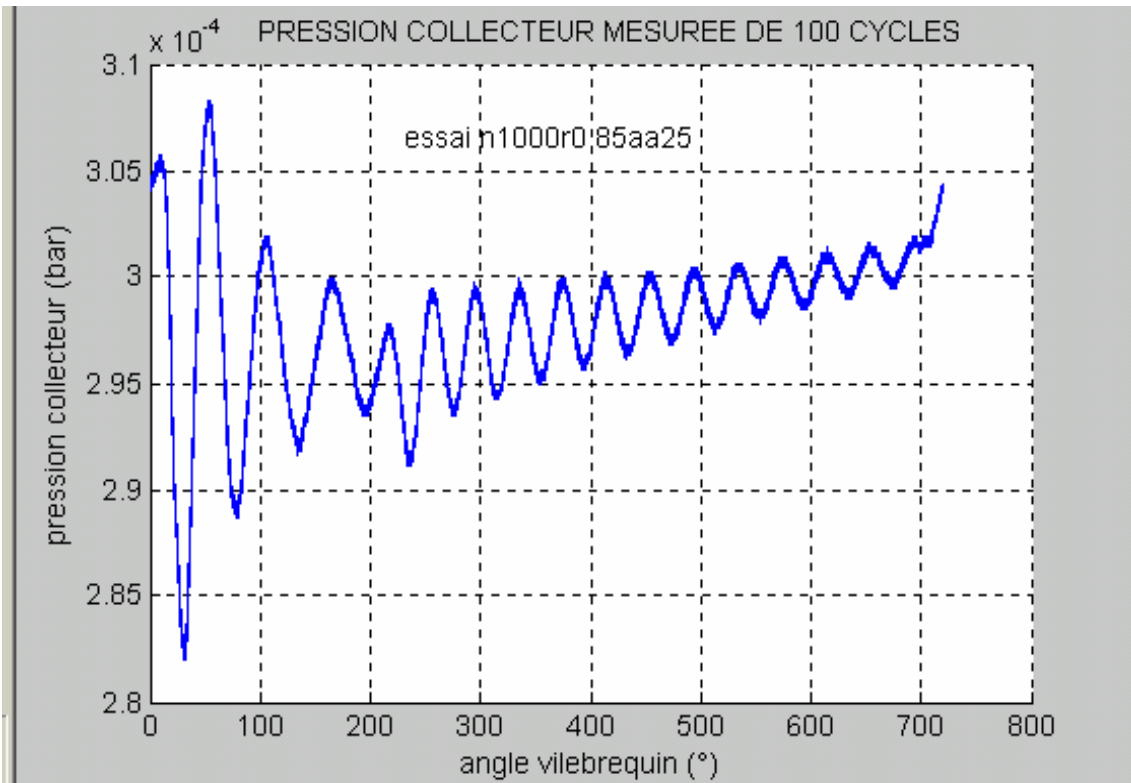


Fig.65: Variation de la pression dans le collecteur d'admission en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai n1000r0.85aa25.

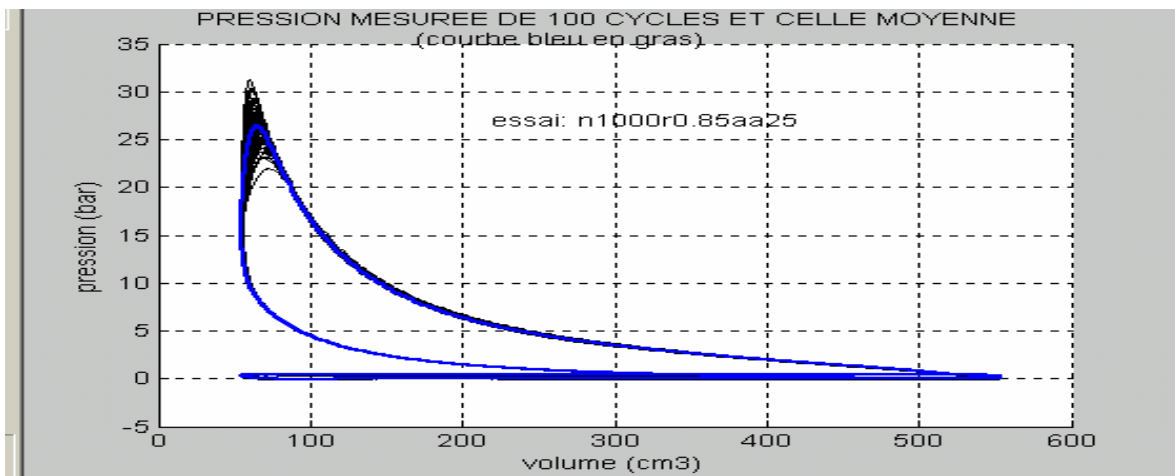


Fig.66: Variation de la pression dans le cylindre en fonction du volume pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai n1000r0.85aa25.

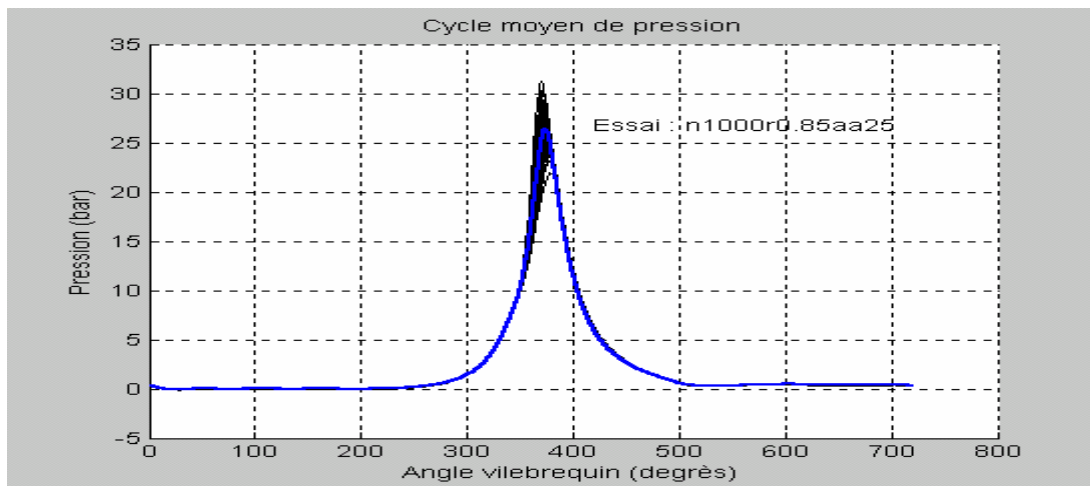


Fig.67: Variation de la pression moyenne dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai n1000r0.85aa25.

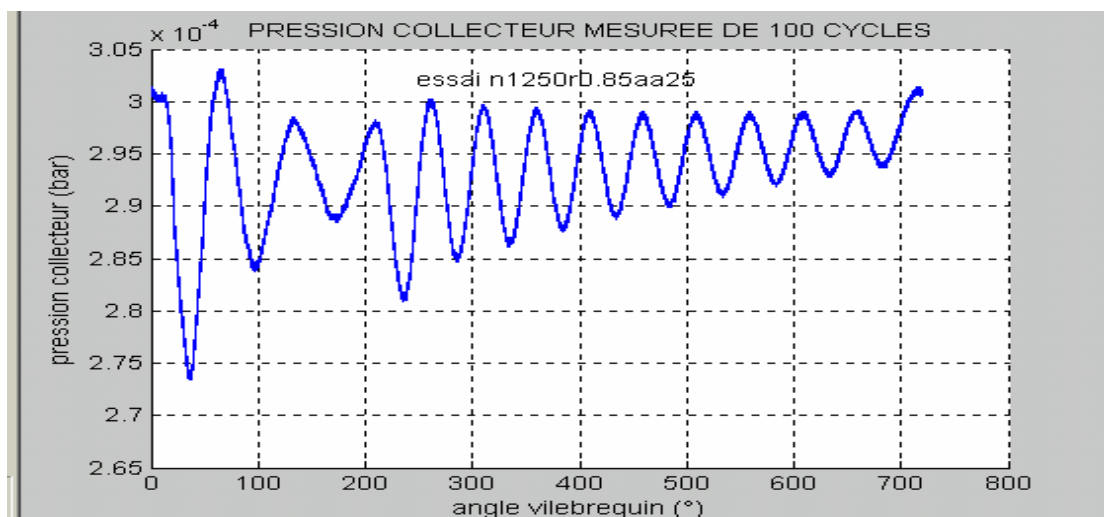


Fig.68: Variation de la pression dans le collecteur d'admission en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai n1250r0.85aa25.

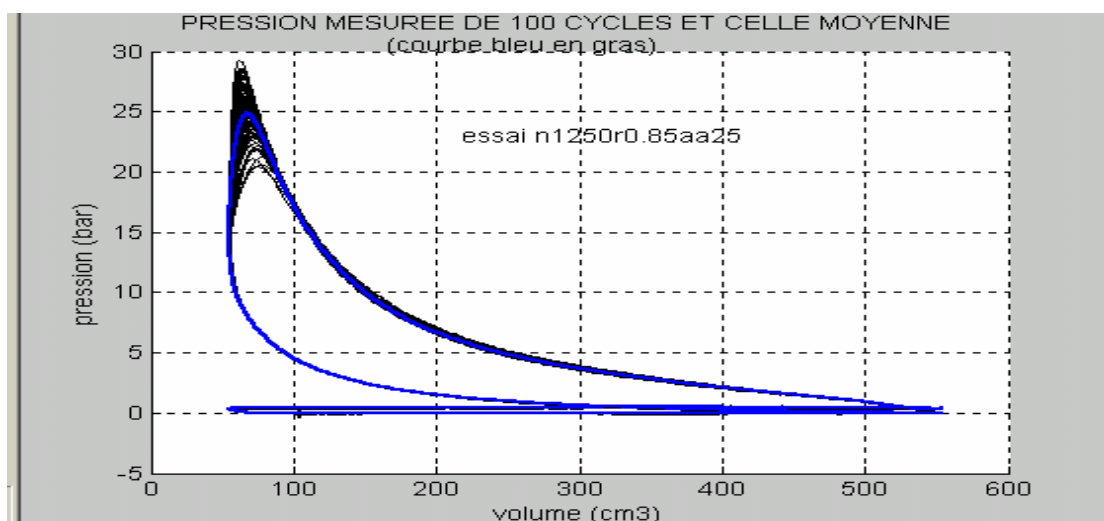


Fig.69: Variation de la pression dans le cylindre en fonction du volume pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai n1250r0.85aa25.

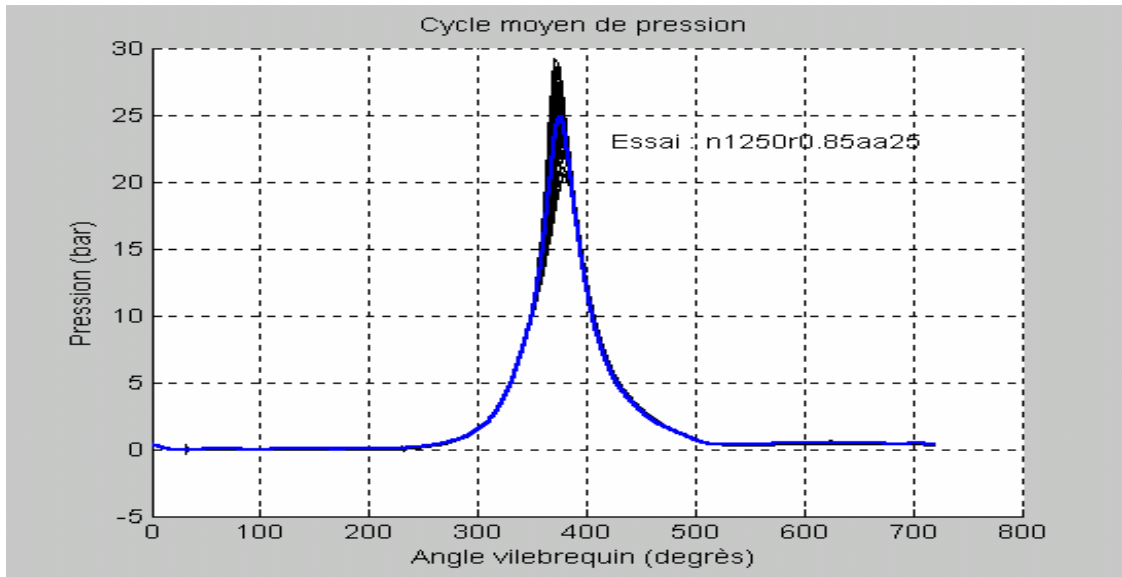


Fig.70: Variation de la pression moyenne dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai n1250r0.85aa25.

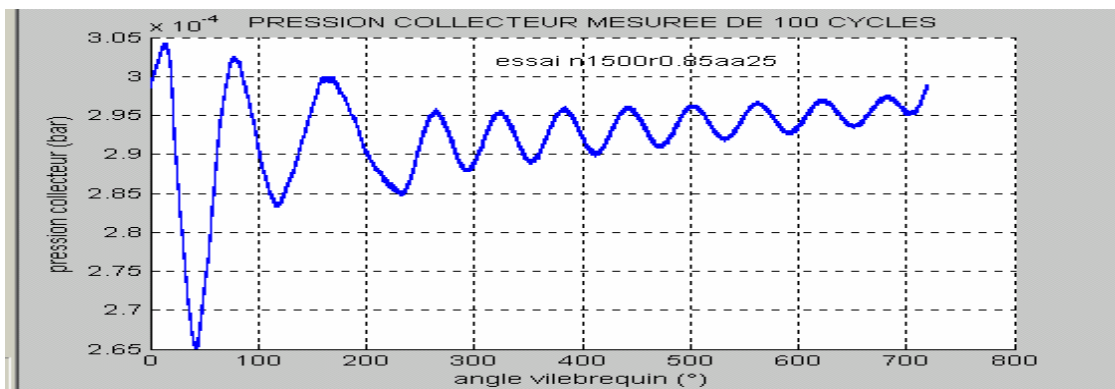


Fig.71: Variation de la pression dans le collecteur d'admission en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai n1500r0.85aa25.

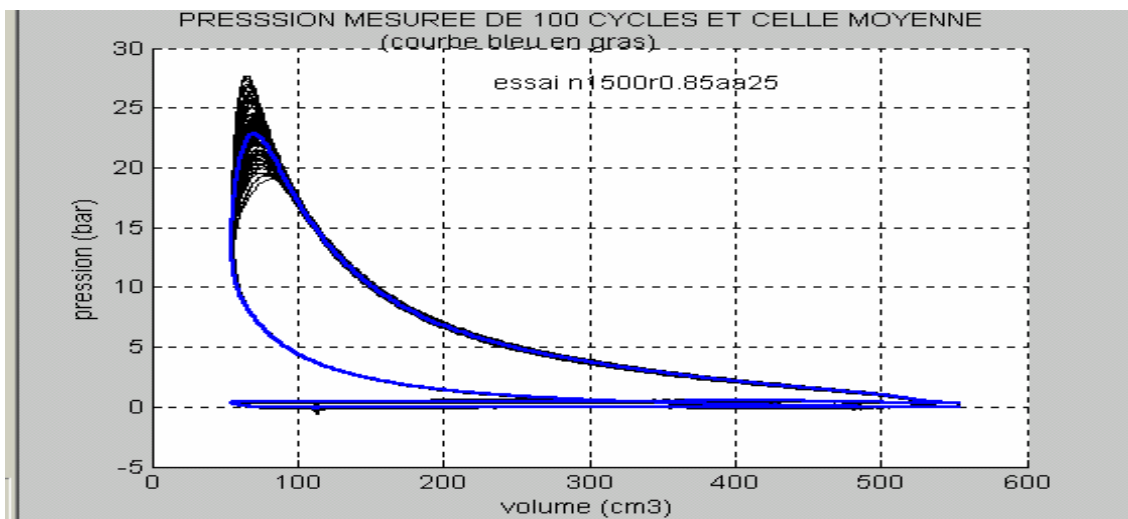


Fig.72: Variation de la pression dans le cylindre en fonction du volume pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai n1500r0.85aa25.

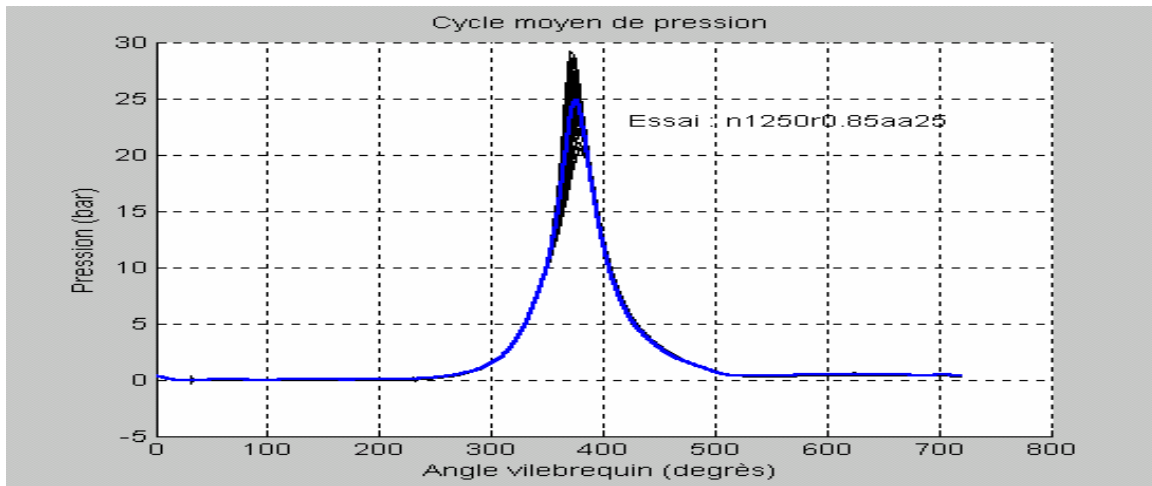


Fig.73:Variation de la pression moyenne dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai n1500r0.85aa25.

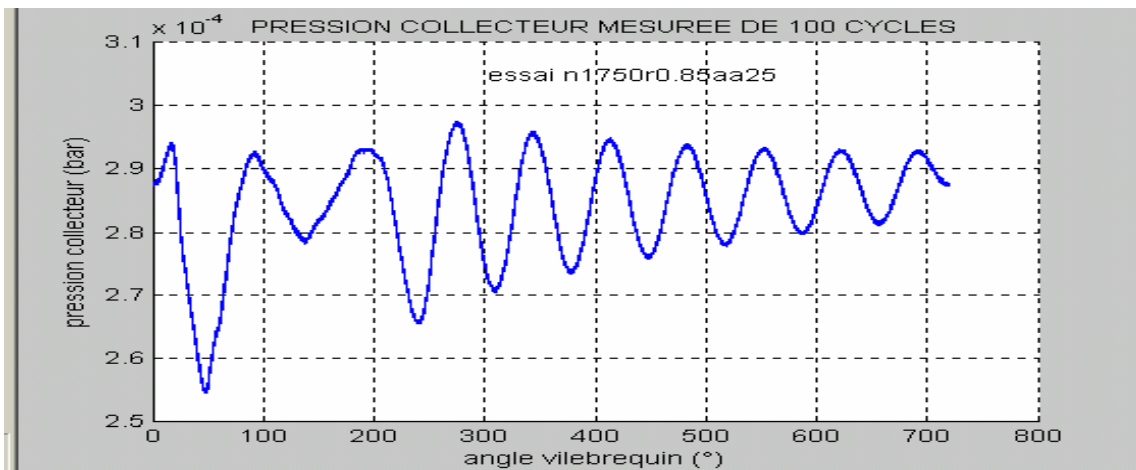


Fig.74:Variation de la pression dans le collecteur d'admission en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai n1750r0.85aa25.

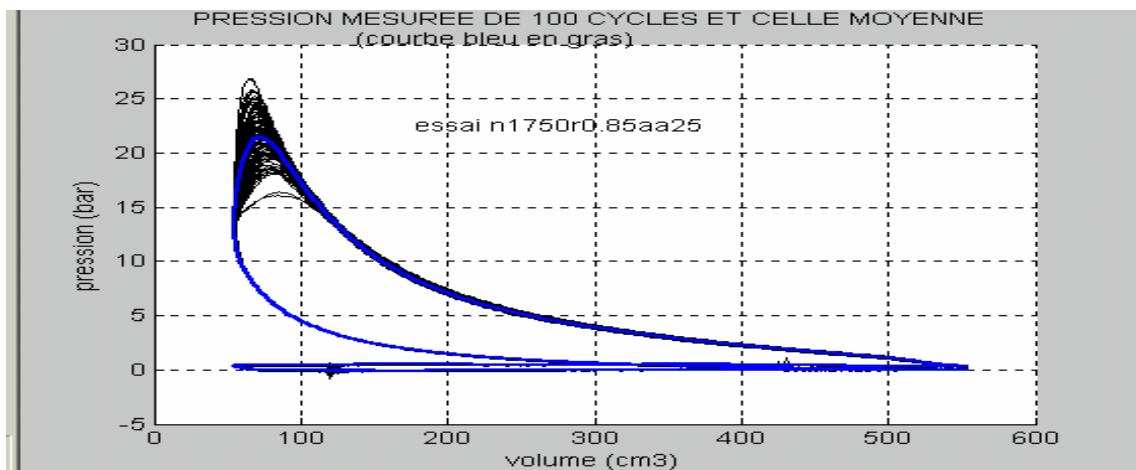


Fig.75:Variation de la pression dans le cylindre en fonction du volume pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai n1750r0.85aa25.

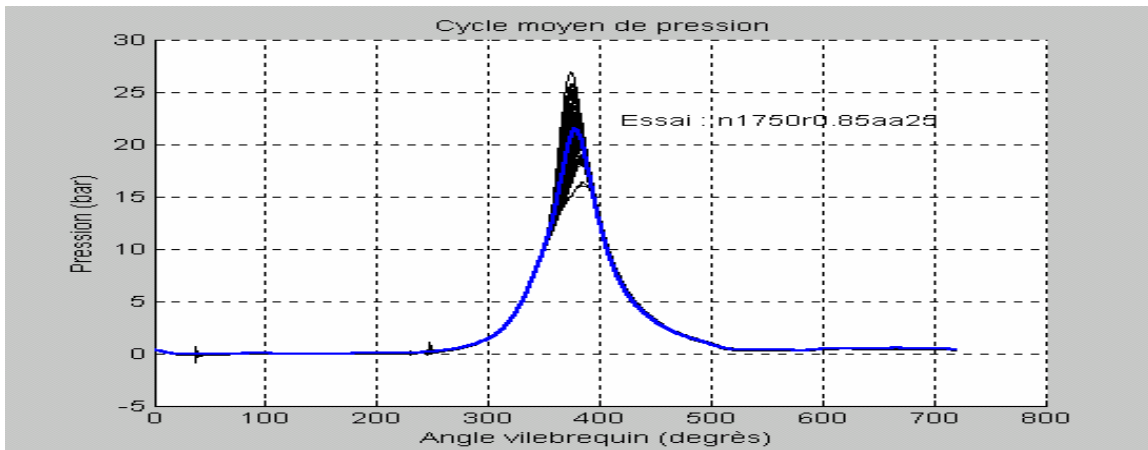


Fig.78:Variation de la pression moyenne dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai n1750r0.85aa25.

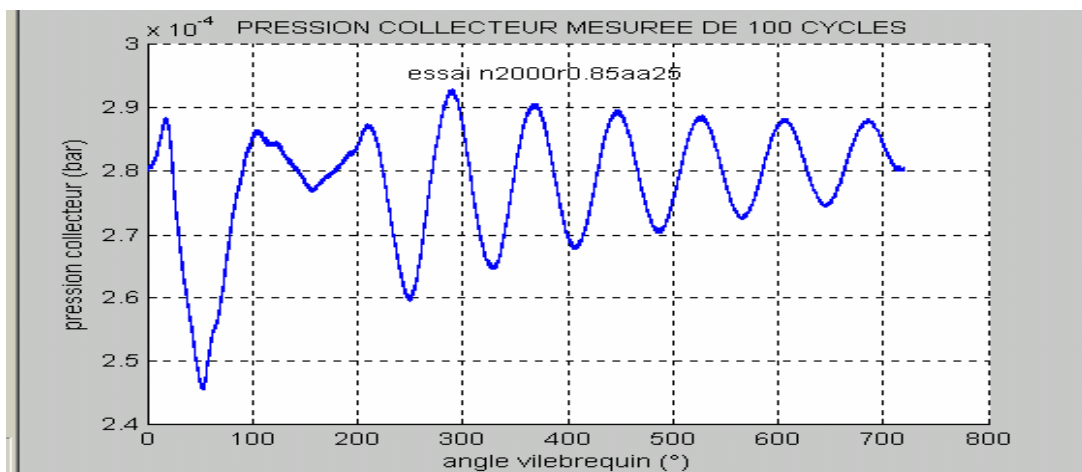


Fig.79:Variation de la pression dans le collecteur d'admission en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai n2000r0.85aa25.

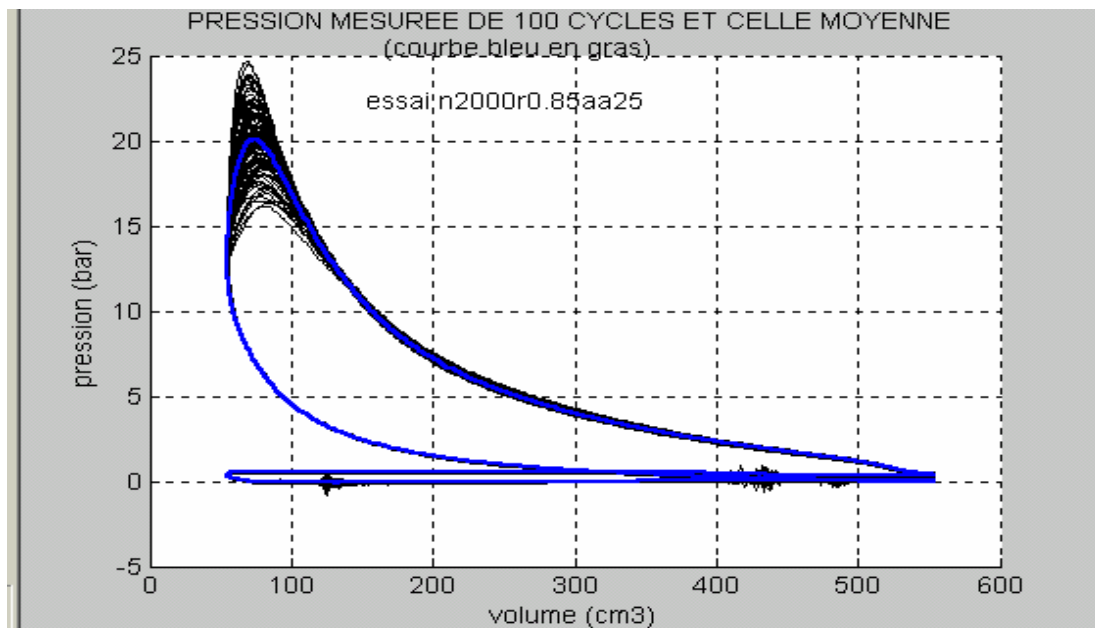


Fig.80:Variation de la pression dans le cylindre en fonction du volume pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai n2000r0.85aa25.

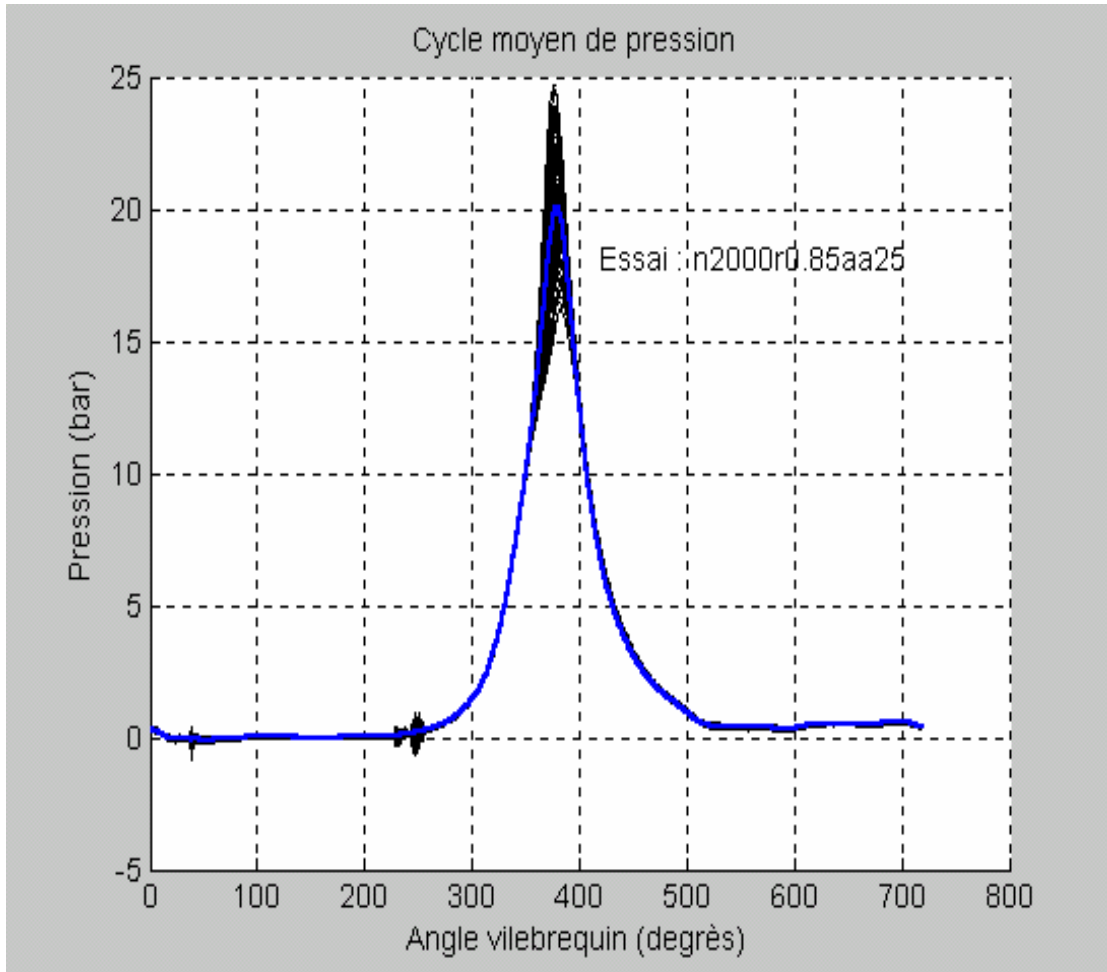


Fig.81:Variation de la pression moyenne dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai n2000r0.85aa25.

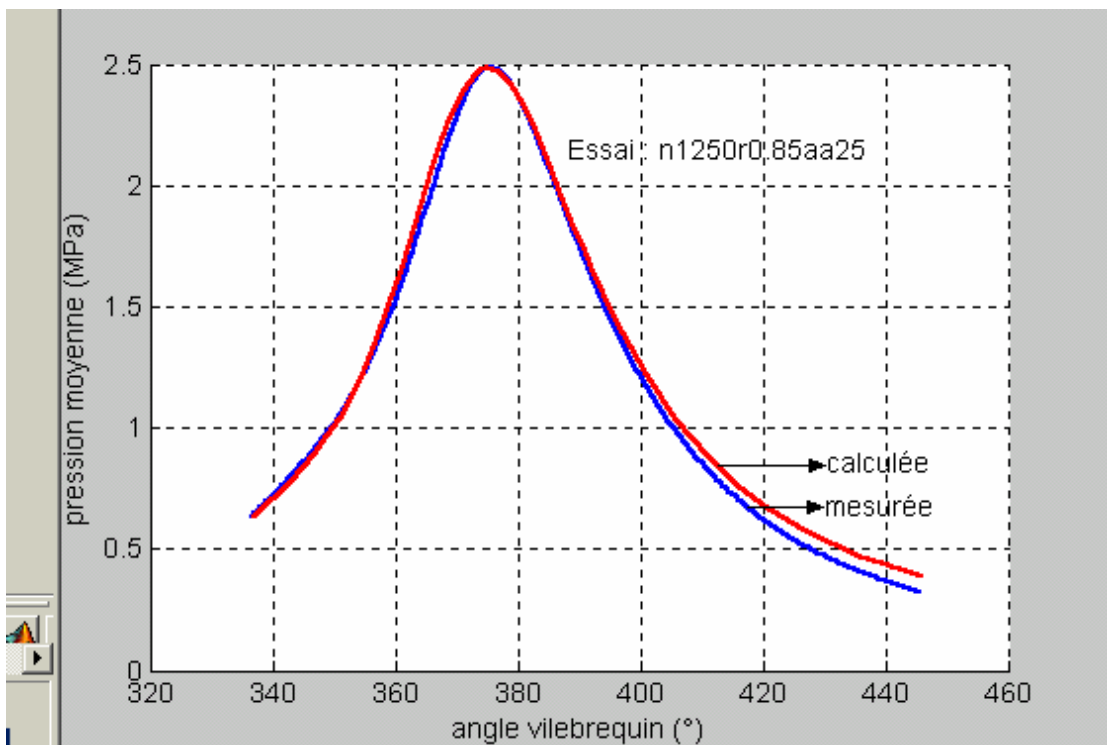


Fig.82 : Comparaison entre la pression moyenne mesurée et celle simulée relativement à l'essai : n1250r0.85aa25

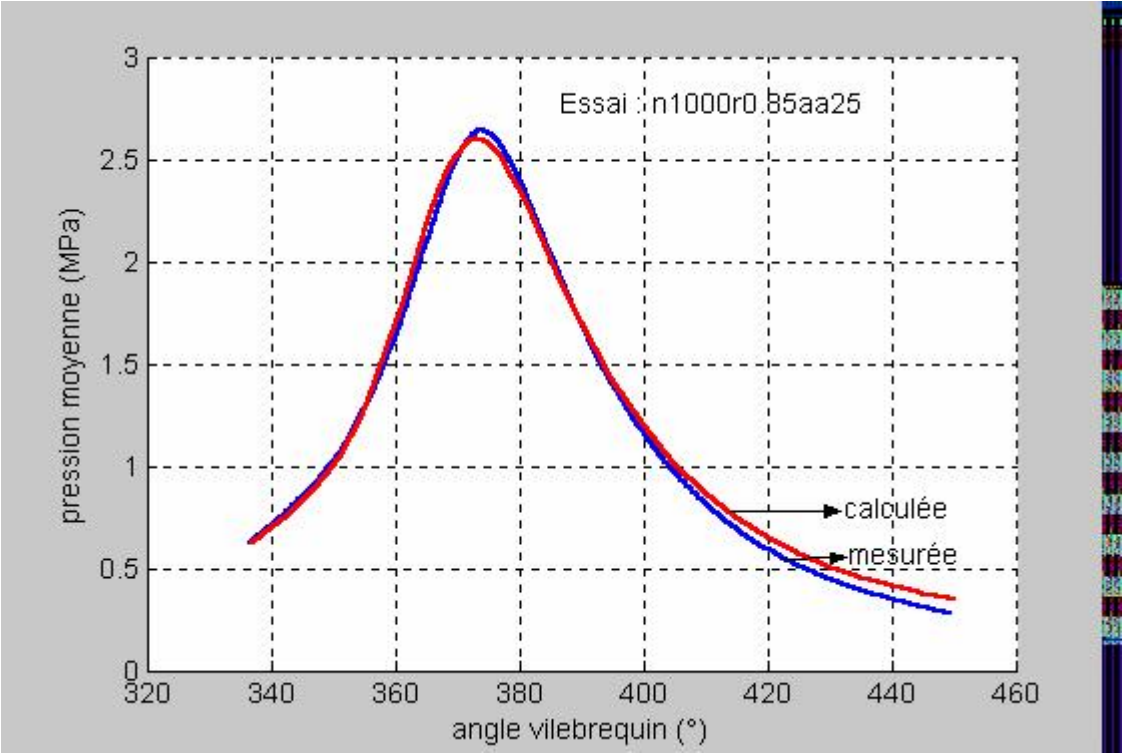


Fig.83 : Comparaison entre la pression moyenne mesurée et celle simulée relativement à l'essai : n1000r0.85aa25

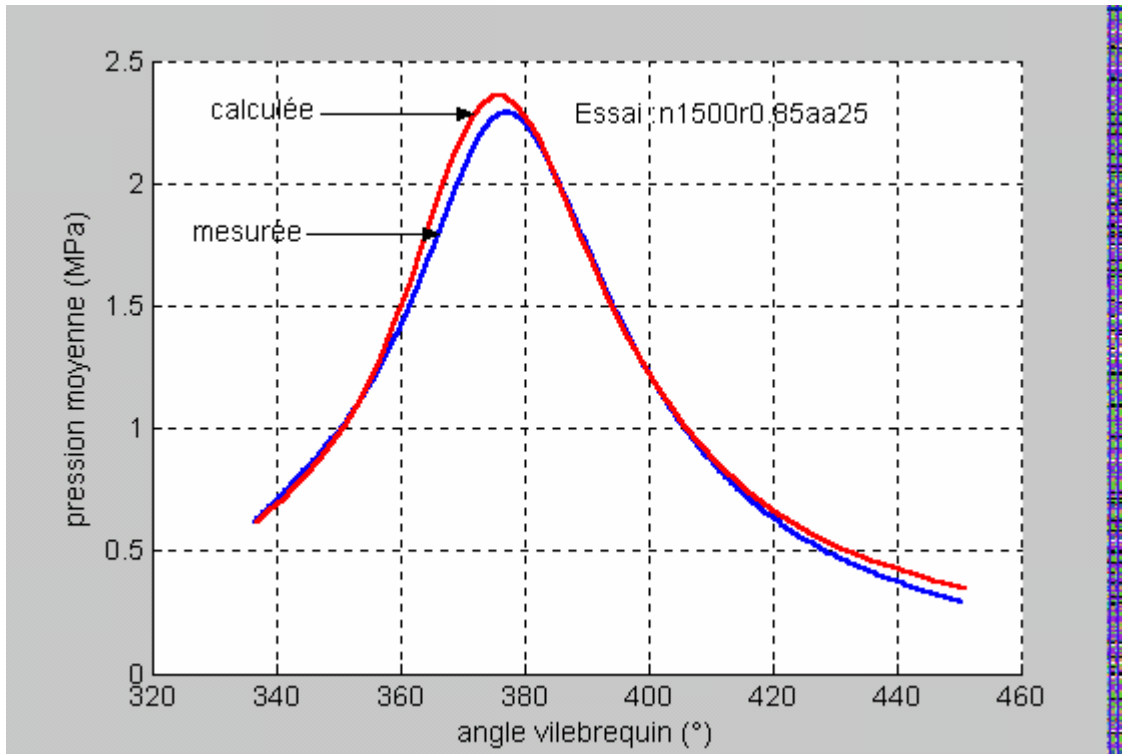


Fig.84 : Comparaison entre la pression moyenne mesurée et celle simulée relativement à l'essai : n1500r0.85aa25

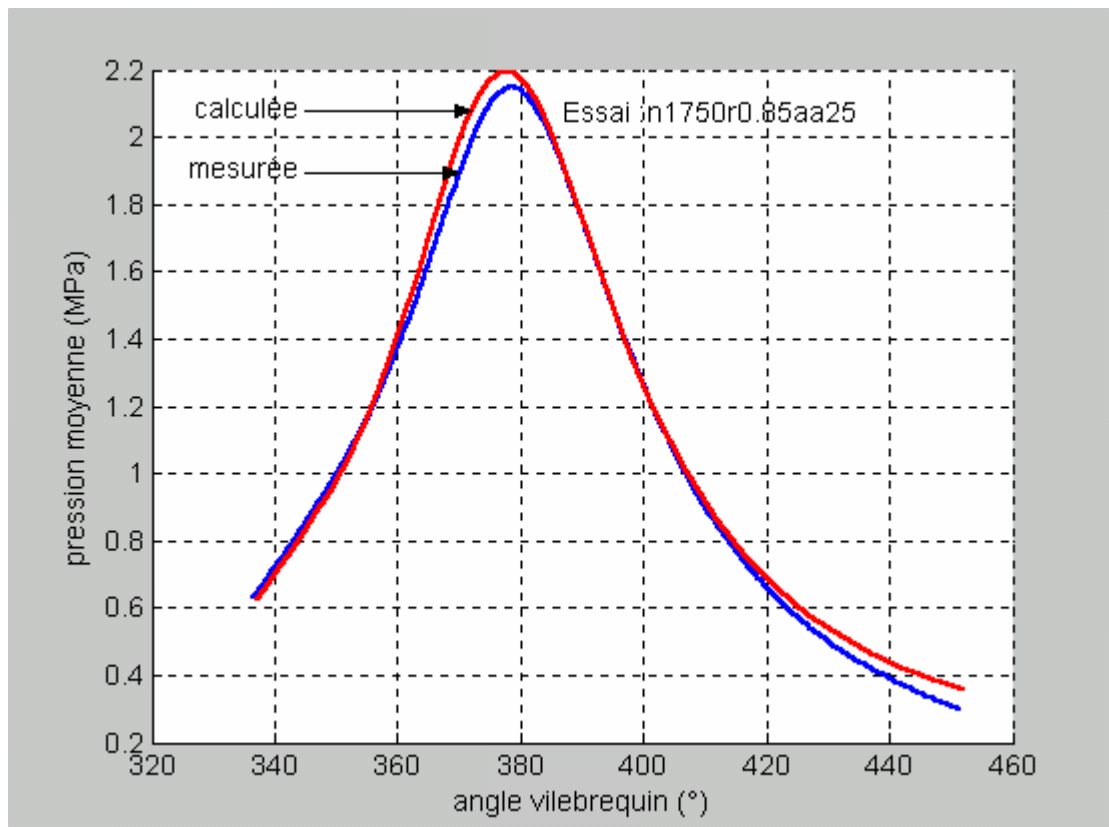


Fig.85 : Comparaison entre la pression moyenne mesurée et celle simulée relativement à l'essai : n1750r0.85aa25

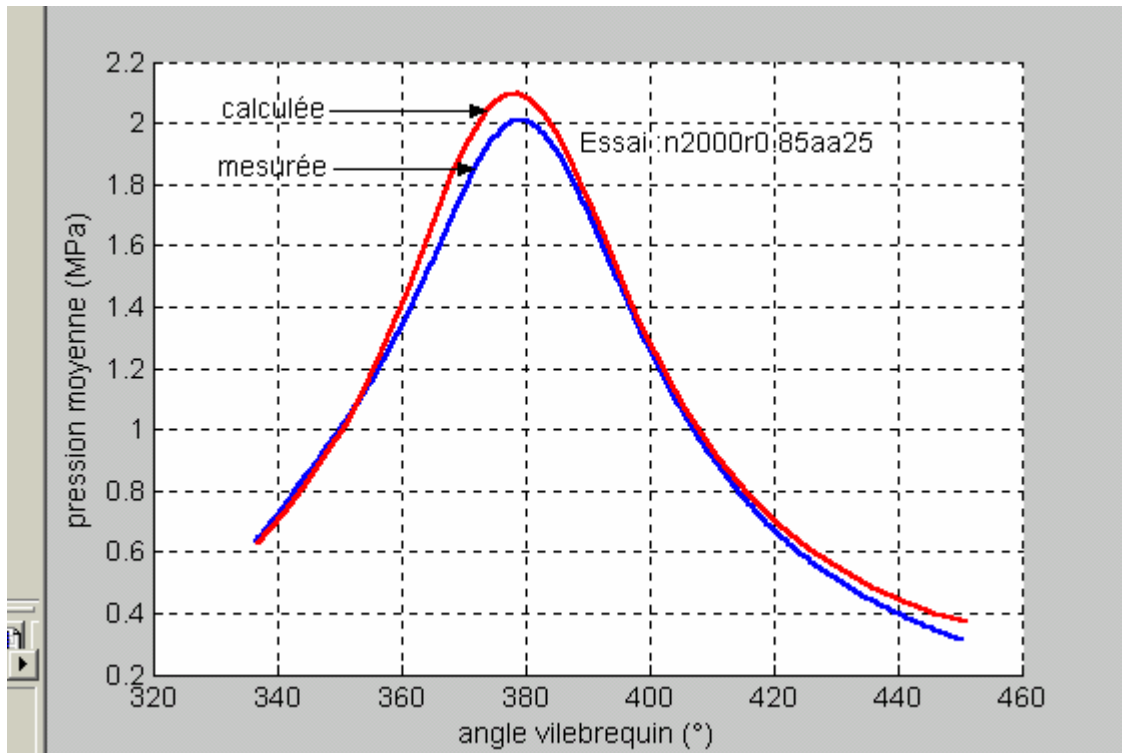


Fig.86 : Comparaison entre la pression moyenne mesurée et celle simulée relativement à l'essai : n2000r0.85aa25

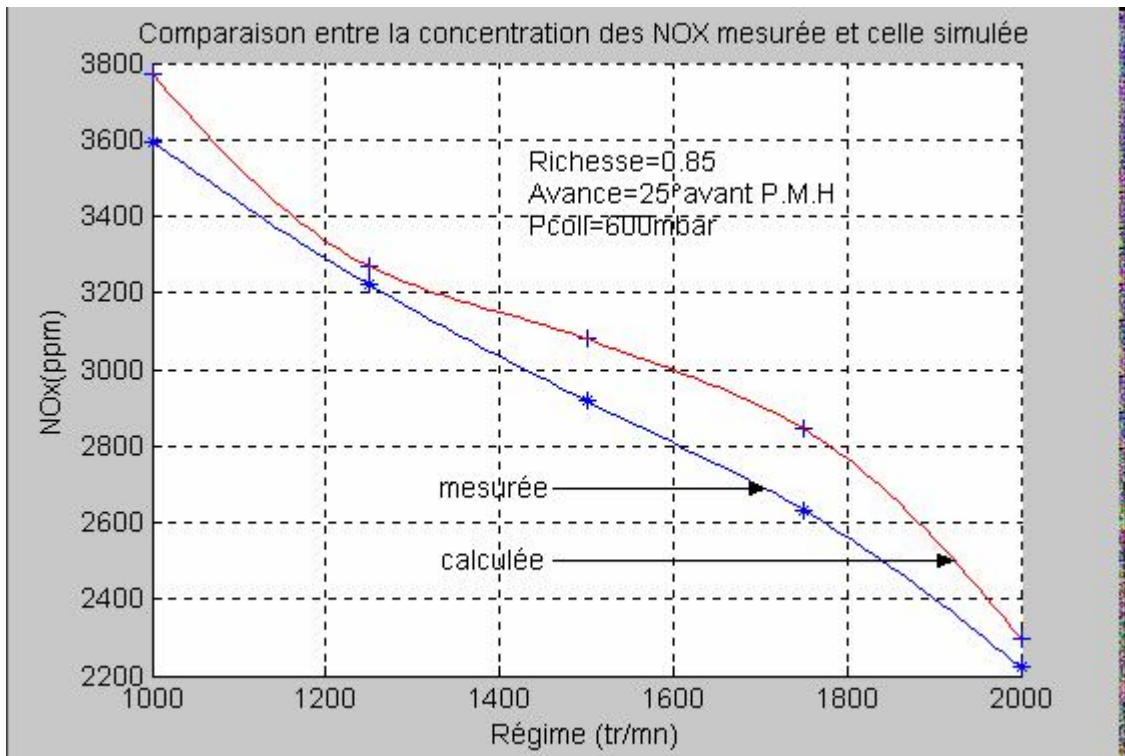


Fig.87 : Comparaison entre la variation de la concentration des NOx mesurée et celle simulée en fonction du régime

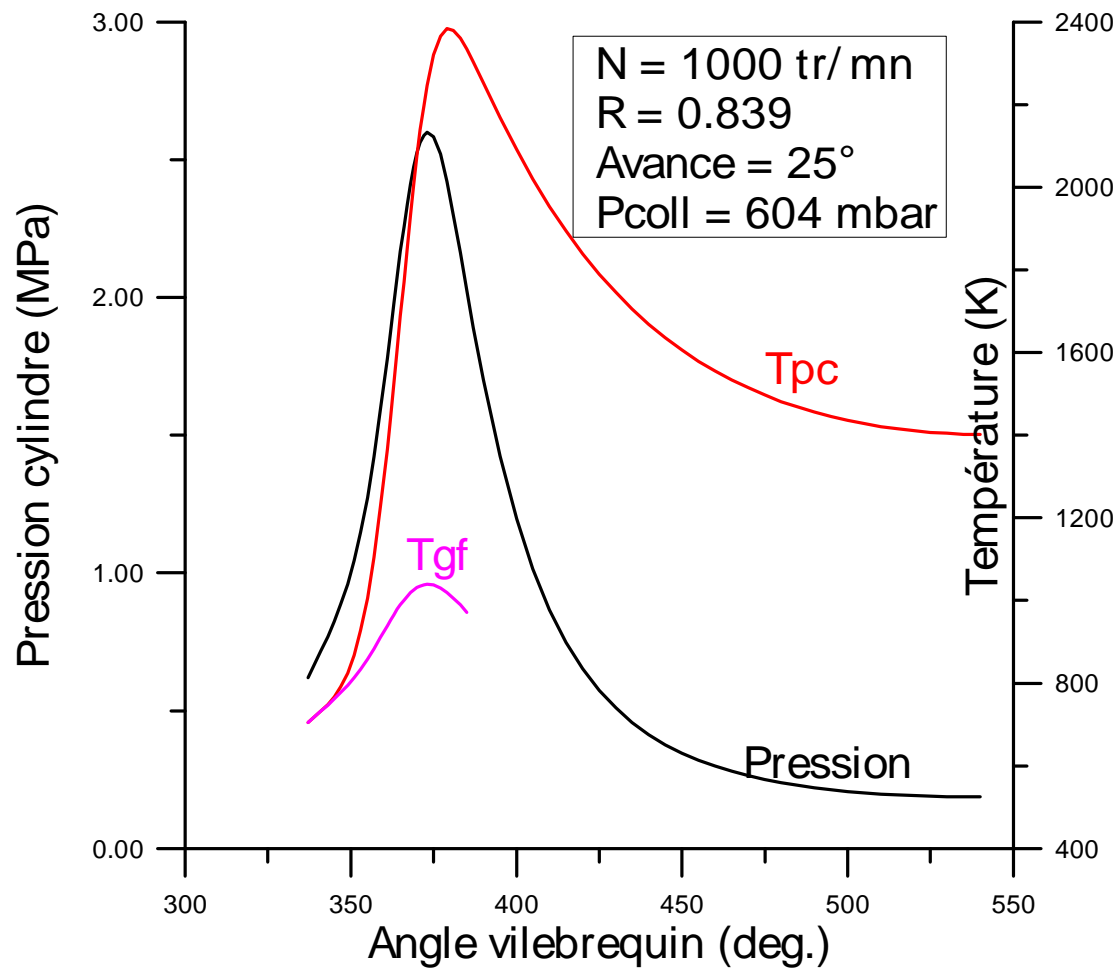


Fig.88 : Variation de la pression cylindre, de la température moyenne des gaz frais et celle des produits de combustion en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : n1000r0.85aa25

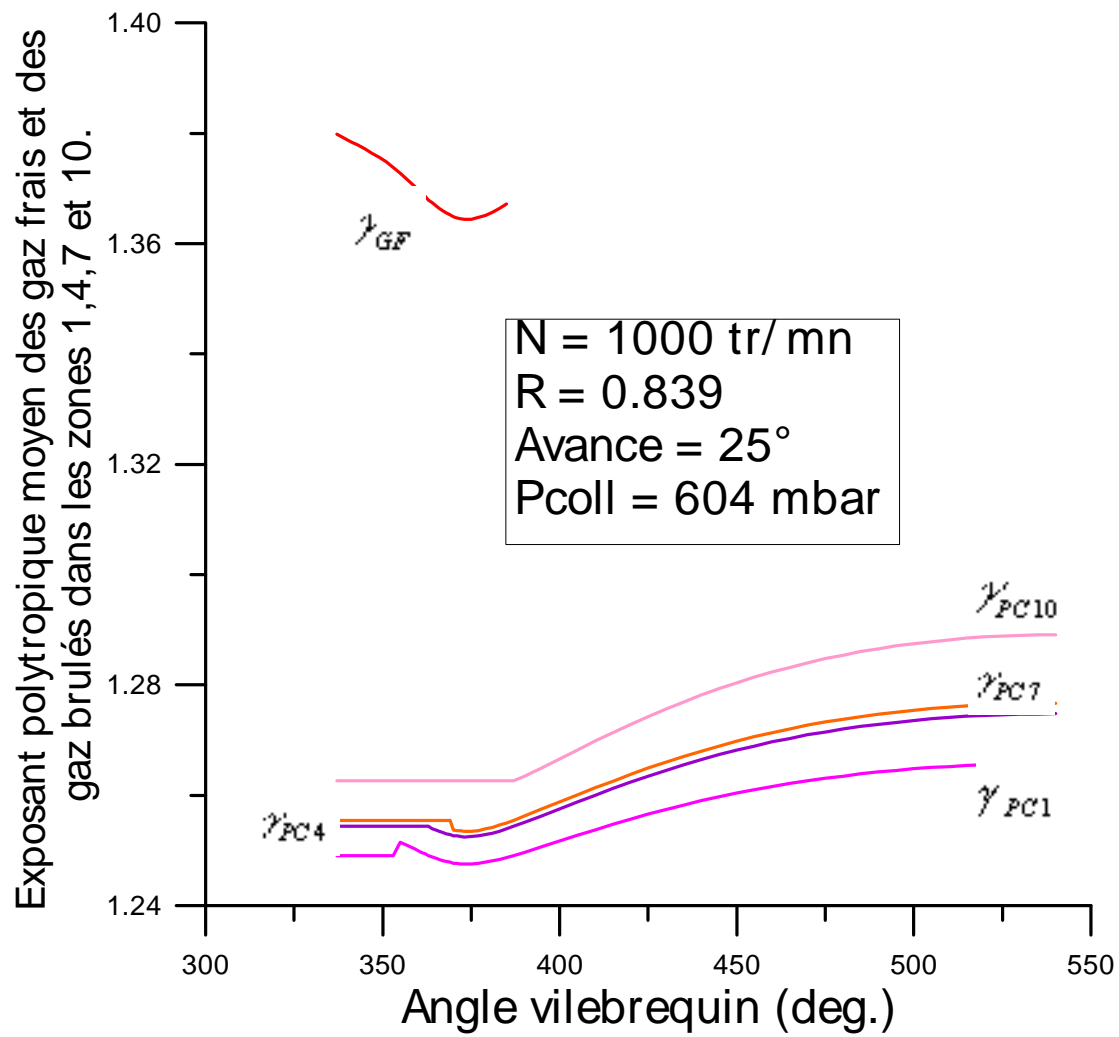


Fig.89 : Variation de l'exposant poly tropique moyen des gaz frais et des gaz brûlés dans les zones 1 , 4 , 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : n1000r0.85aa25

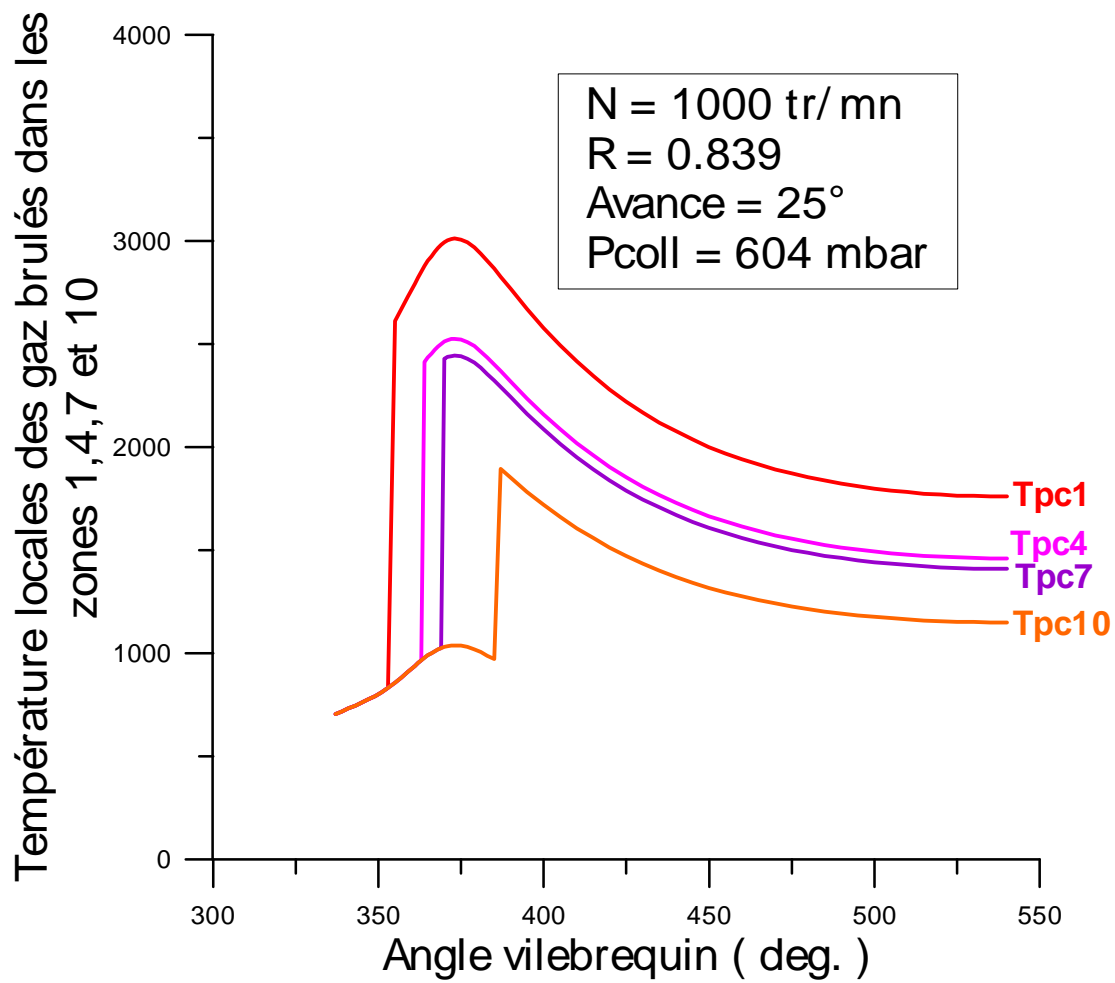


Fig.90 : Variation de la température locale des produits de combustion dans les zones 1, 4, 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : n1000r0.85aa25

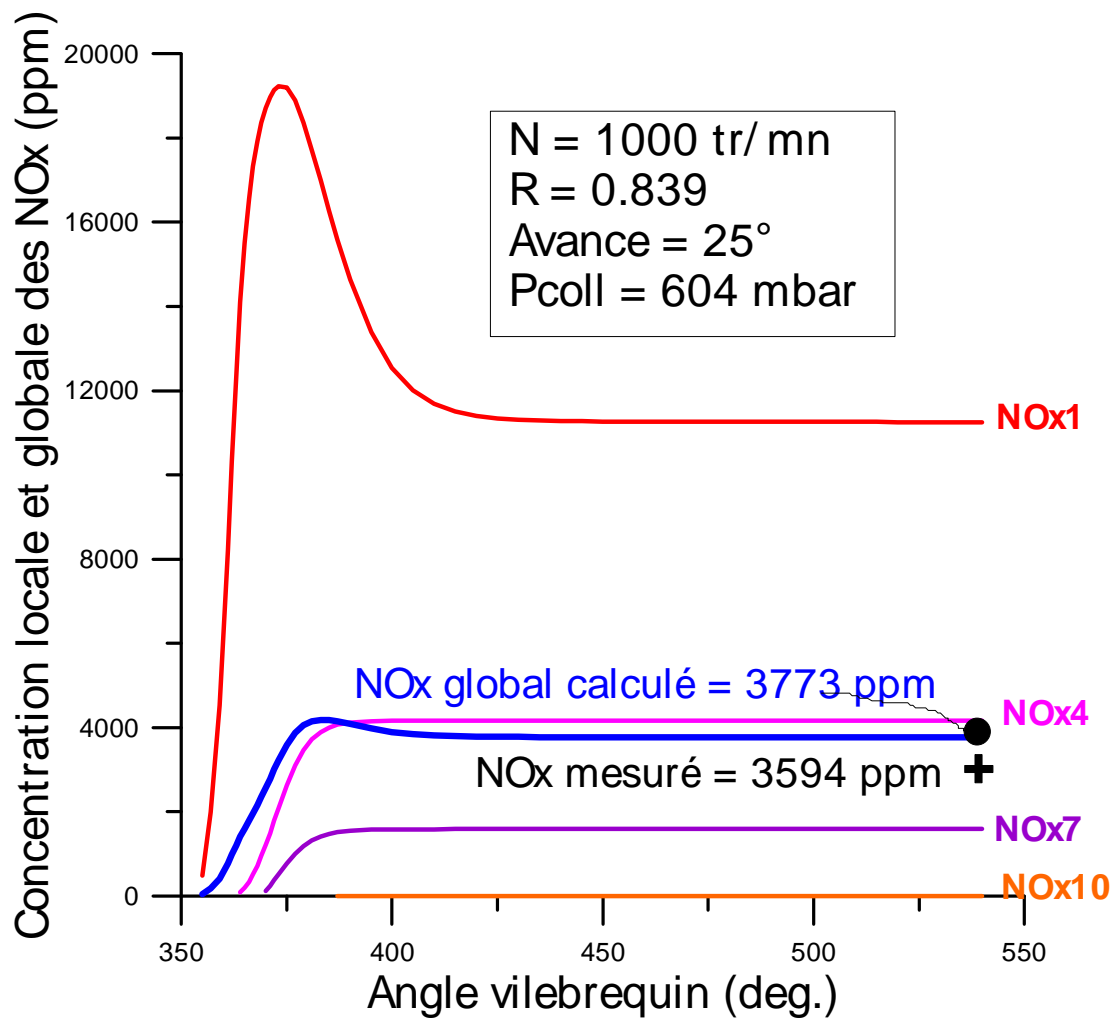


Fig.91 : Variation de la concentration globale des NOx (dans les 10 zones) et locale dans les zones 1, 4, 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : n1000r0.85aa25

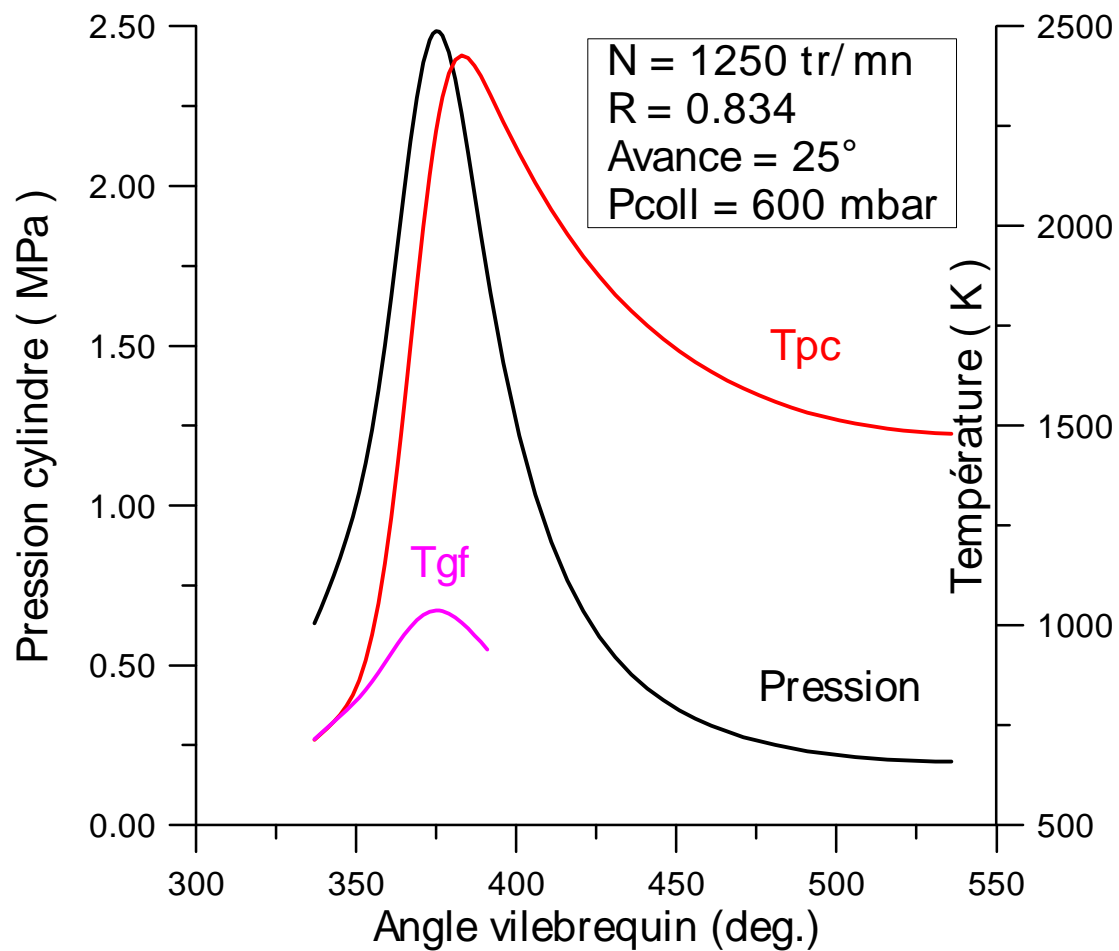


Fig.92 : Variation de la pression cylindre, de la température moyenne des gaz frais et celle des produits de combustion en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : n1250r0.85aa25

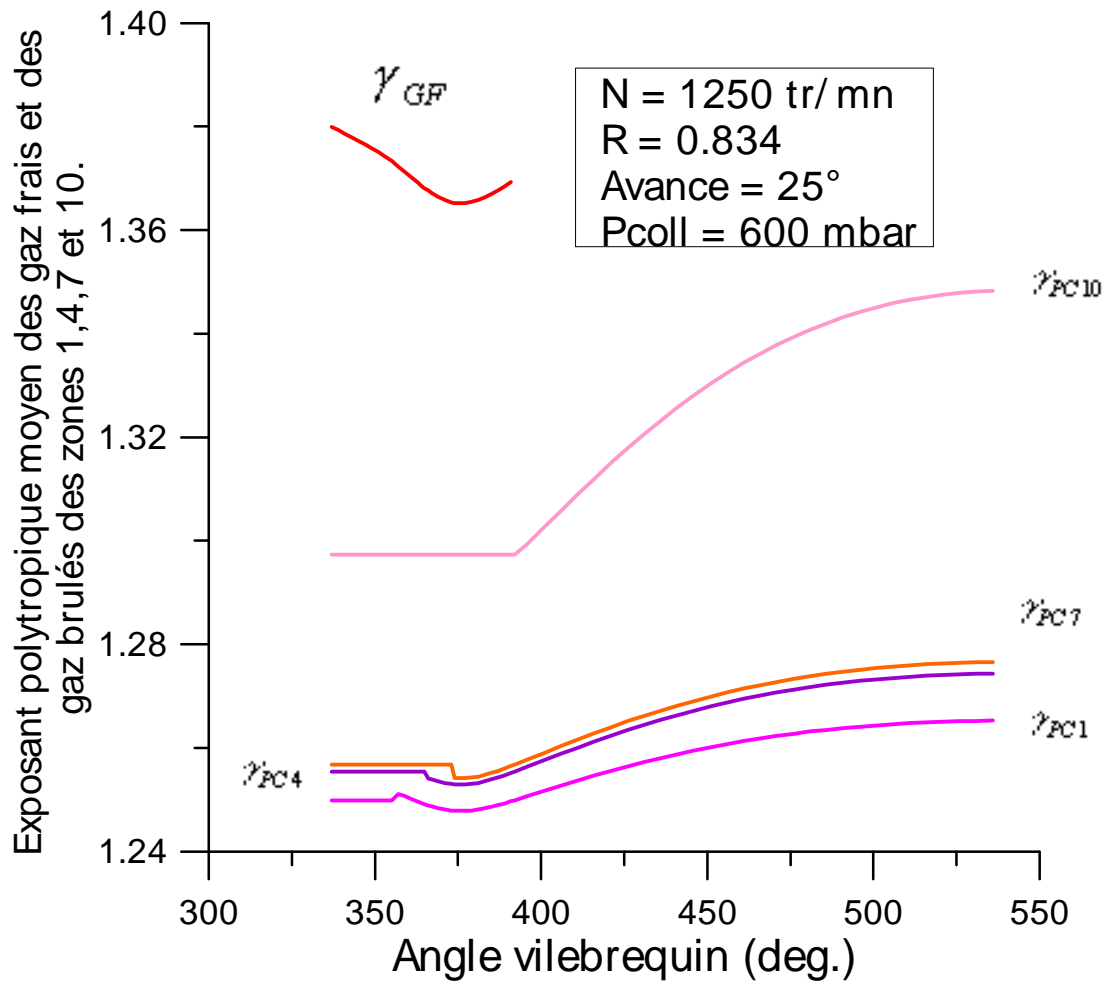


Fig.93 : Variation de l'exposant poly tropique moyen des gaz frais et des gaz brûlés dans les zones 1 , 4 , 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : n1250r0.85aa25

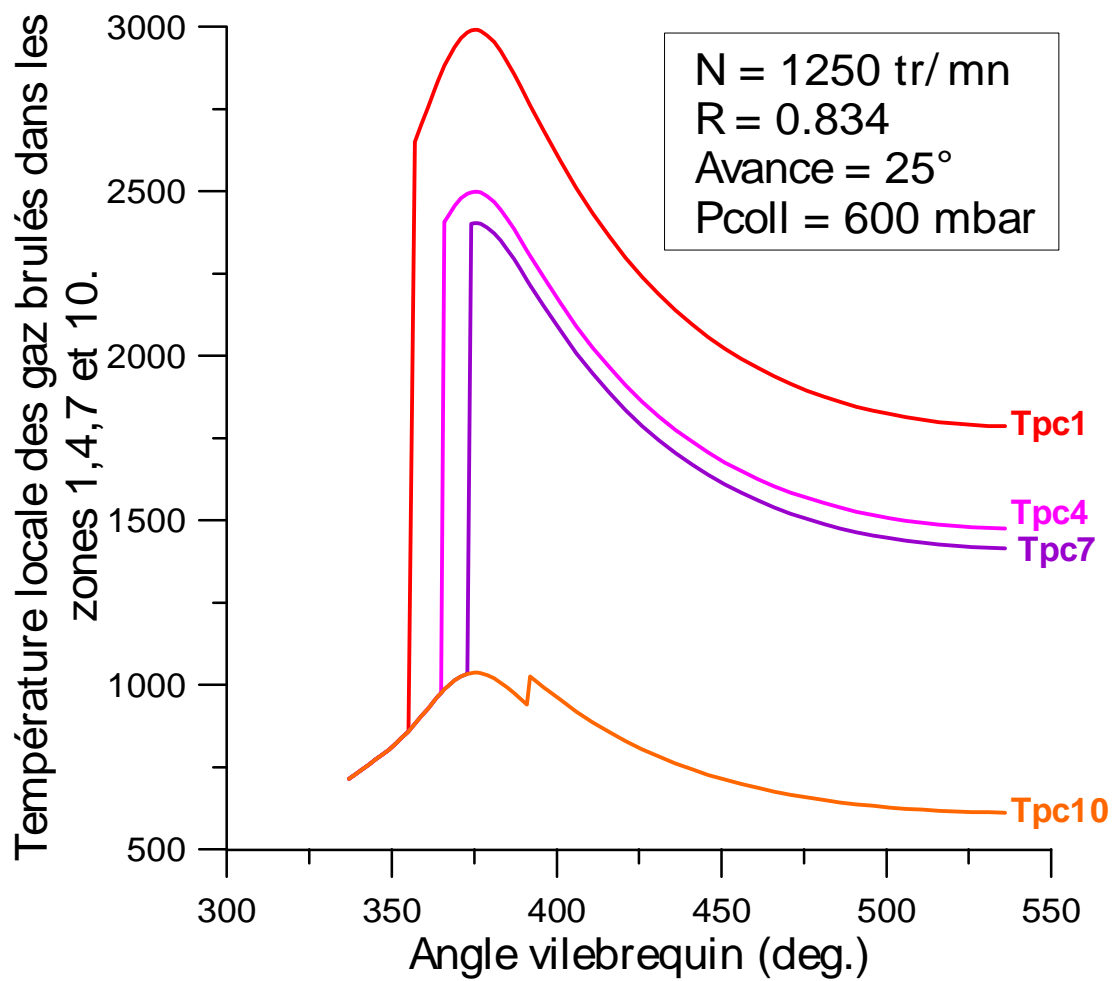


Fig.94 : Variation de la température locale des produits de combustion dans les zones 1, 4, 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : n1250r0.85aa25

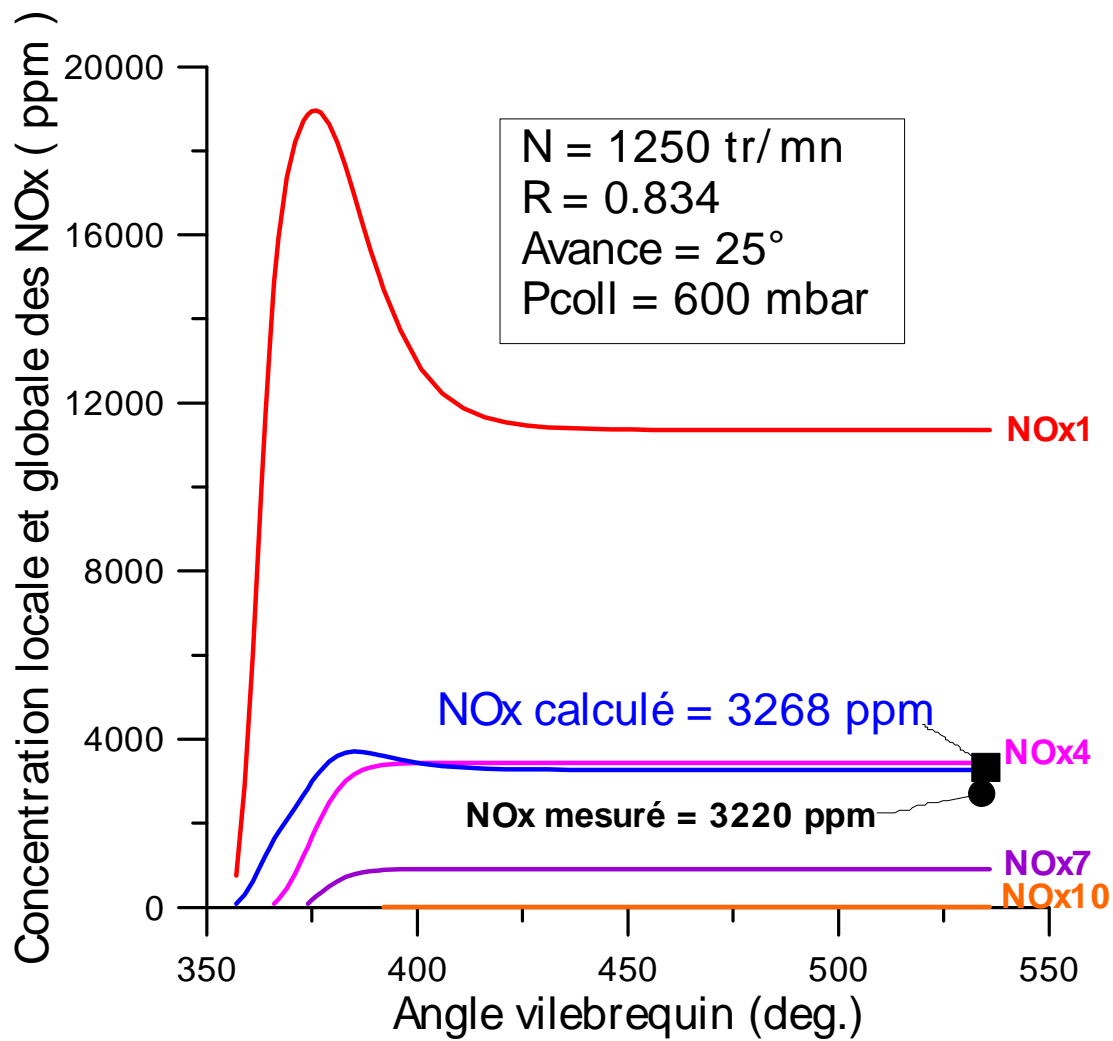


Fig.95 : Variation de la concentration globale des NOx (dans les 10 zones) et locale dans les zones 1, 4 ,7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : n1250r0.85aa25

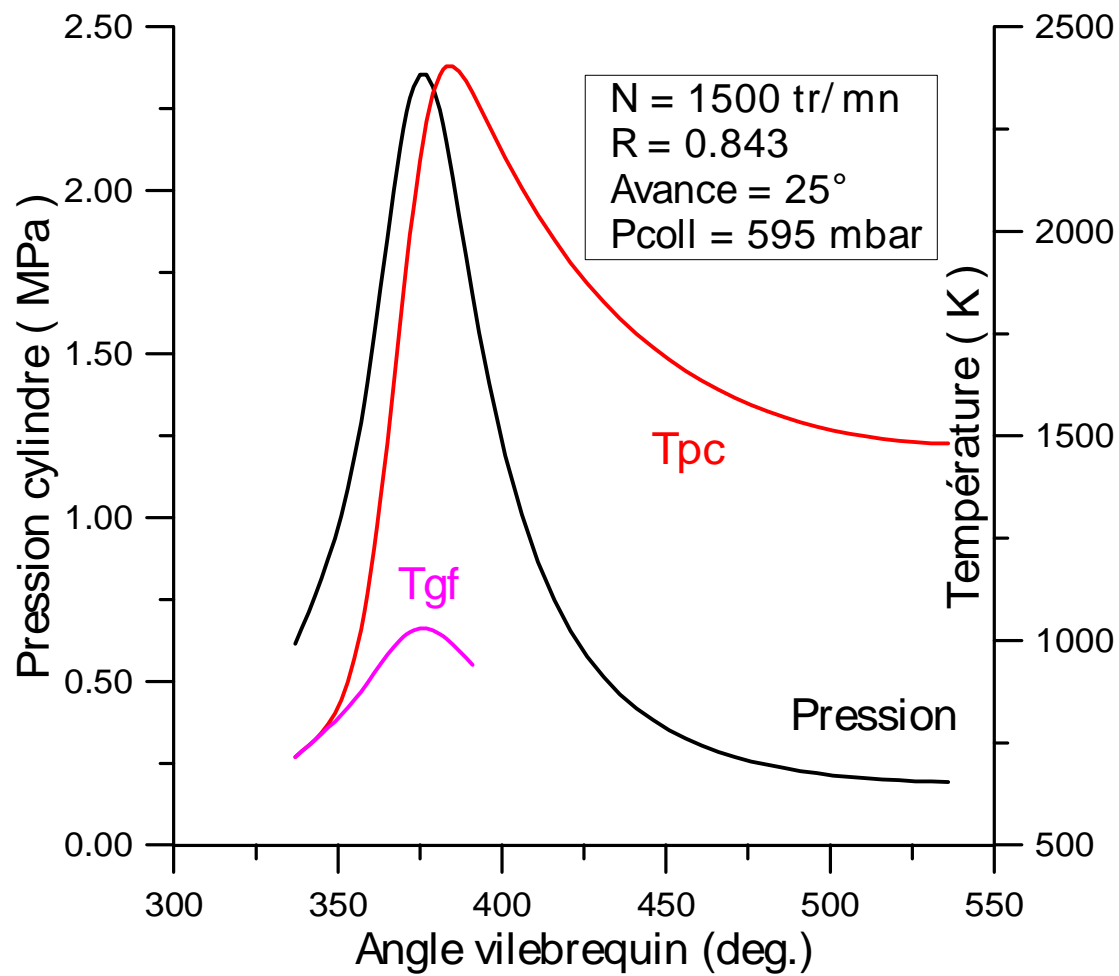


Fig.96 : Variation de la pression cylindre, de la température moyenne des gaz frais et celle des produits de combustion en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : n1500r0.85aa25

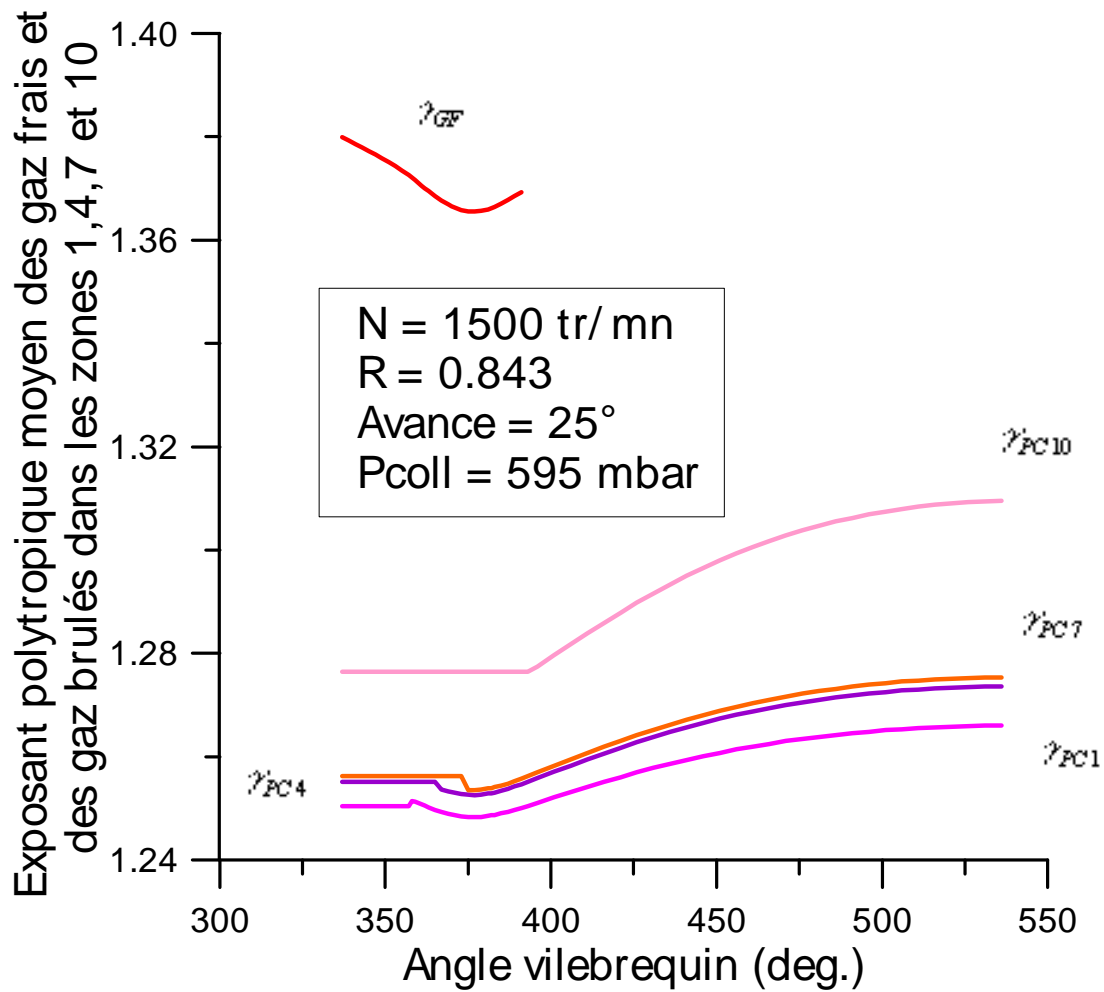


Fig.97 : Variation de l'exposant poly tropique moyen des gaz frais et des gaz brûlés dans les zones 1 , 4 , 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : n1500r0.85aa25

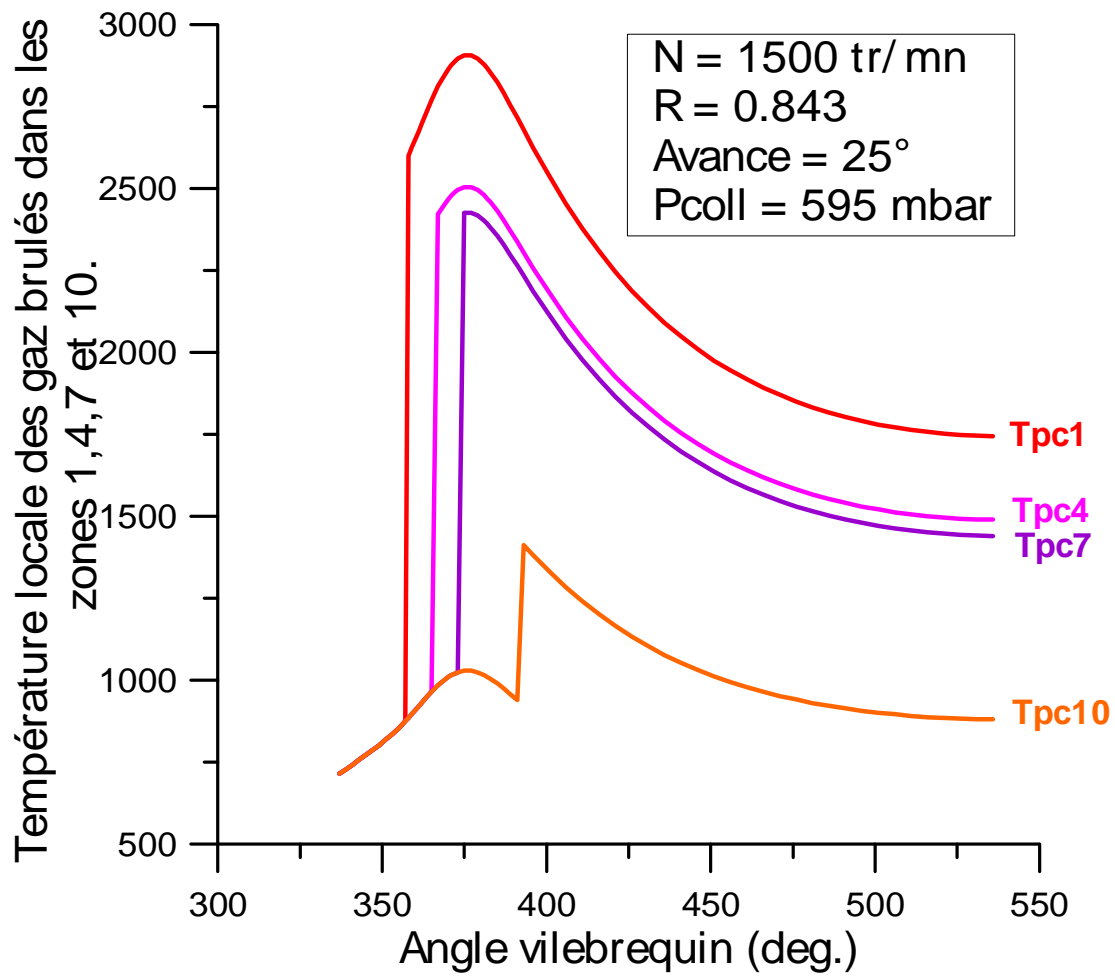


Fig.98 : Variation de la température locale des produits de combustion dans les zones 1, 4, 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : n1500r0.85aa25

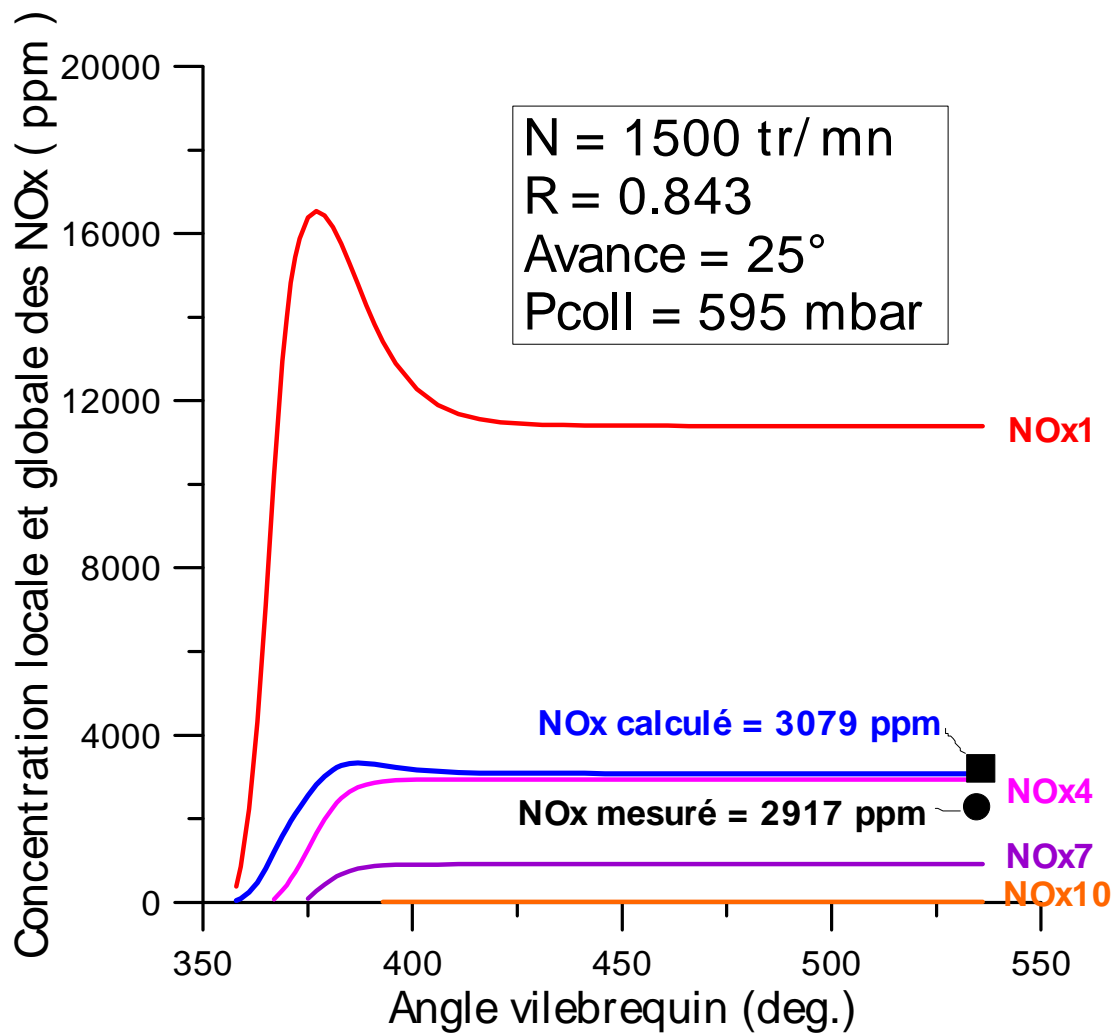


Fig.97 : Variation de la concentration globale des NOx (dans les 10 zones) et locale dans les zones 1, 4, 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : n1500r0.85aa25

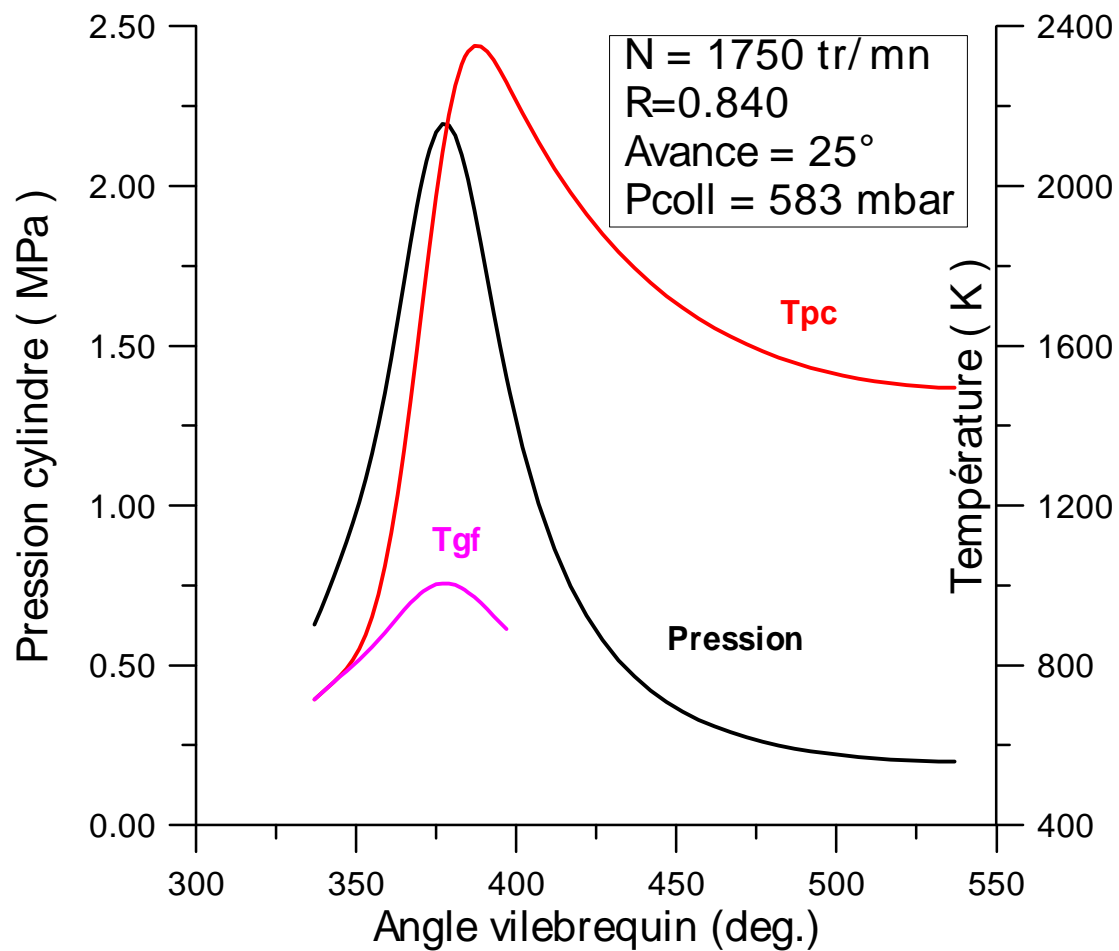


Fig.100 : Variation de la pression cylindre, de la température moyenne des gaz frais et celle des produits de combustion en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : n1750r0.85aa25

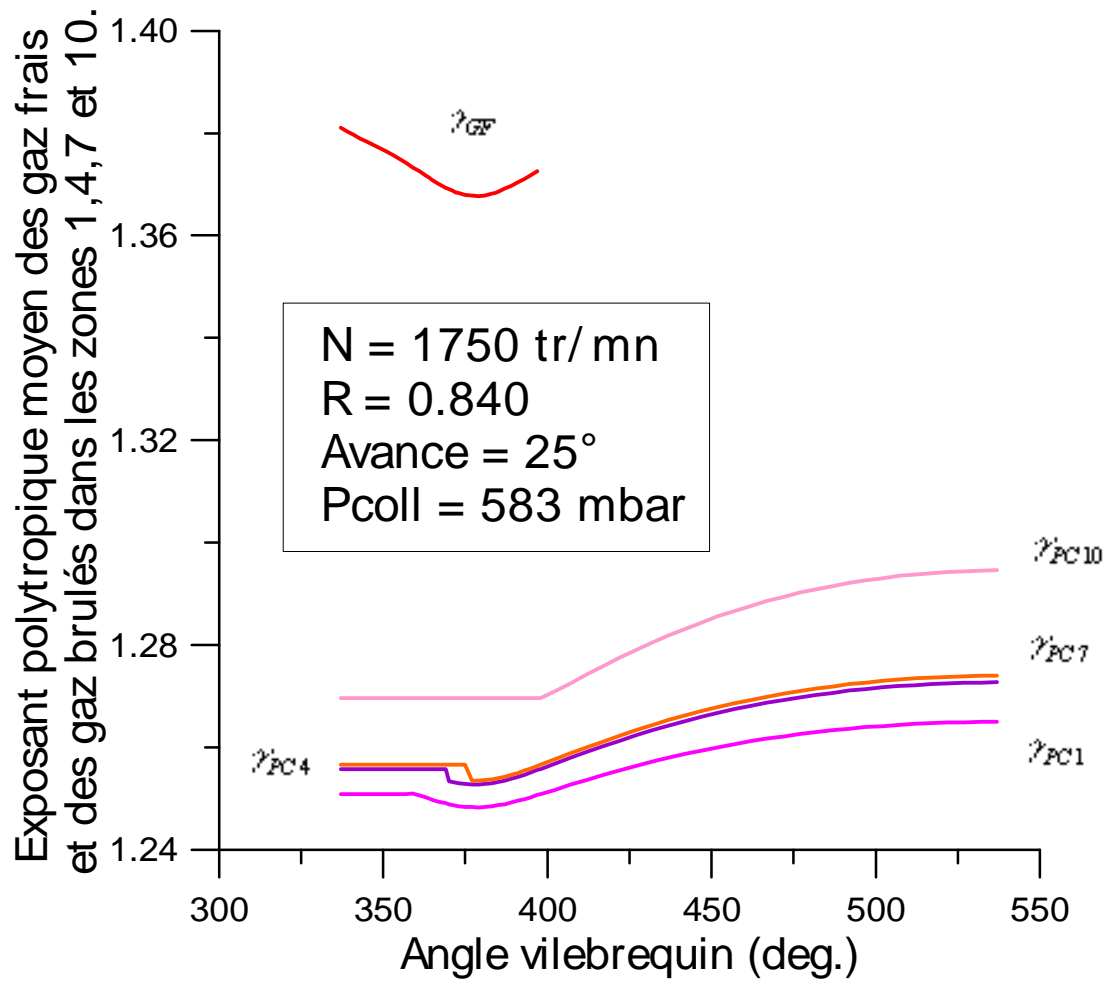


Fig.101 : Variation de l'exposant poly tropique moyen des gaz frais et des gaz brûlés dans les zones 1 , 4 , 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : n1750r0.85aa25

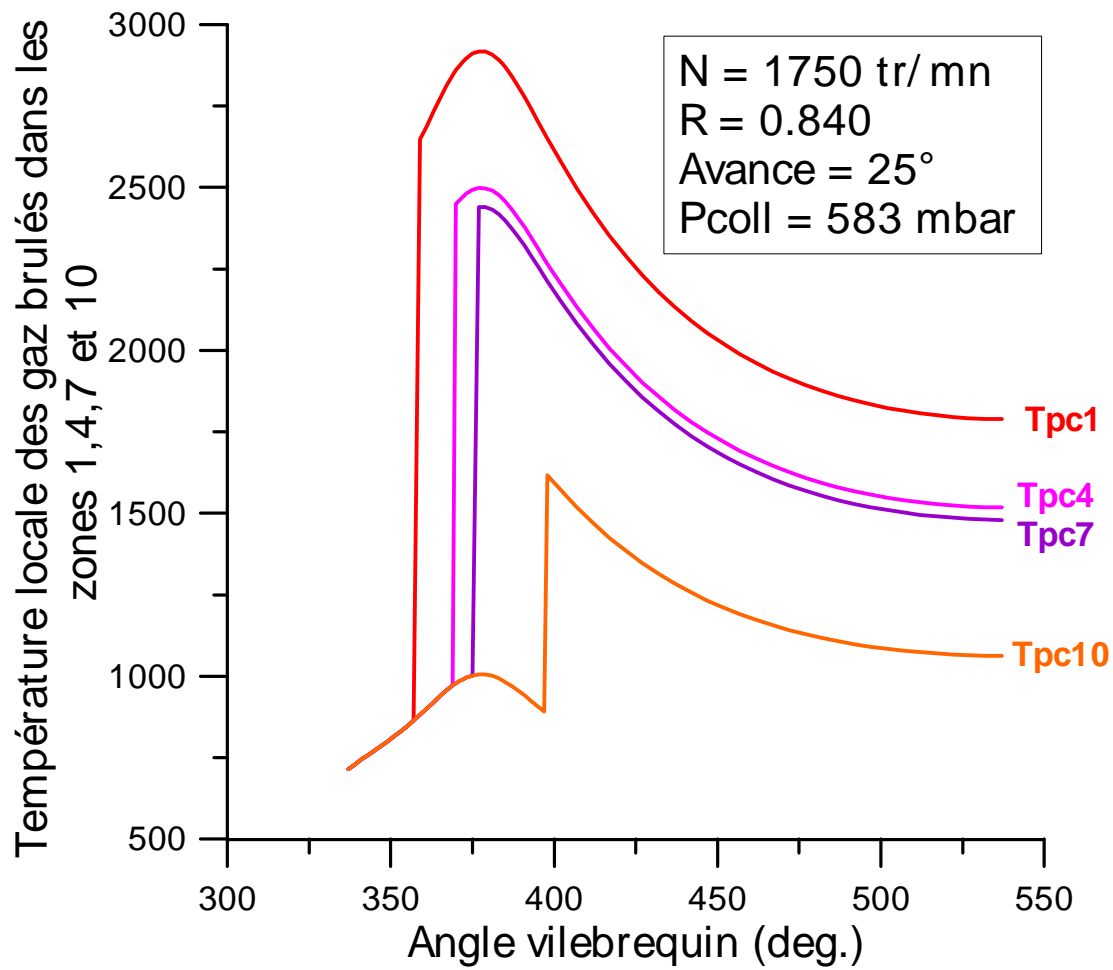


Fig.102 : Variation de la température locale des produits de combustion dans les zones 1, 4,7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : n1750r0.85aa25

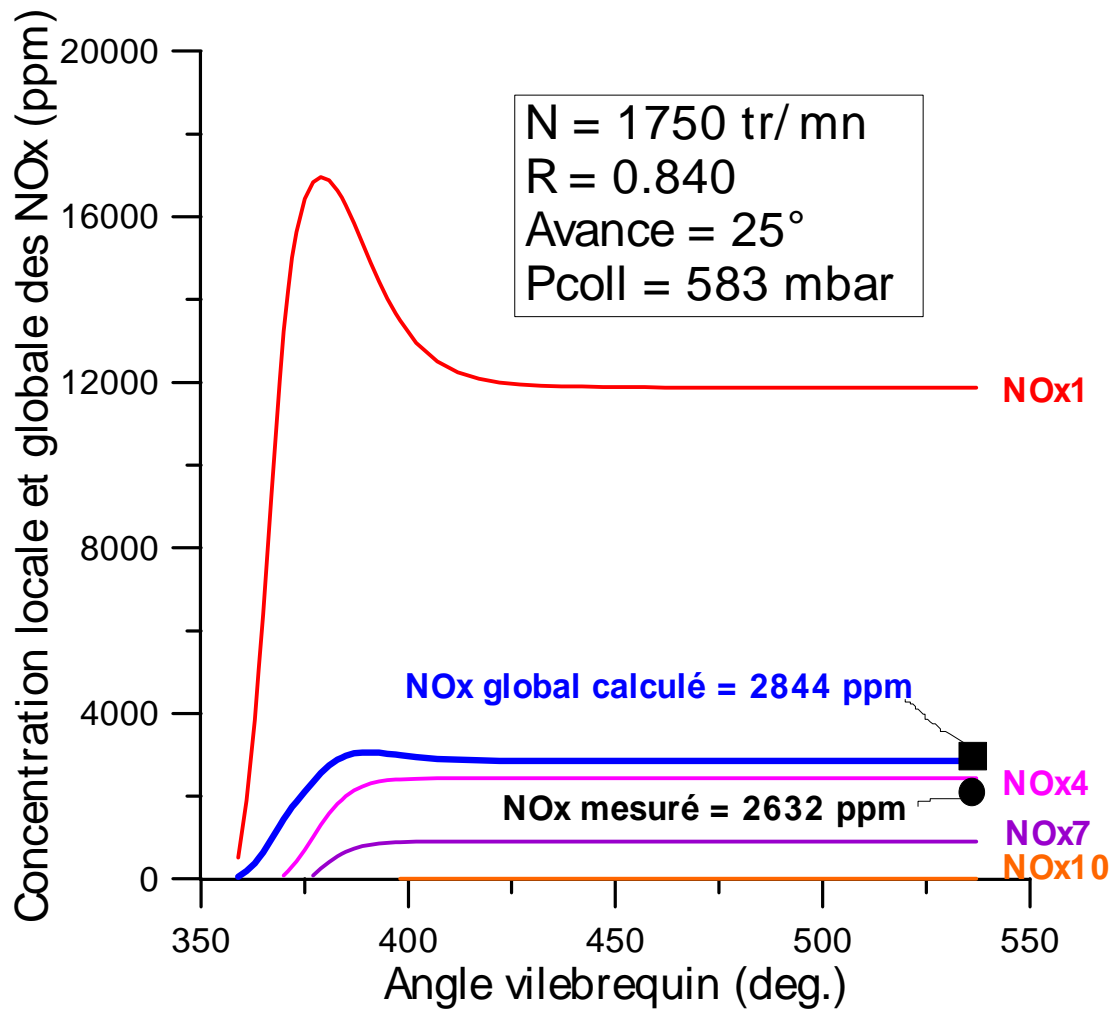


Fig.103 : Variation de la concentration globale des NOx (dans les 10 zones) et locale dans les zones 1, 4, 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : n1750r0.85aa25

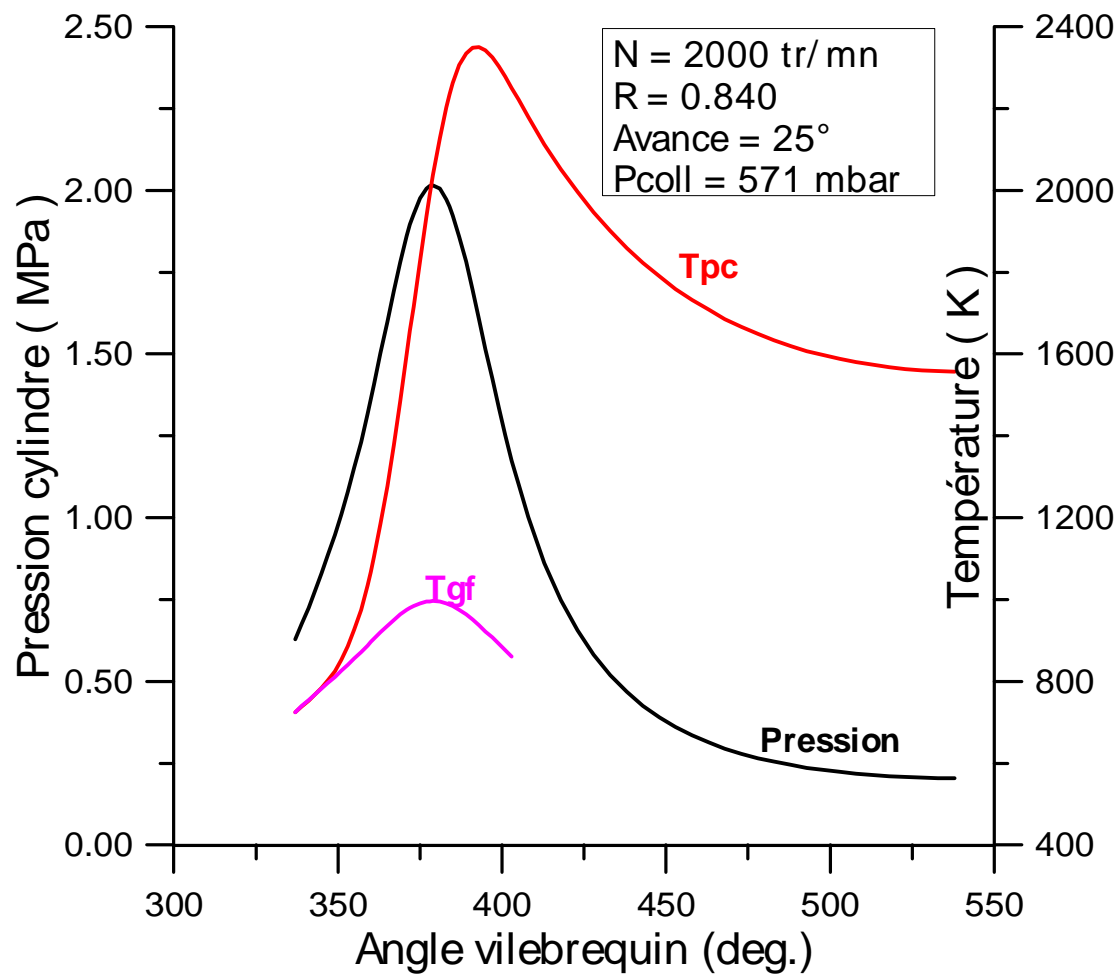


Fig.104 : Variation de la pression cylindre, de la température moyenne des gaz frais et celle des produits de combustion en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : n2000r0.85aa25

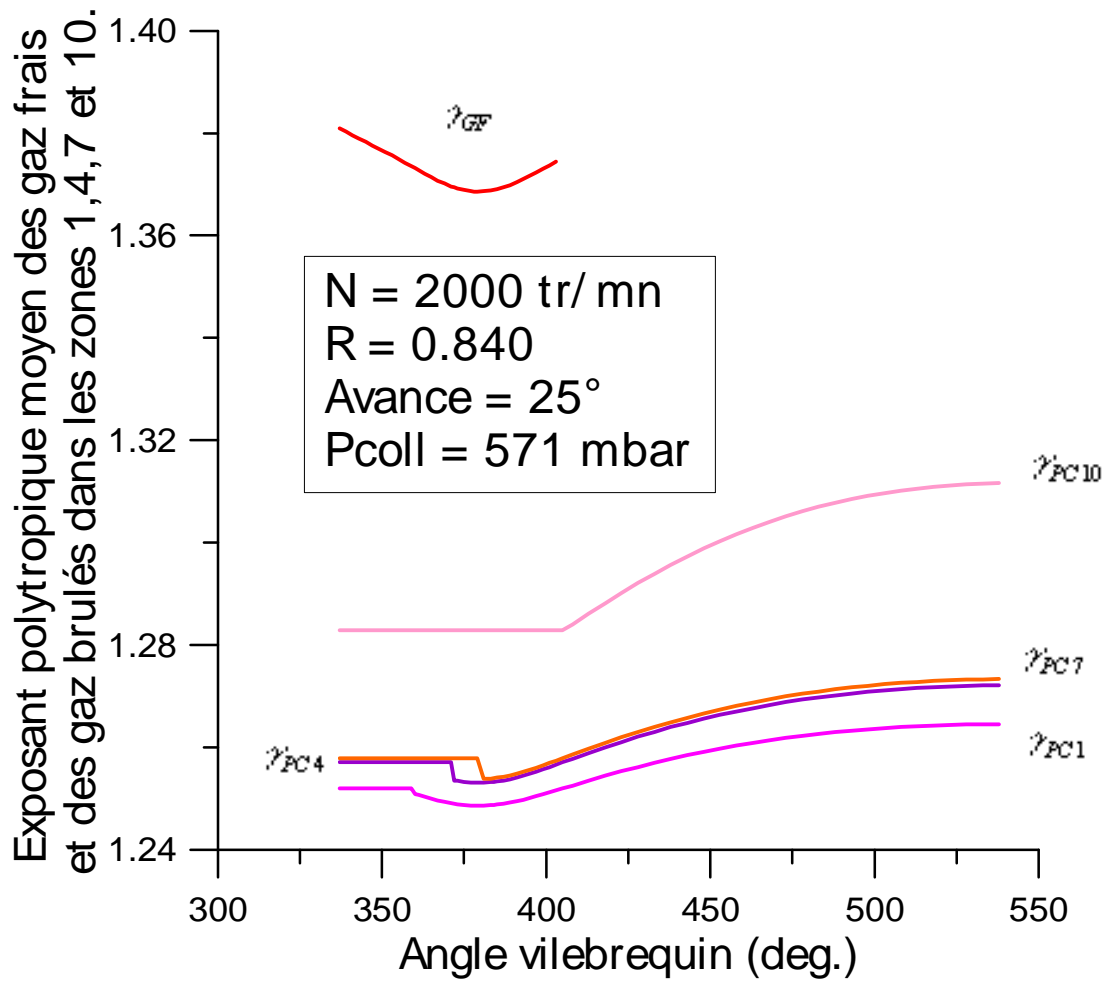


Fig.105 : Variation de l'exposant poly tropique moyen des gaz frais et des gaz brûlés dans les zones 1 , 4 , 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : n2000r0.85aa25

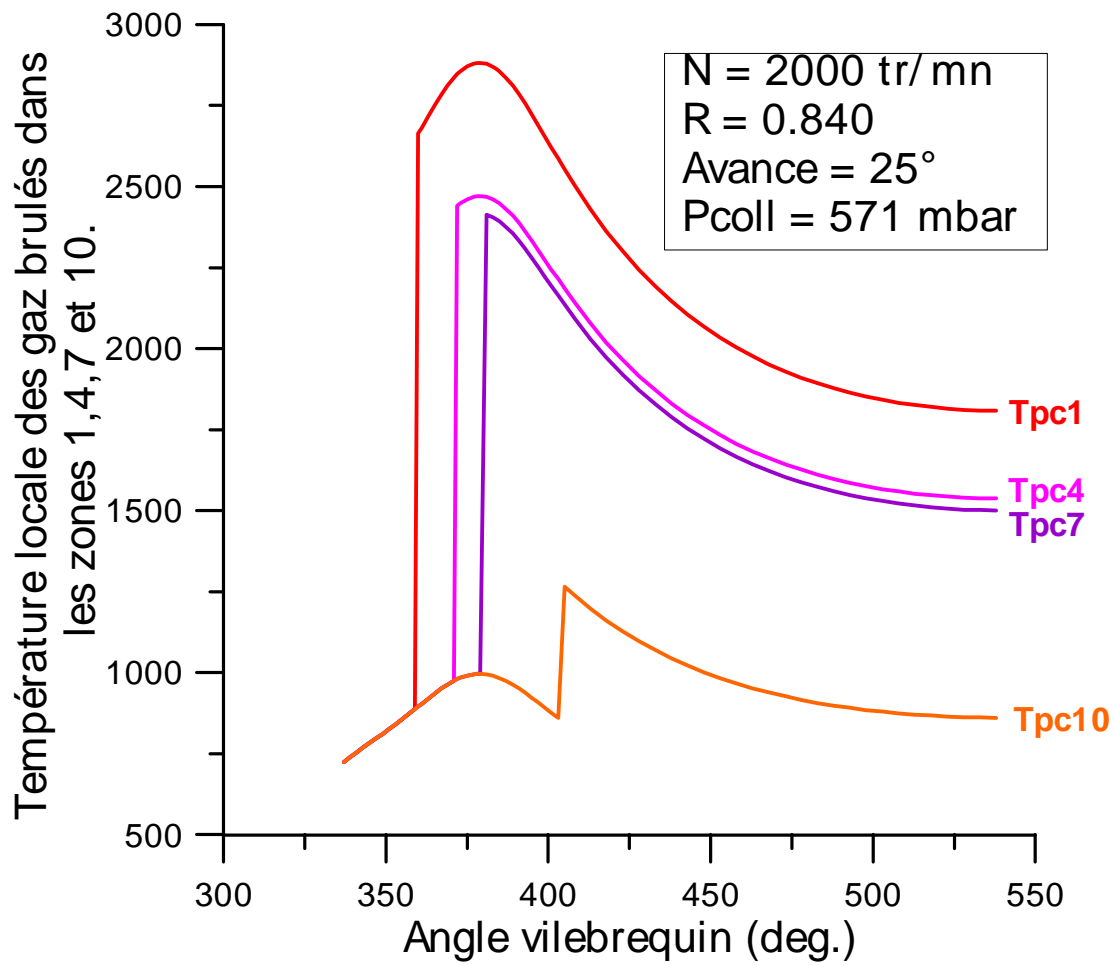


Fig.106 : Variation de la température locale des produits de combustion dans les zones 1, 4, 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : n2000r0.85aa25

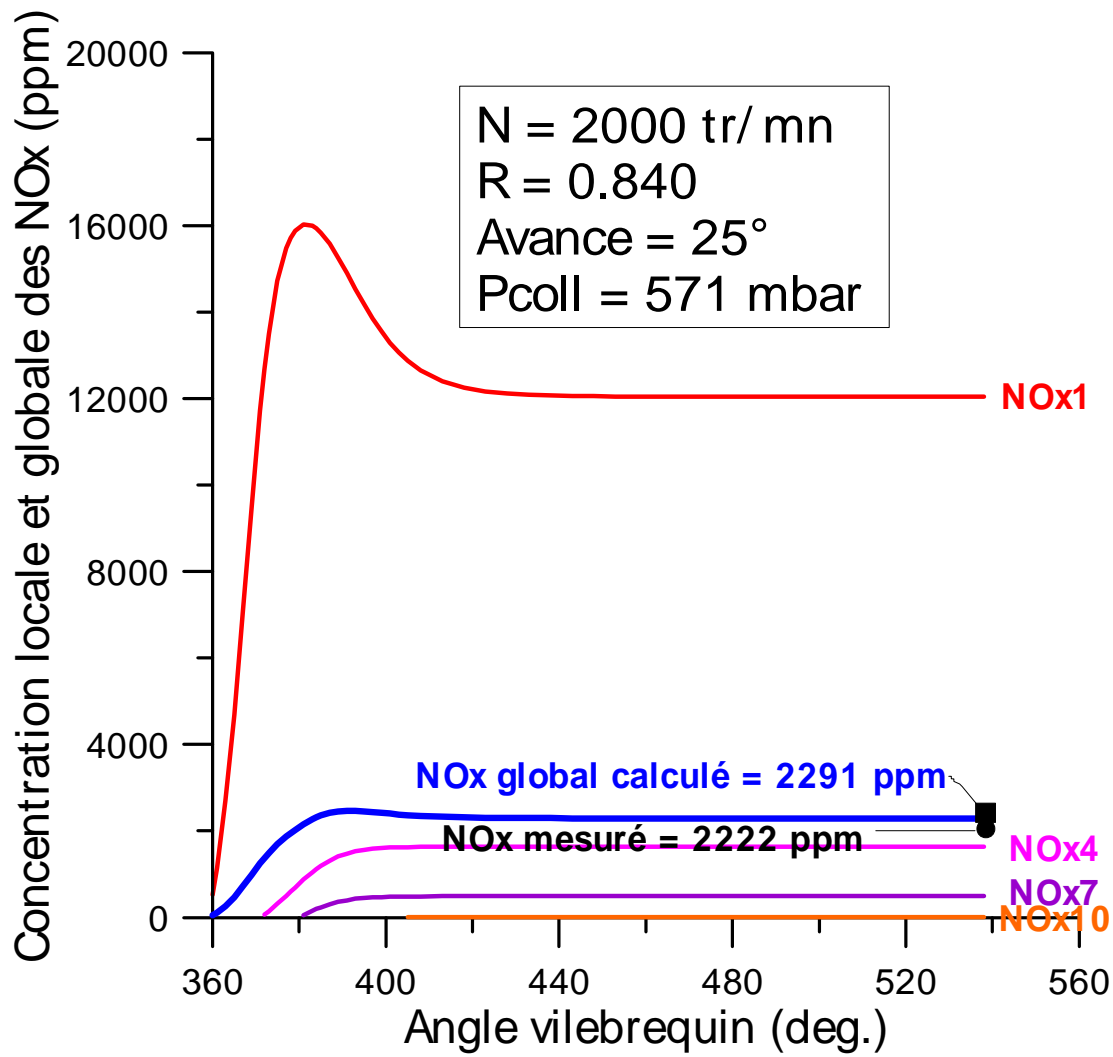


Fig.107 : Variation de la concentration globale des NOx (dans les 10 zones) et locale dans les zones 1, 4, 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : n2000r0.85aa25

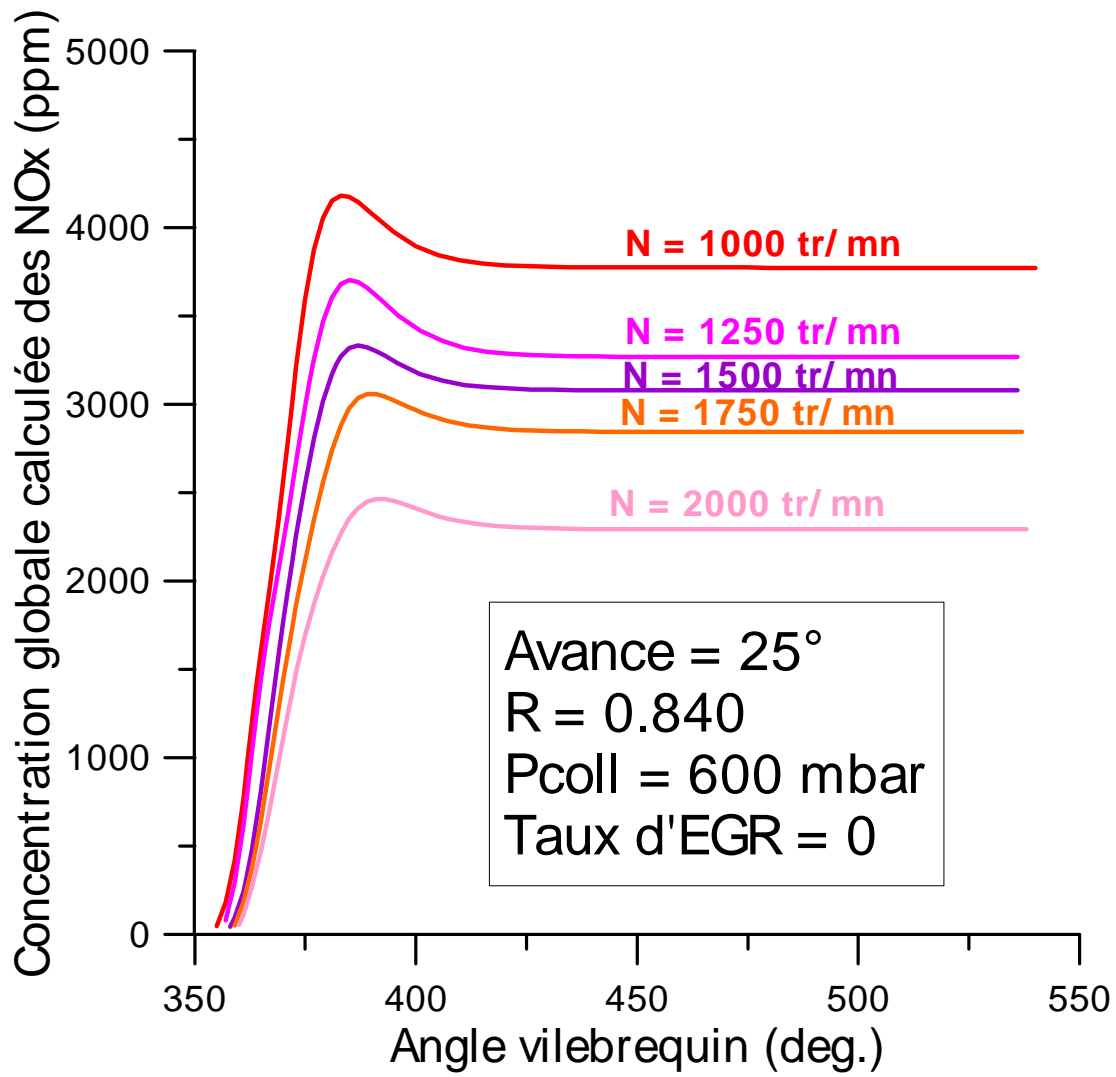


Fig.108 : Variation de la concentration globale des NOx (dans les 10 zones) en fonction de l'angle vilebrequin pour différents régimes.

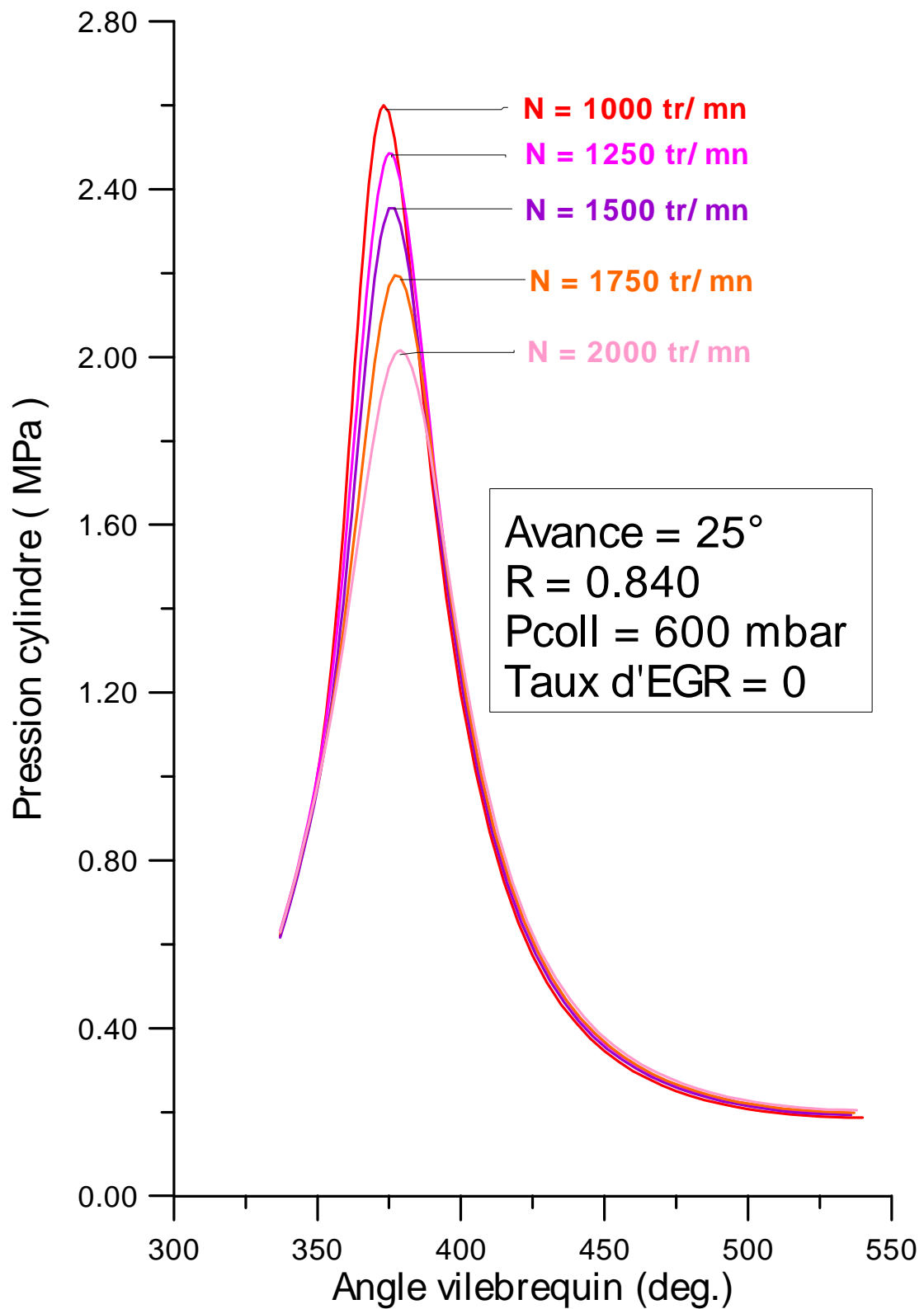


Fig.109 : Variation de la pression cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour différents régimes.

TROISIEME SERIE D'ESSAI:

Influence de l'avance à l'allumage sur le déroulement du cycle moteur et sur la formation des NOx:

Objectif des essais :

Etude de l'influence de l'avance à l'allumage sur le couple, le rendement, le déroulement du cycle réel du moteur et sur la formation des polluants et en particulier les NOx.

Les mesures effectuées :

Pour une vitesse de rotation de 1500 tr/mn et un débit massique de carburant constant (10.77g/mn), et pour une richesse constante (0.840), on a étudié l'influence de l'avance à l'allumage (on a réalisé 7 points de mesure) sur les caractéristiques de fonctionnement du moteur et sur la formation des polluants et en particulier les NOx.

Les résultats expérimentaux des essais sont regroupés dans le tableau 3.

Tableau.3: Tableau regroupant les résultats expérimentaux de l'influence de l'avance à l'allumage (7 points d'essais) sur les performances et sur la formation des polluants du moteur testé.

N°feuille: 3	Nom et Prénom: OUKSEL .Tayeb	Date : 08/02/20 05	Moteur : 4JS	Laboratoire : LME	Influence de l'avance		
N (tr/mn)	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1500
Avance (°)	15	18	21	25	29.5	33	36
P.air.adm (mbar)	602.0	601.1	600.5	599.0	599.0	595.0	600.0
Débit air adm (g/mn)	167.5	167.7	167.4	167.5	167.6	167.5	167.4
Press inj (bar)	2.49	2.48	2.49	2.48	2.47	2.48	2.46
T inj (ms)	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0
Temp air adm (°C)	24.0	24.0	24.0	24.0	24.0	24.3	24.1
Conso ess (g/mn)	10.74	10.73	10.75	10.76	10.77	10.77	10.76
Temp ess(°C)	25.60	25.70	25.70	25.80	25.80	27.00	26.00
Couple (N.m)	7.45	8.50	9.20	9.70	9.93	10.00	9.80
Temp échap (°C)	518.0	506.0	494.0	483.0	476.0	472.0	465.0
Press échap (mbar)	1014.0	1014.0	1015.0	1014.0	1015.0	1016.0	1016.0
PMF moy	1.58	1.55	1.60	1.57	1.56	1.52	1.54

(bar)							
PME moy	1.87	2.14	2.31	2.44	2.50	2.51	2.46
(bar)							
PMI moy	3.45	3.69	3.91	4.01	4.06	4.03	4.00
(bar)							
PMI HP	3.78	4.02	4.24	4.34	4.39	4.36	4.33
(bar)							
PMI BP	-0.33	-0.33	-0.33	-0.33	-0.33	-0.33	-0.33
(bar)							
Covariance	4.75	3.87	1.87	1.48	0.82	0.86	1.16
PMI (%)							
Pres max	13.39	15.98	19.49	23.04	26.83	28.09	31.21
(bar)							
Sig Pmax	1.52	1.68	1.50	2.04	1.99	2.00	1.89
(bar)							
Alfa Pmax	23.58	24.74	21.63	17.78	13.57	12.23	9.50
(°)							
Sig Alfa	7.95	3.24	1.59	2.15	1.78	1.90	1.92
Pmax (°)							
CO (ppm)	1242	1077	973	910	875	860	845
CO2 (%)	12.72	12.68	12.71	12.66	12.69	12.77	12.70
CO2 EGR	0.040	0.040	0.040	0.040	0.040	0.040	0.040
(%)							
HC (ppm)	639	717	728	992	929	918	977
O2 (%)	3.84	3.87	3.86	3.90	3.88	3.78	3.85
NOx (ppm)	805	1276	1873	2769	3703	3916	4939
Tension	3.200	3.200	3.200	3.200	3.200	3.200	3.200
UEGO (V)							
Richesse	0.842	0.840	0.840	0.840	0.840	0.844	0.841
baie							
Excès d'air	1.188	1.190	1.190	1.190	1.190	1.850	1.189
H/C	1.950	1.960	1.950	1.960	1.950	1.950	1.950
Taux EGR	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
massique							
Fichier	aa15r0.85	aa18r0.8	aa21r0.	aa25r0.85n1	aa29.5r0.8	aaa33r0.	aa36r0.8
rapide	n1500	5n1500	85n150	500	5n1500	85n1500	5n1500
			0				
Nombre de	0	0	0	0	0	0	0
tours de la							
vanne							
d' EGR							

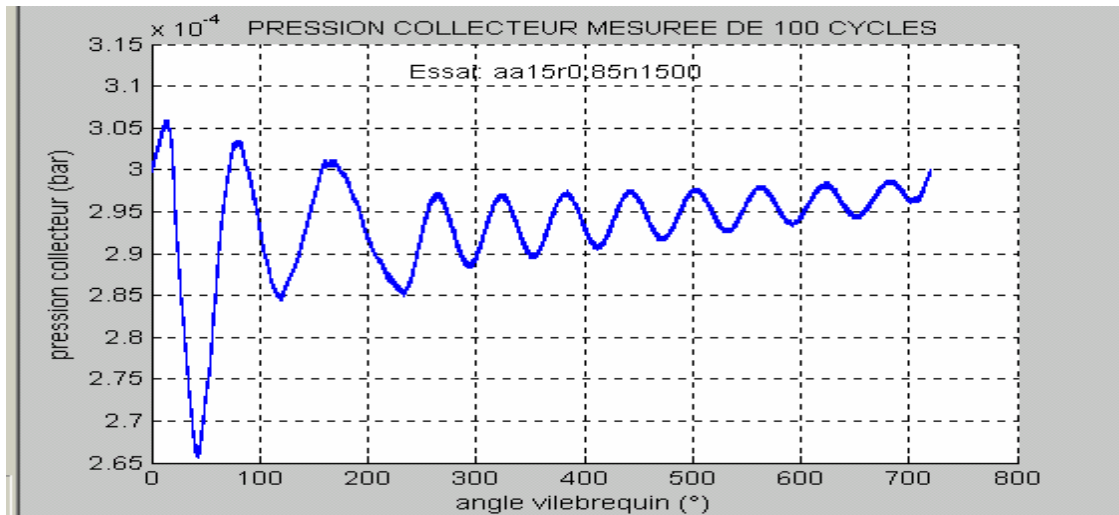


Fig.110: Variation de la pression dans le collecteur d'admission en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai aa15r0.85n1500.

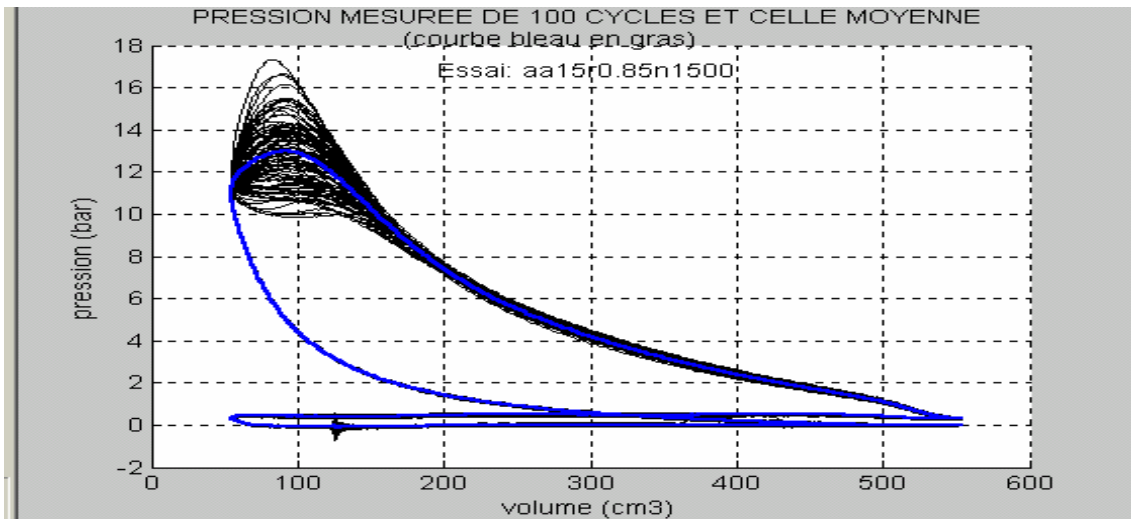


Fig.111: Variation de la pression dans le cylindre en fonction du volume pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai aa15r0.85n1500.

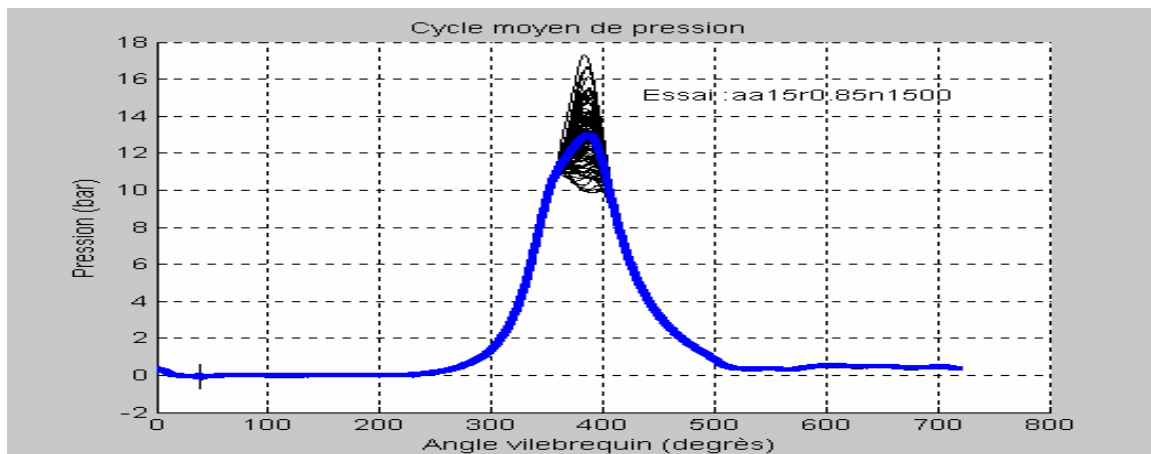


Fig.112: Variation de la pression moyenne dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai aa15r0.85n1500.

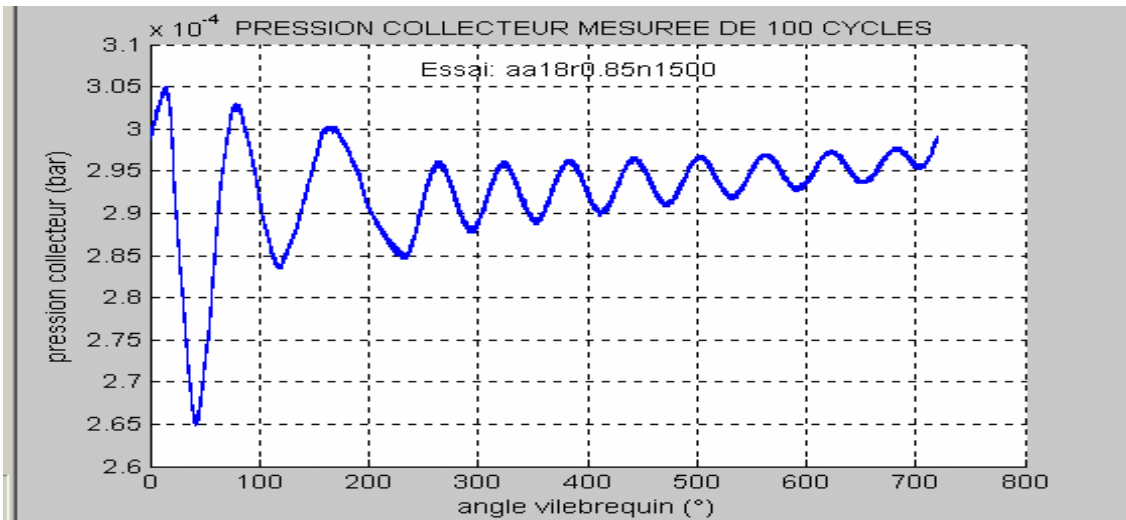


Fig.113: Variation de la pression dans le collecteur d'admission en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai aa18r0.85n1500.

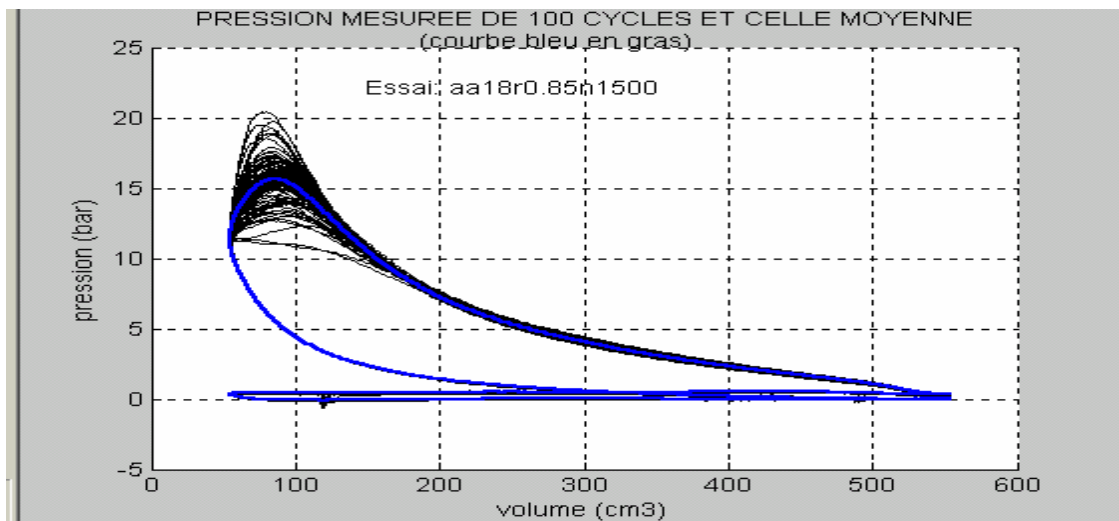


Fig.114: Variation de la pression dans le cylindre en fonction du volume pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai aa18r0.85n1500.

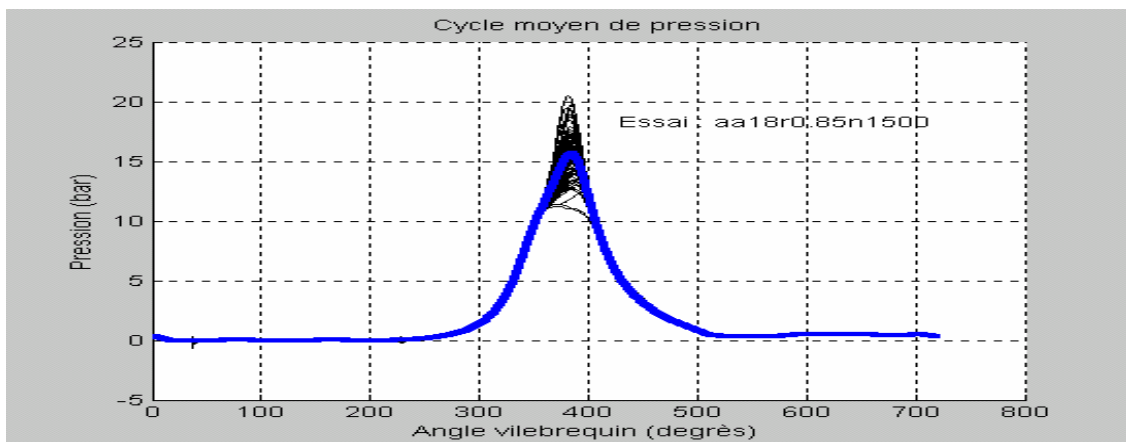


Fig.115: Variation de la pression moyenne dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai aa18r0.85n1500.

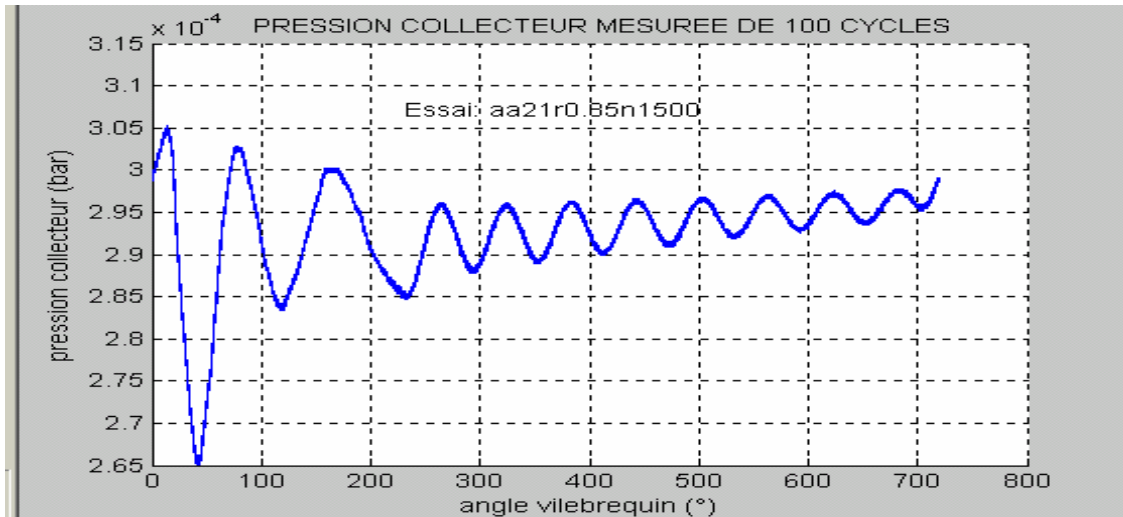


Fig.116: Variation de la pression dans le collecteur d'admission en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai aa21r0.85n1500.

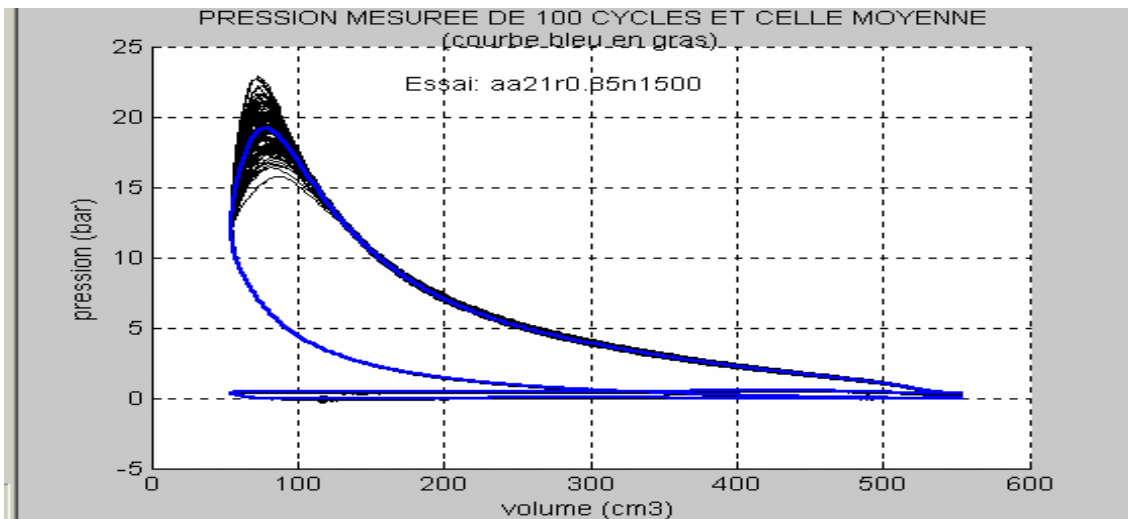


Fig.117: Variation de la pression dans le cylindre en fonction du volume pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai aa21r0.85n1500.

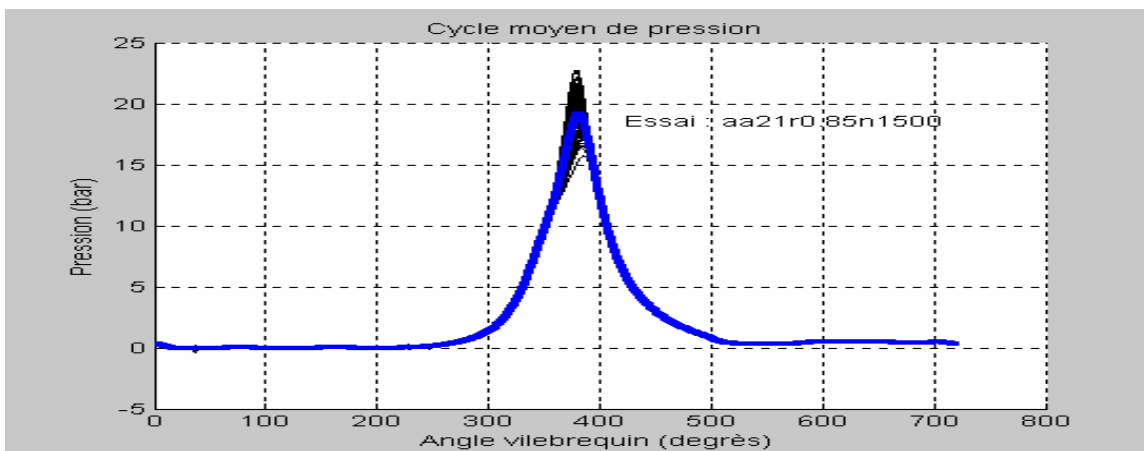


Fig.118: Variation de la pression moyenne dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai aa21r0.85n1500.

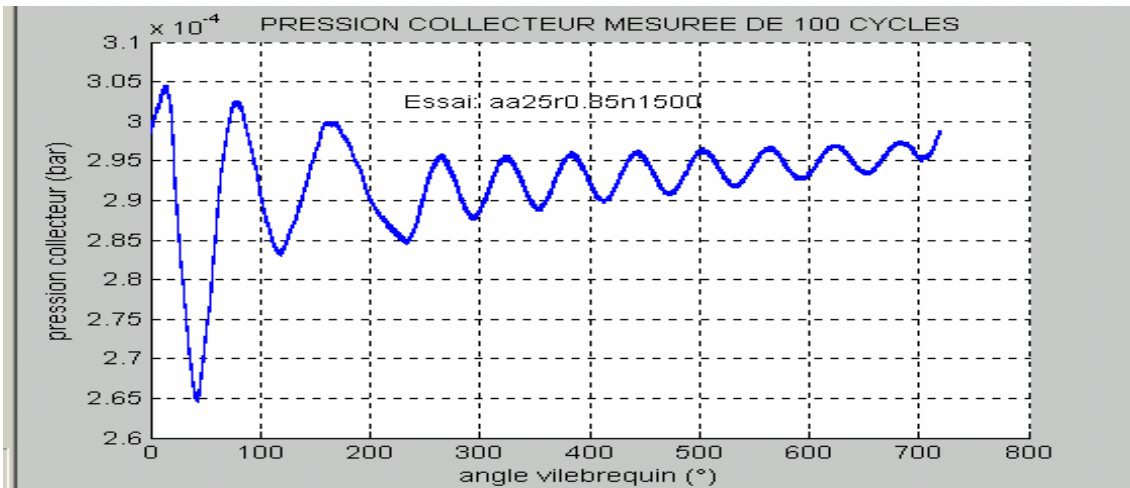


Fig.119: Variation de la pression dans le collecteur d'admission en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai aa25r0.85n1500.

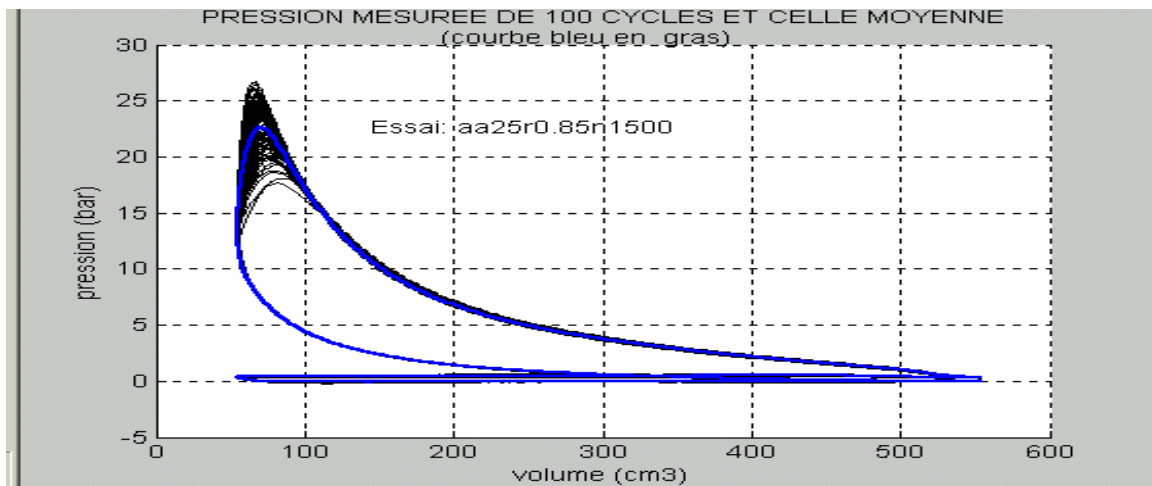


Fig.120: Variation de la pression dans le cylindre en fonction du volume pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai aa25r0.85n1500.

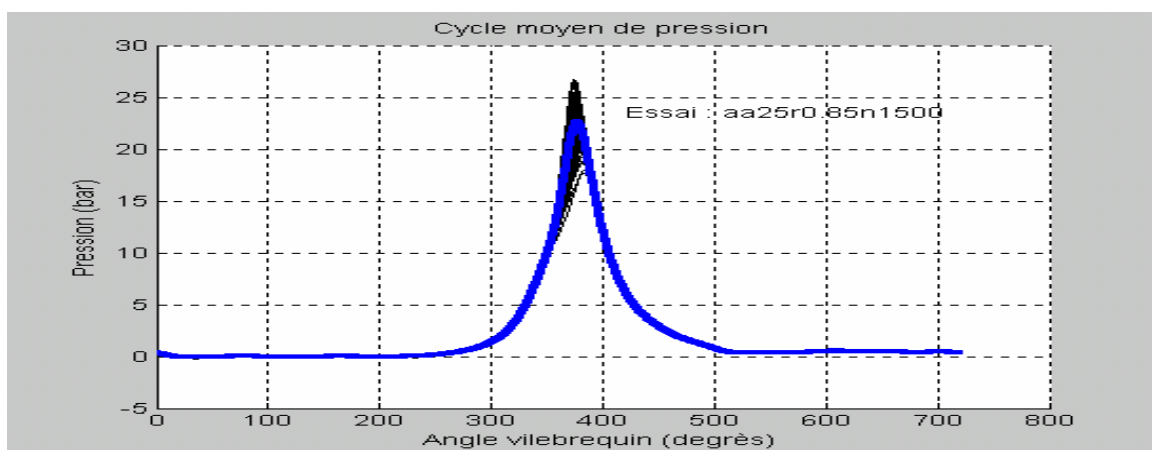


Fig.121: Variation de la pression moyenne dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai aa25r0.85n1500.

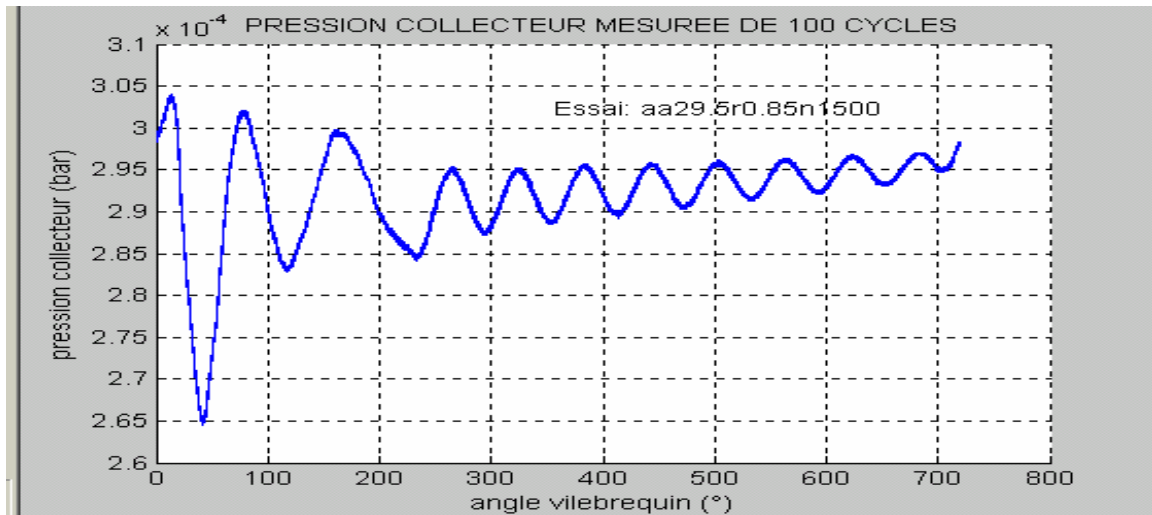


Fig.122: Variation de la pression dans le collecteur d'admission en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai aa29.5r0.85n1500.

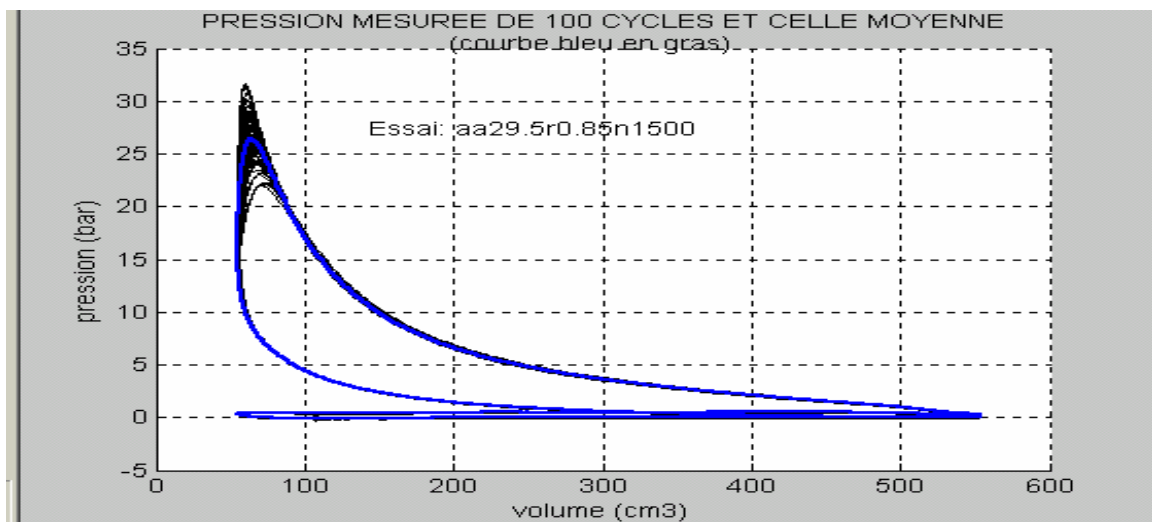


Fig.123: Variation de la pression dans le cylindre en fonction du volume pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai aa29.5r0.85n1500.

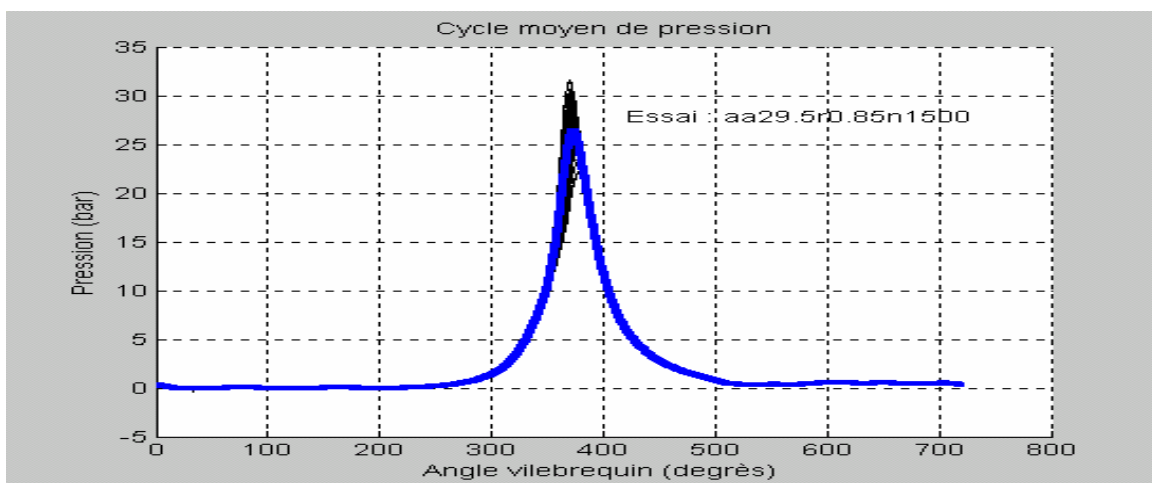


Fig.124: Variation de la pression moyenne dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai aa29.5r0.85n1500.

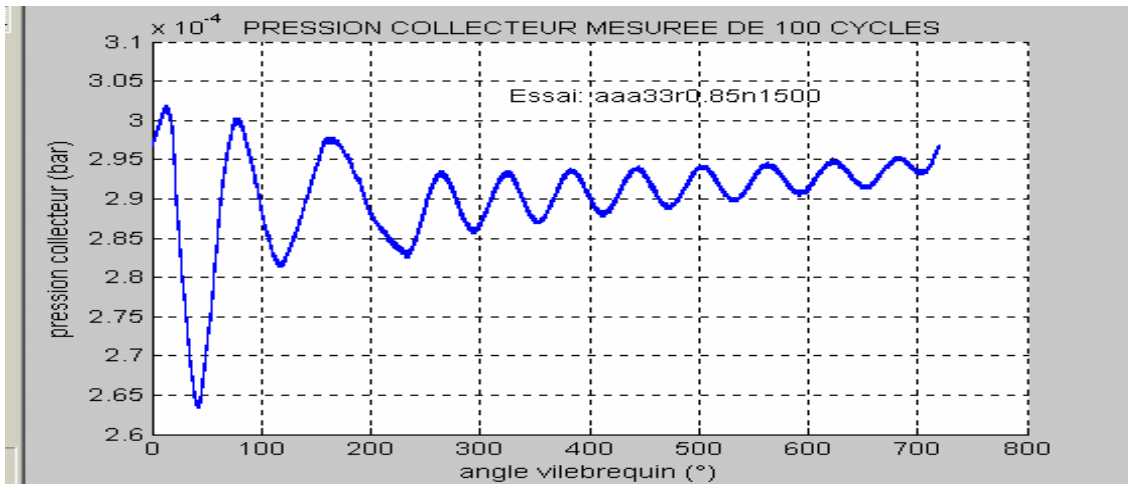


Fig.125: Variation de la pression dans le collecteur d'admission en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai aaa33r0.85n1500.

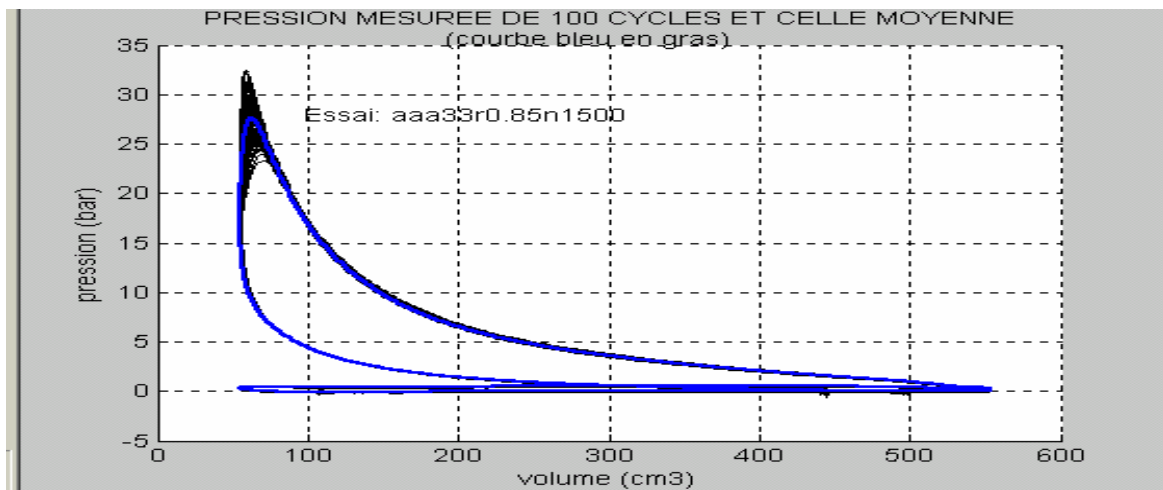


Fig.126: Variation de la pression dans le cylindre en fonction du volume pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai aaa33r0.85n1500.

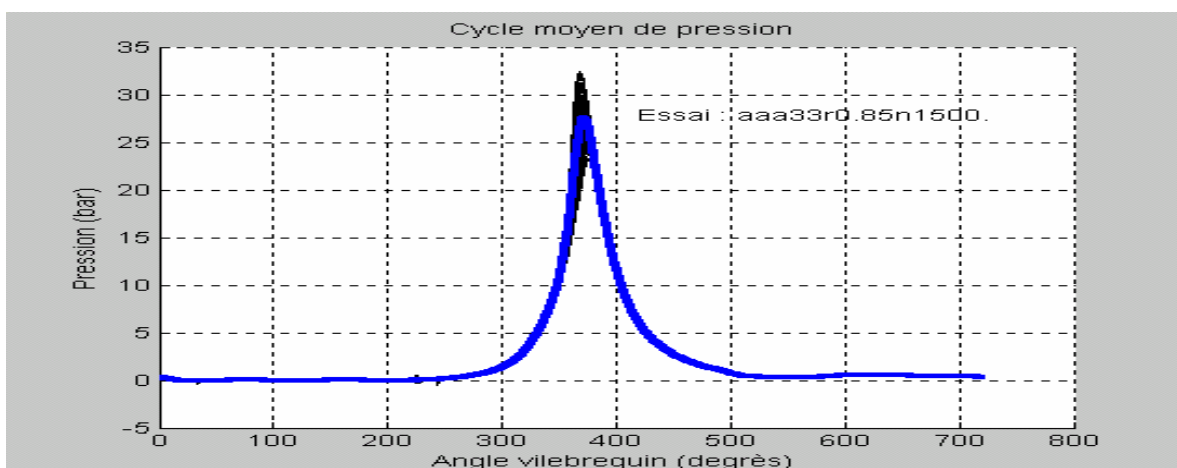


Fig.127: Variation de la pression moyenne dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai aaa33r0.85n1500.

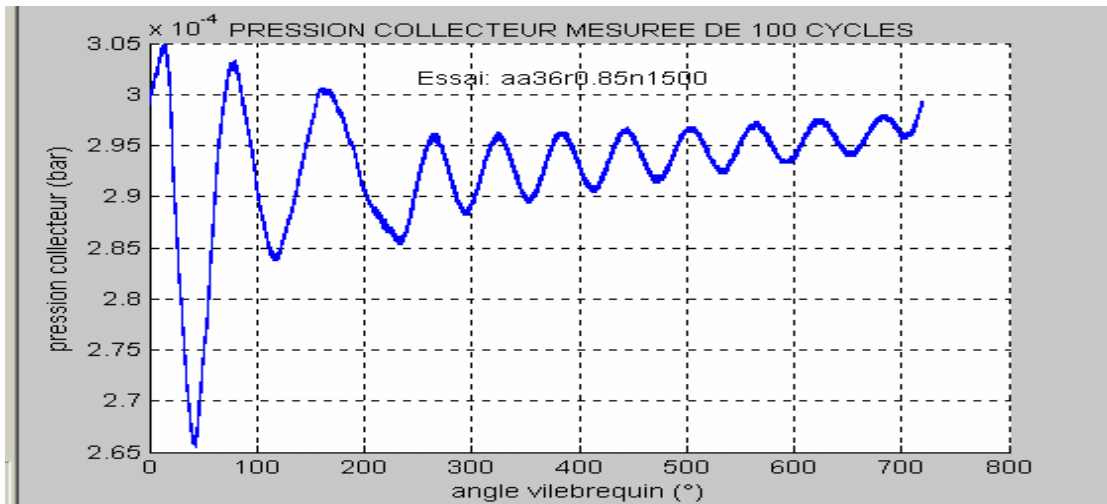


Fig.128: Variation de la pression dans le collecteur d'admission en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai aa36r0.85n1500.

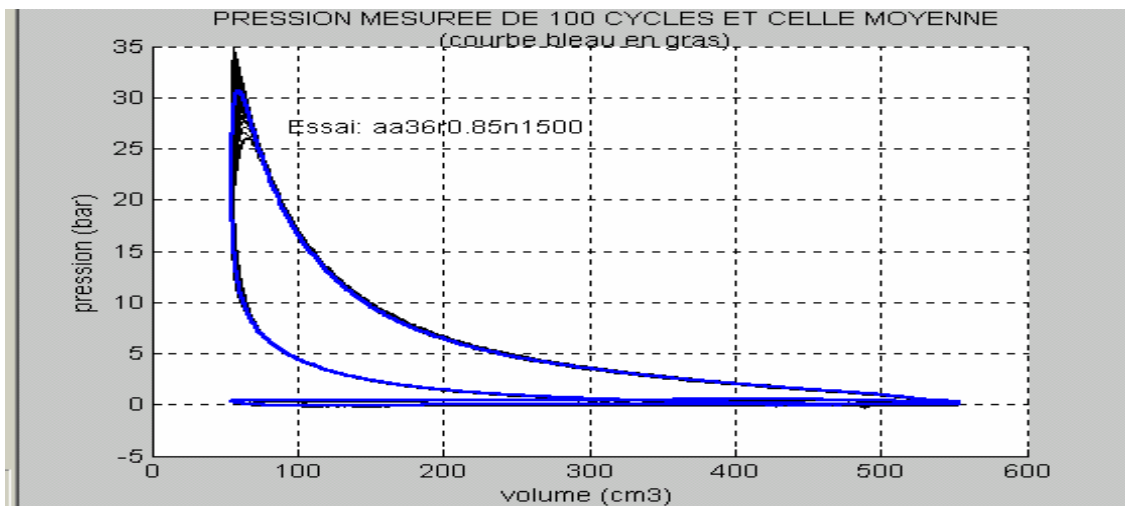


Fig.129: Variation de la pression dans le cylindre en fonction du volume pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai aa36r0.85n1500.

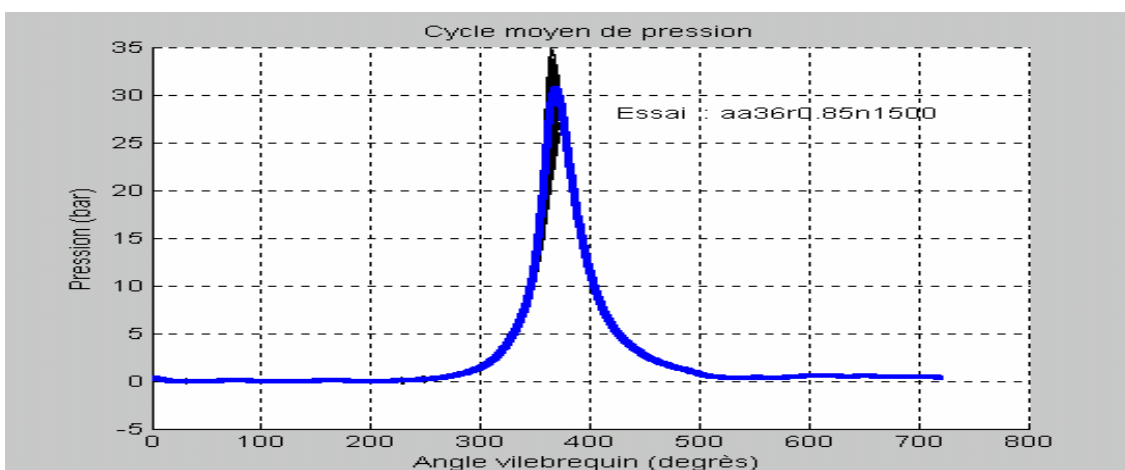


Fig.130: Variation de la pression moyenne dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai aa36r0.85n1500.

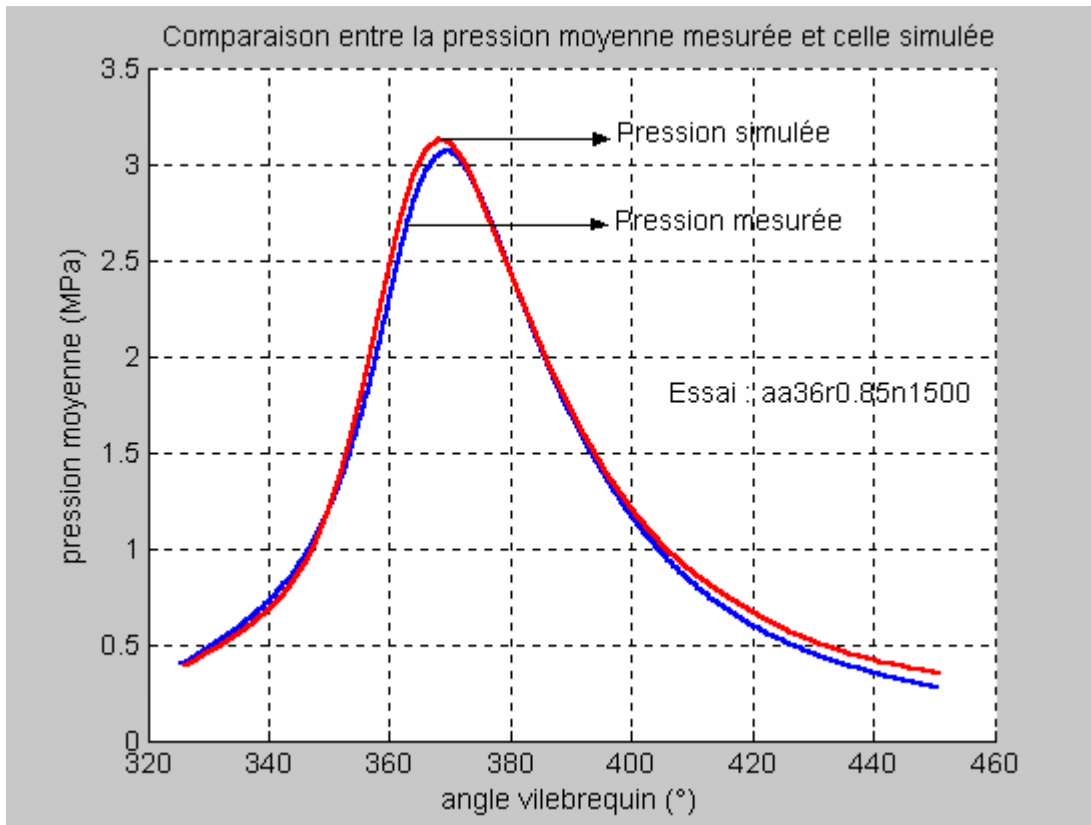


Fig.131 : Comparaison entre la pression moyenne mesurée et celle simulée relativement à l'essai : aa36r0.85n1500

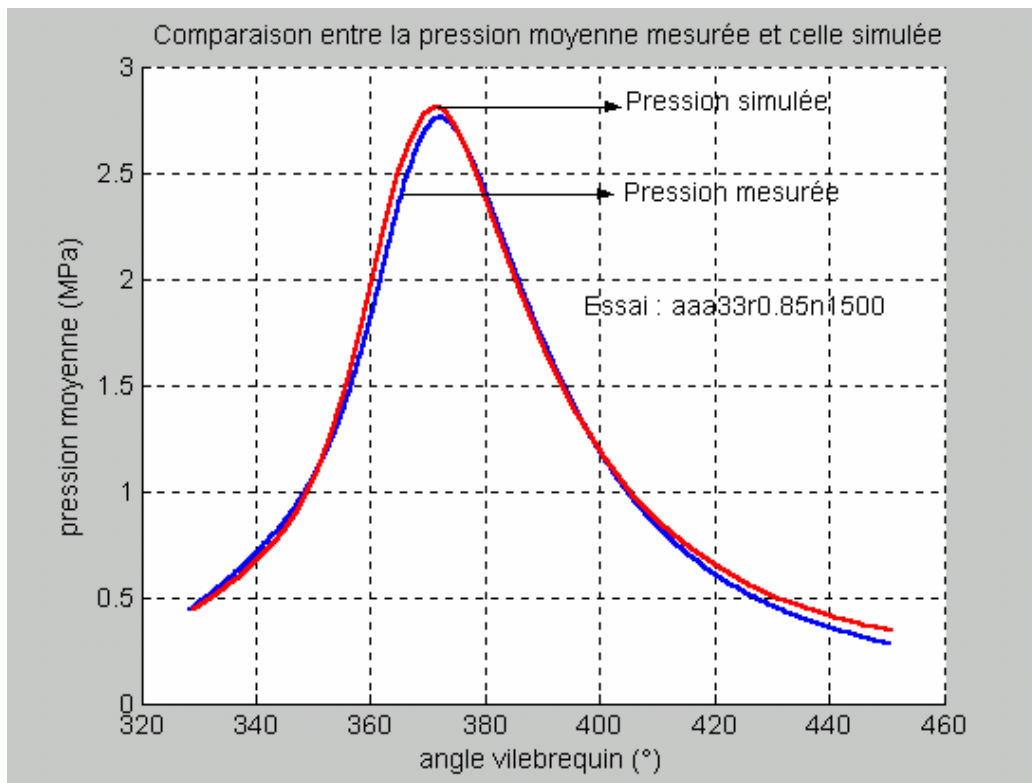


Fig.132 : Comparaison entre la pression moyenne mesurée et celle simulée relativement à l'essai : aaa33r0.85n1500

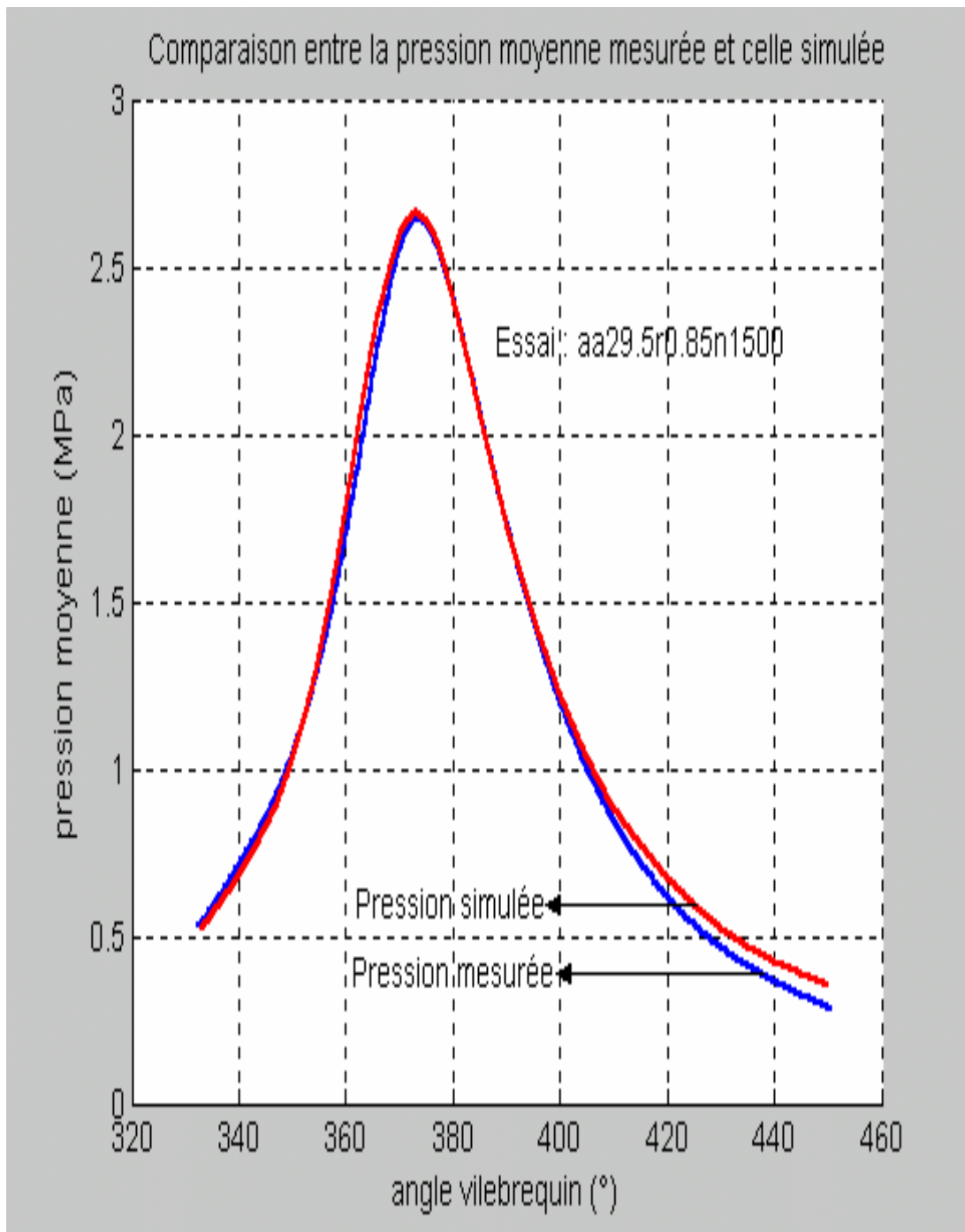


Fig.133 : Comparaison entre la pression moyenne mesurée et celle simulée relativement à l'essai : aa29.5r0.85n1500

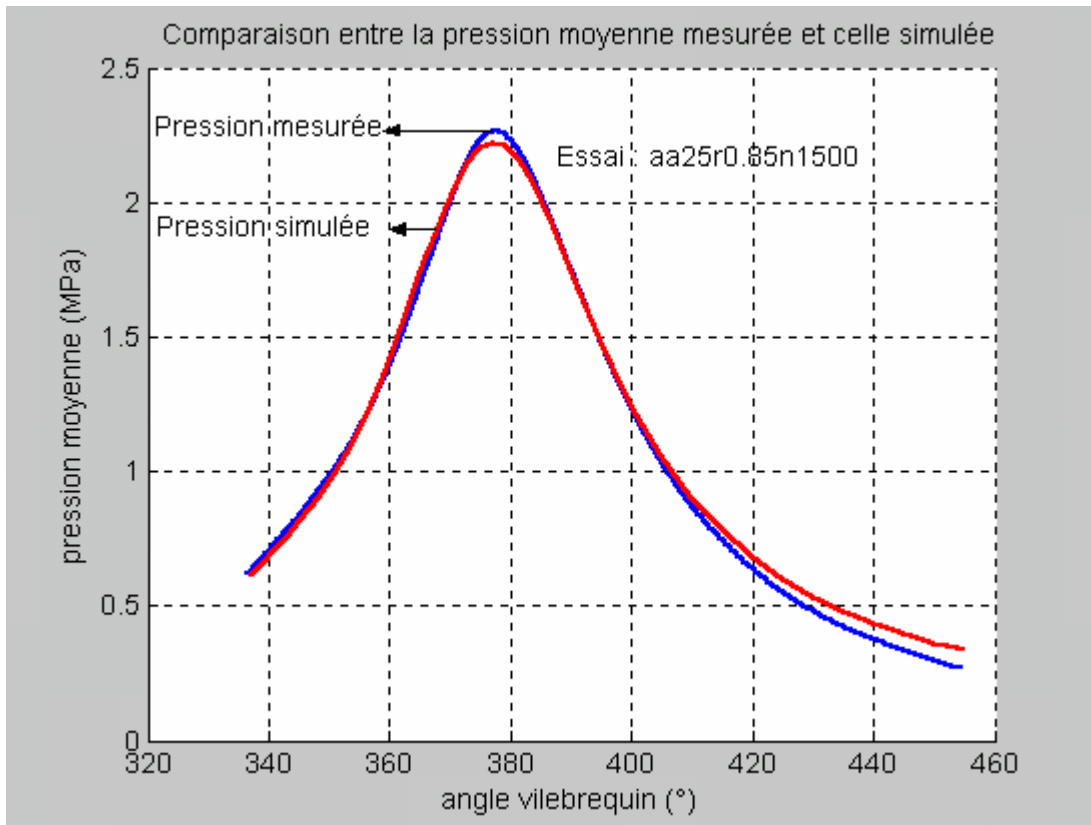


Fig.134 : Comparaison entre la pression moyenne mesurée et celle simulée relativement à l'essai : aa25r0.85n1500

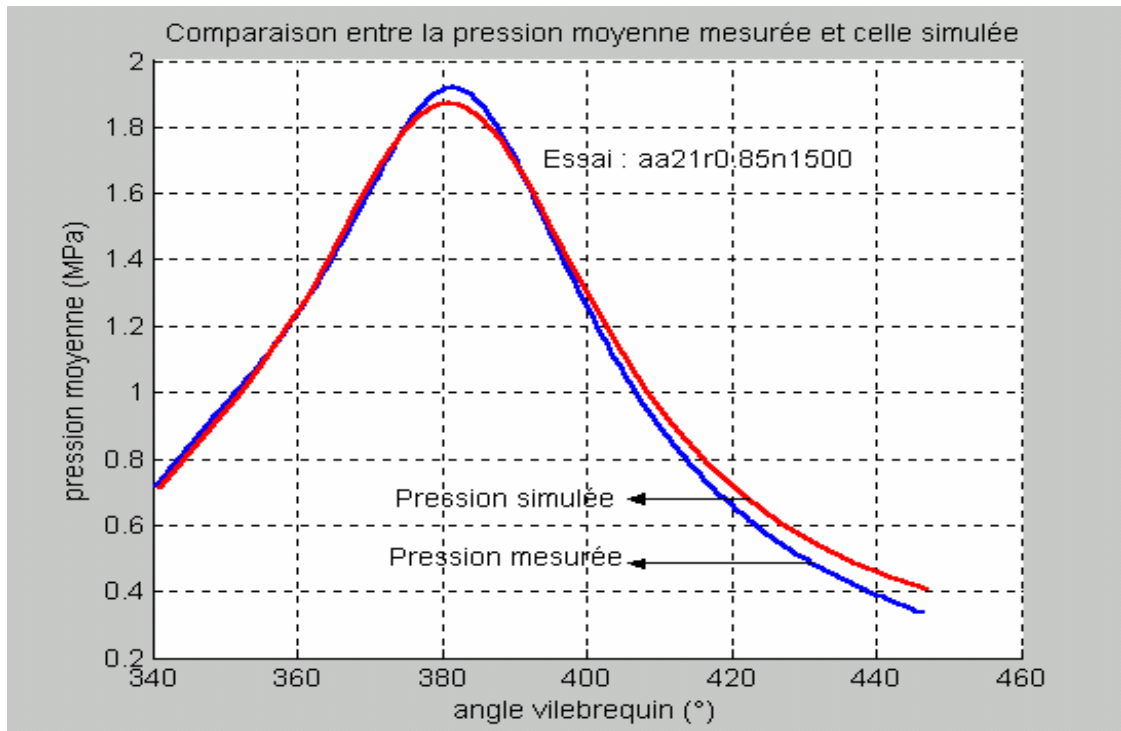


Fig.135 : Comparaison entre la pression moyenne mesurée et celle simulée relativement à l'essai : aa21r0.85n1500

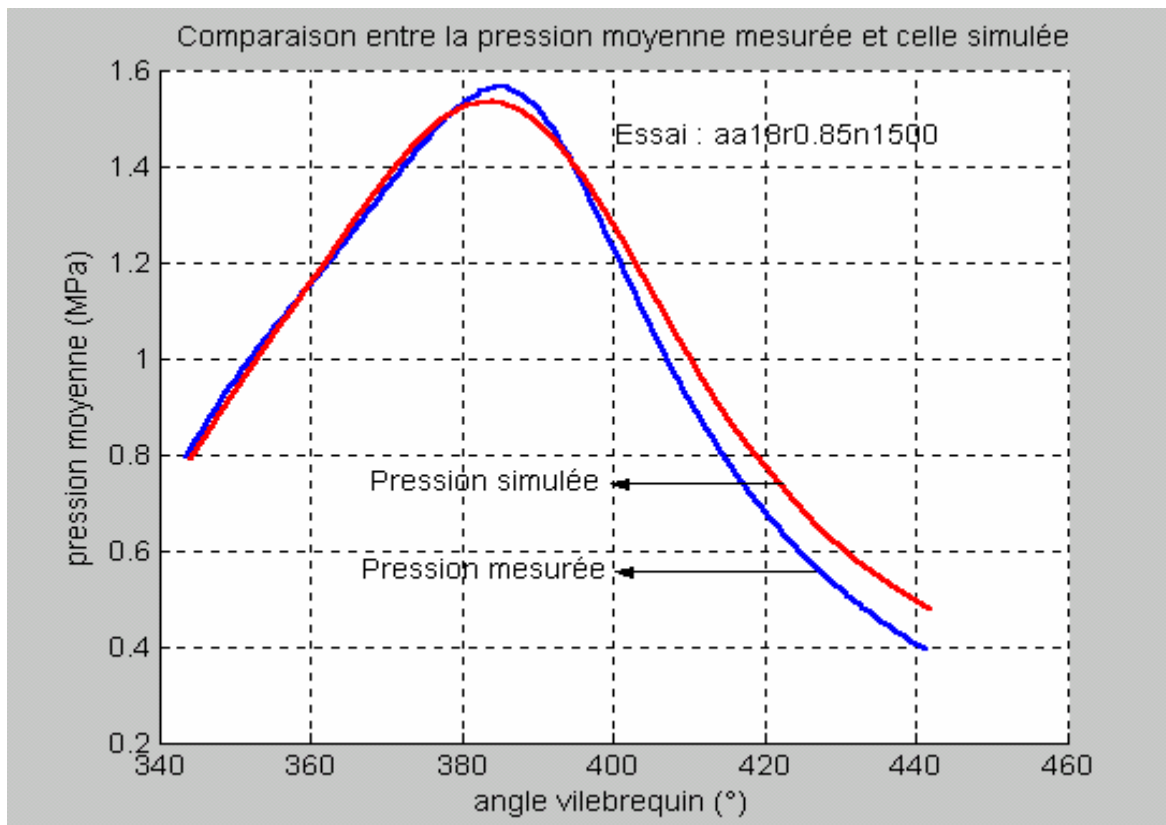


Fig.136 : Comparaison entre la pression moyenne mesurée et celle simulée relativement à l'essai : aa18r0.85n1500

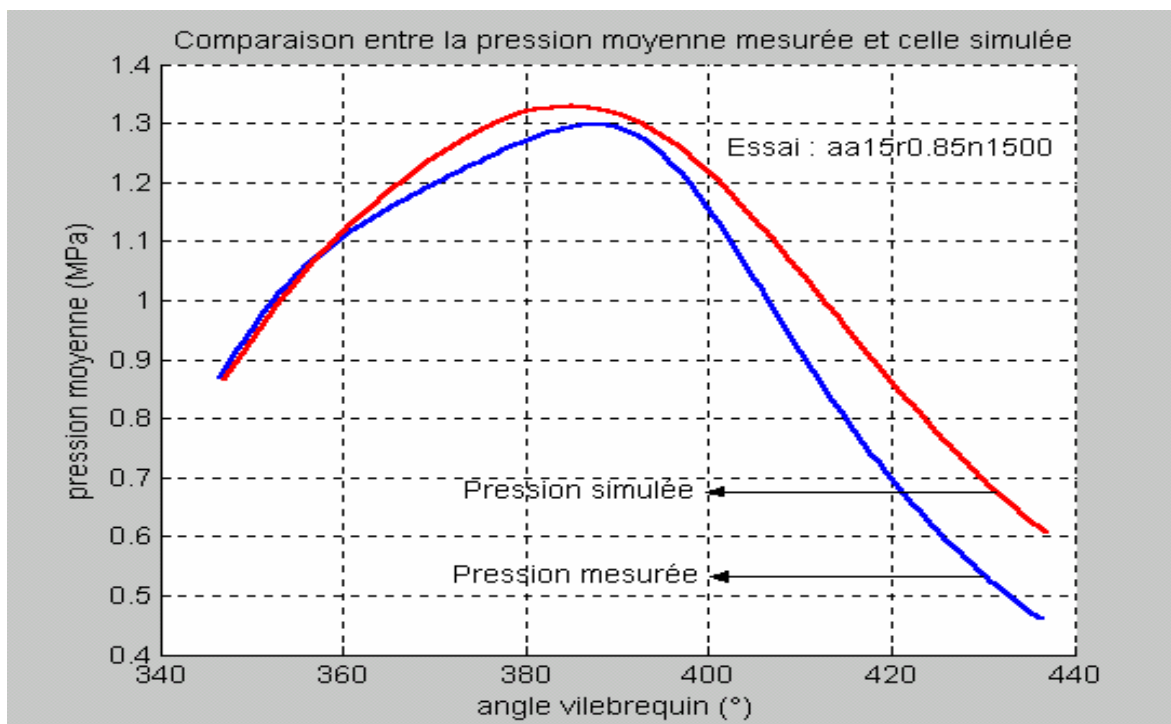


Fig.137 : Comparaison entre la pression moyenne mesurée et celle simulée relativement à l'essai : aa15r0.85n1500

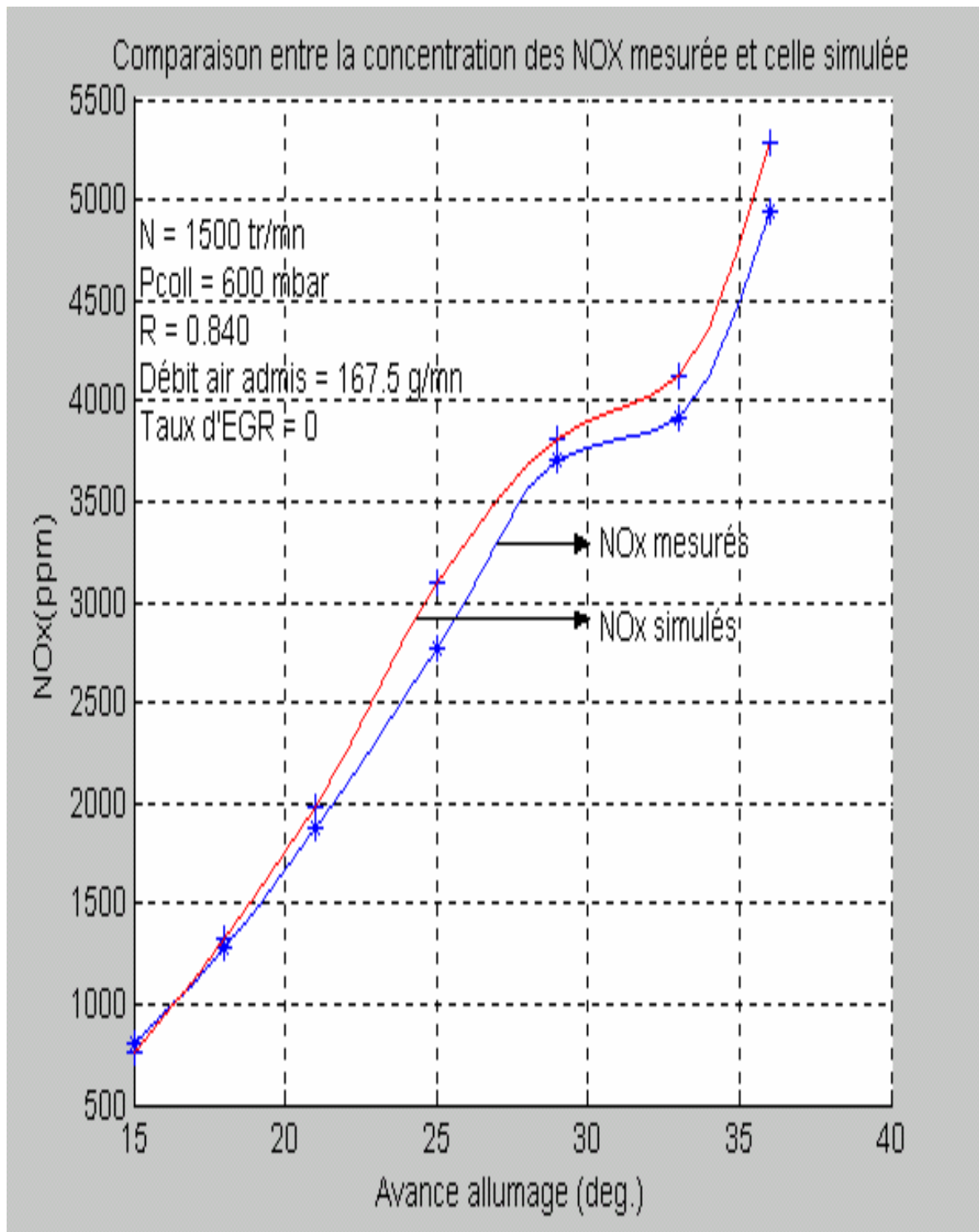


Fig.138 : Comparaison entre la variation de la concentration des NOx mesurée et celle simulée en fonction de l'avance à l'allumage

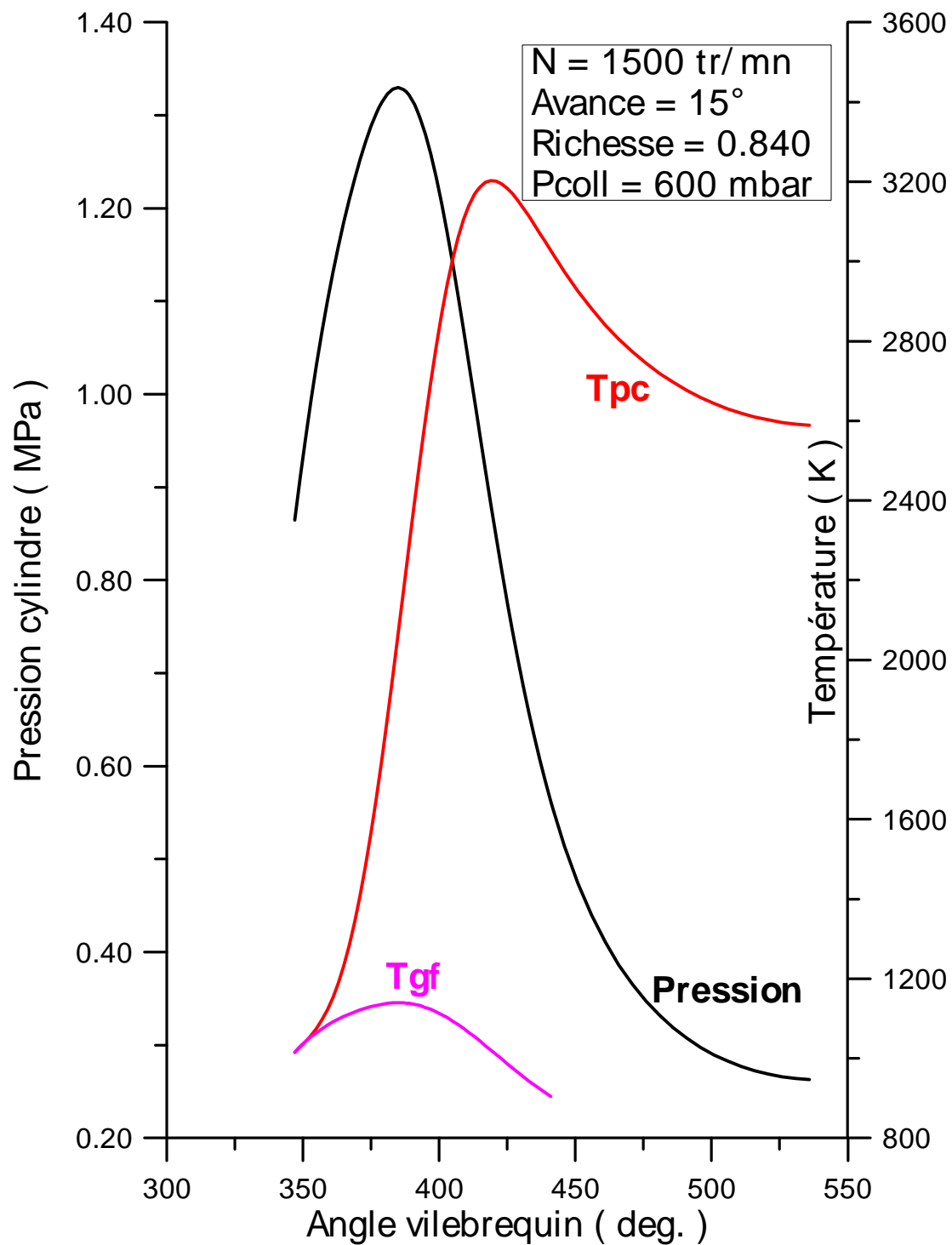


Fig.139 : Variation de la pression cylindre, de la température moyenne des gaz frais et celle des produits de combustion en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : aa15r0.85n1500

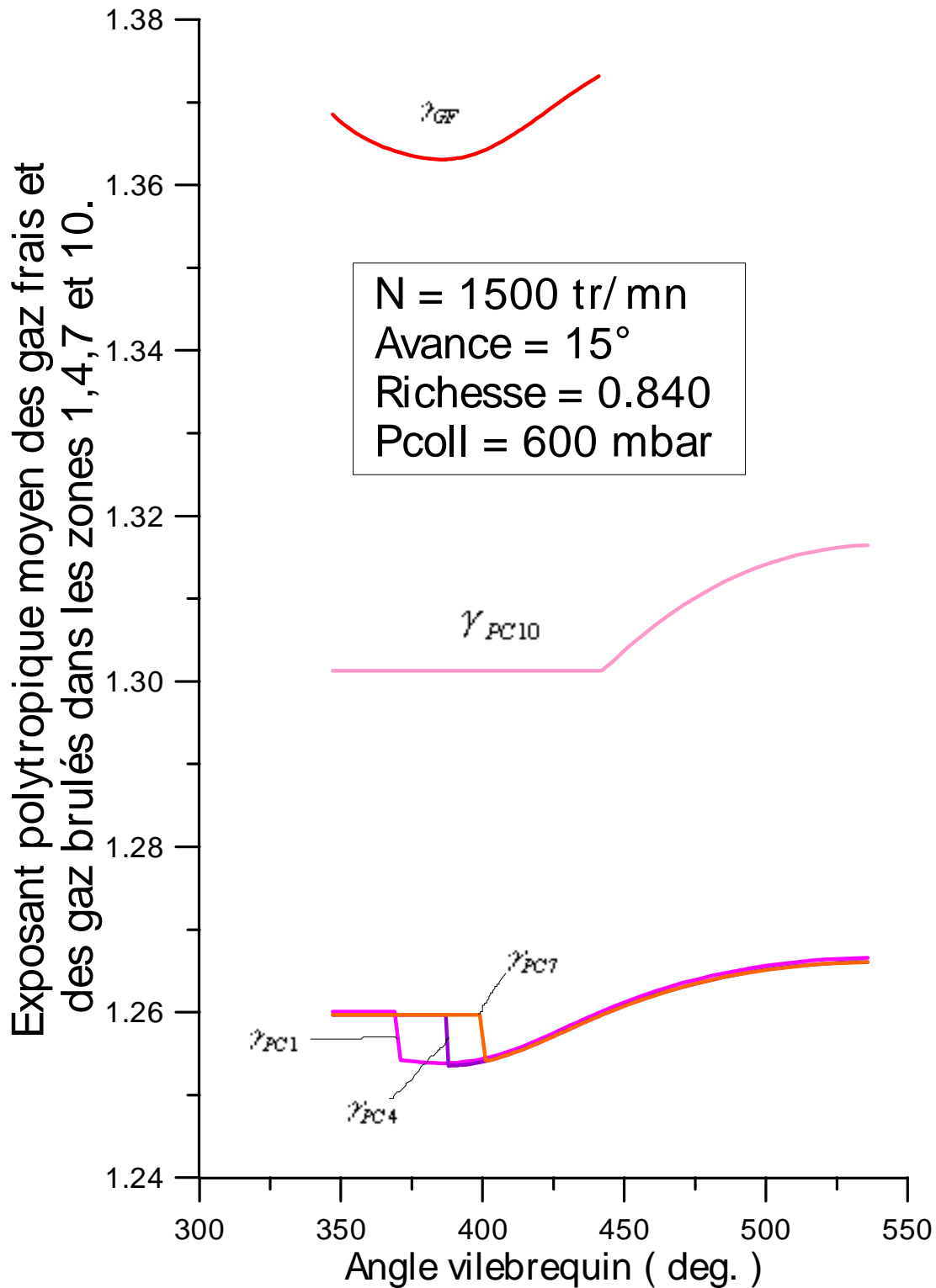


Fig.140 : Variation de l'exposant poly tropique moyen des gaz frais et des gaz brûlés dans les zones 1 , 4 , 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : aa15r0.85n1500

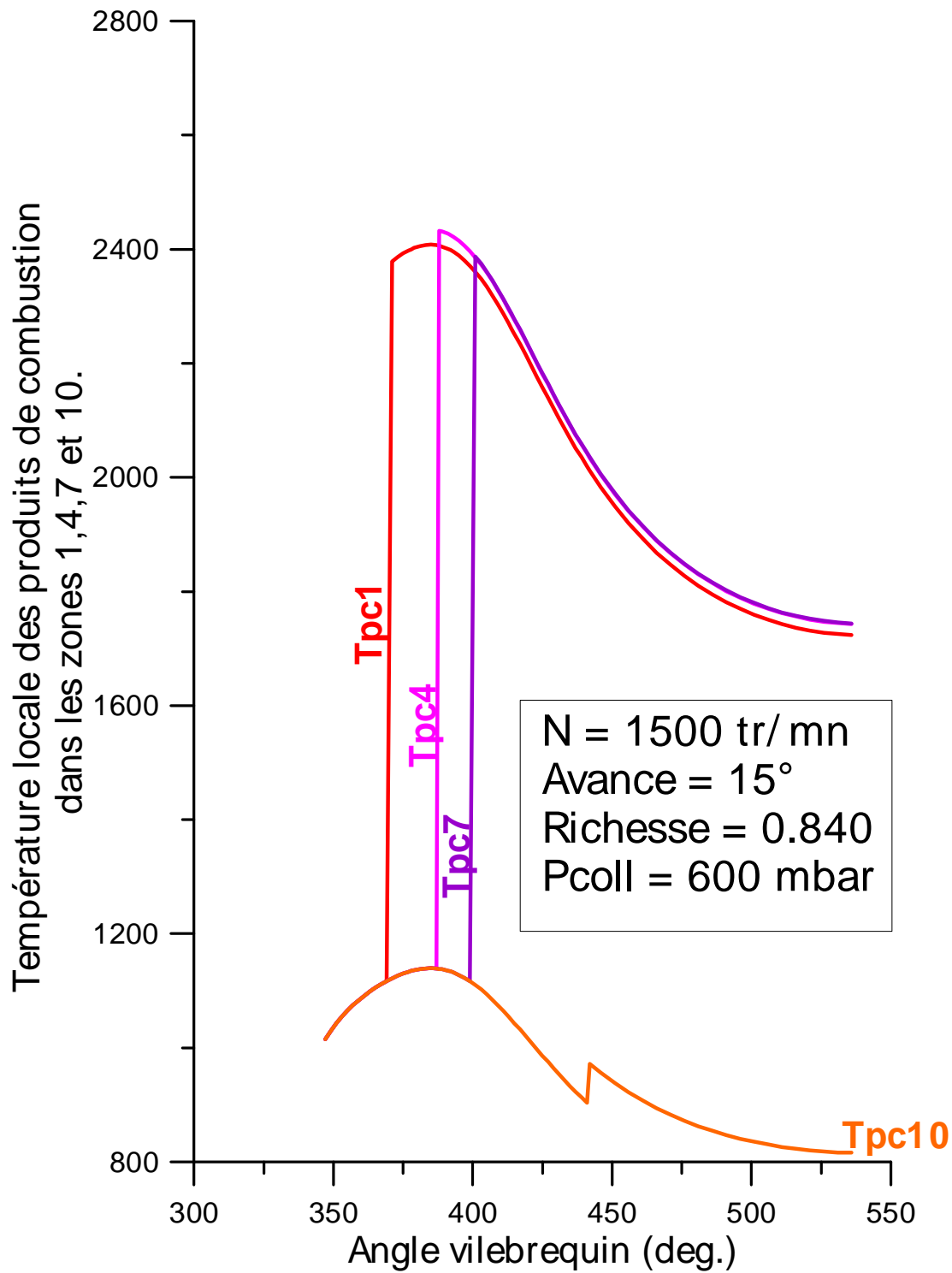


Fig.141 : Variation de la température locale des produits de combustion dans les zones 1, 4, 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : aa15r0.85n1500

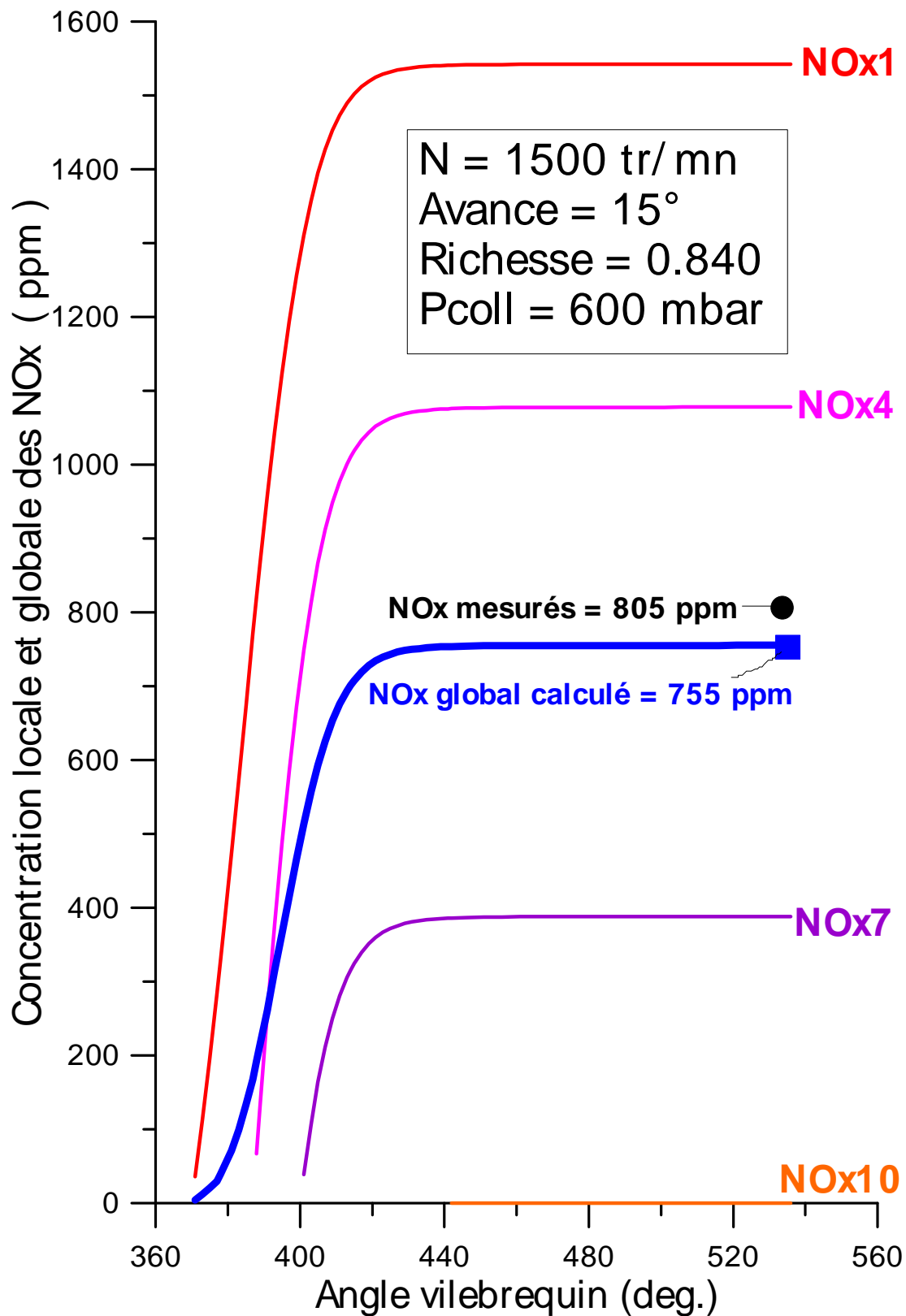


Fig.142 : Variation de la concentration globale des NOx (dans les 10 zones) et locale dans les zones 1, 4, 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : aa15r0.85n1500

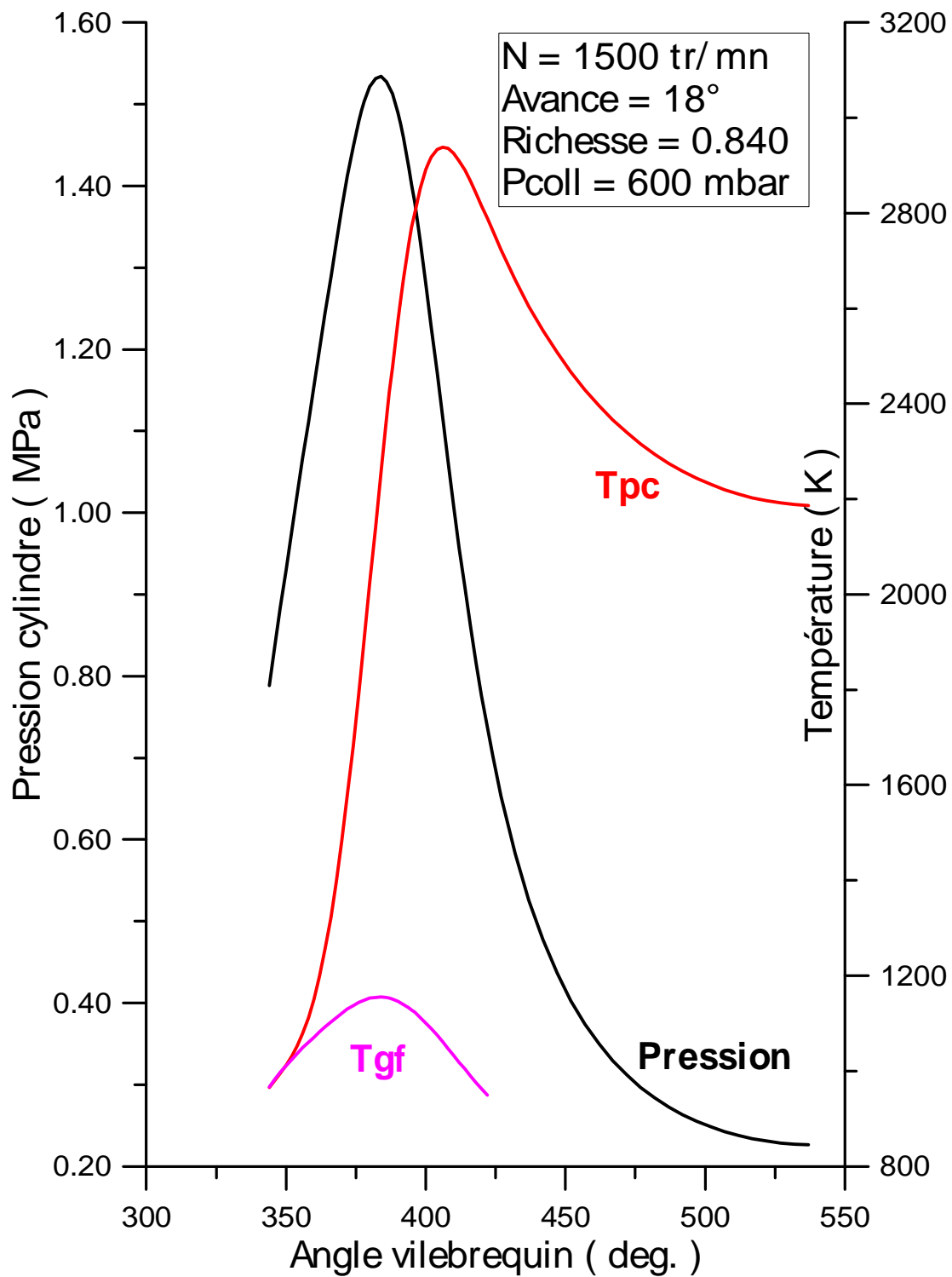


Fig.143 : Variation de la pression cylindre, de la température moyenne des gaz frais et celle des produits de combustion en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : aa18r0.85n1500

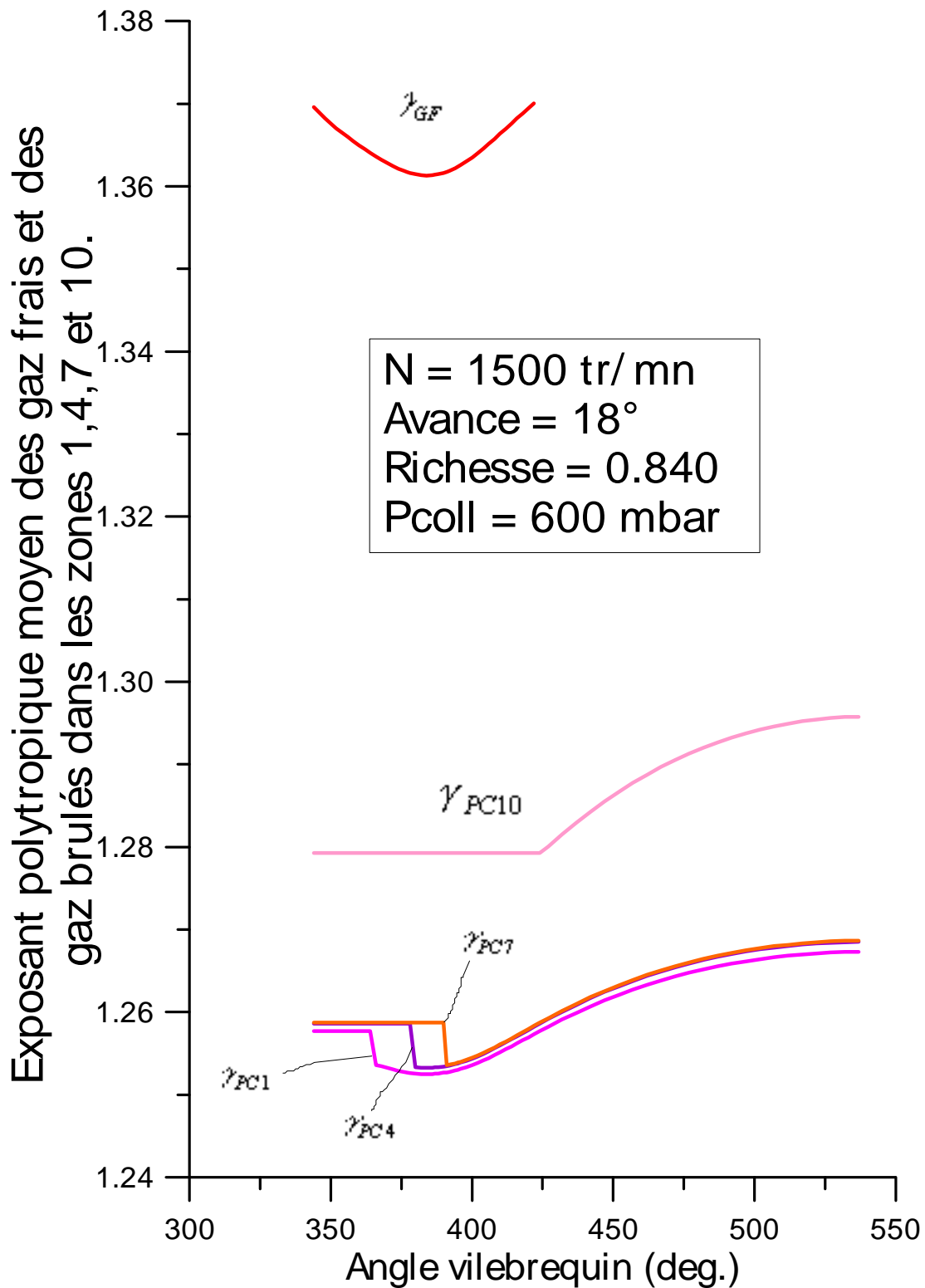


Fig.144 : Variation de l'exposant poly tropique moyen des gaz frais et des gaz brûlés dans les zones 1 , 4 , 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : aa18r0.85n1500

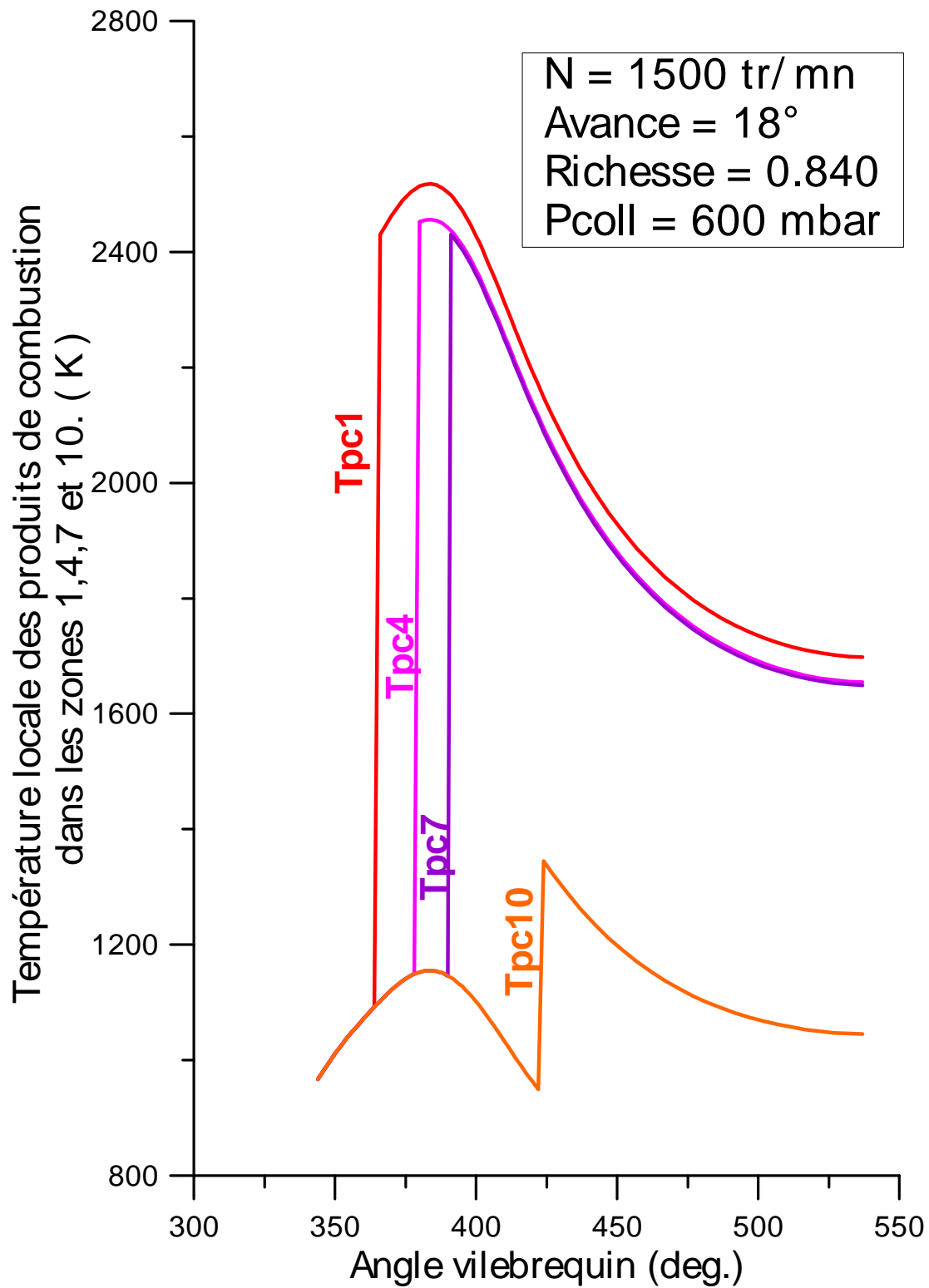


Fig.145 : Variation de la température locale des produits de combustion dans les zones 1, 4, 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : aa18r0.85n1500

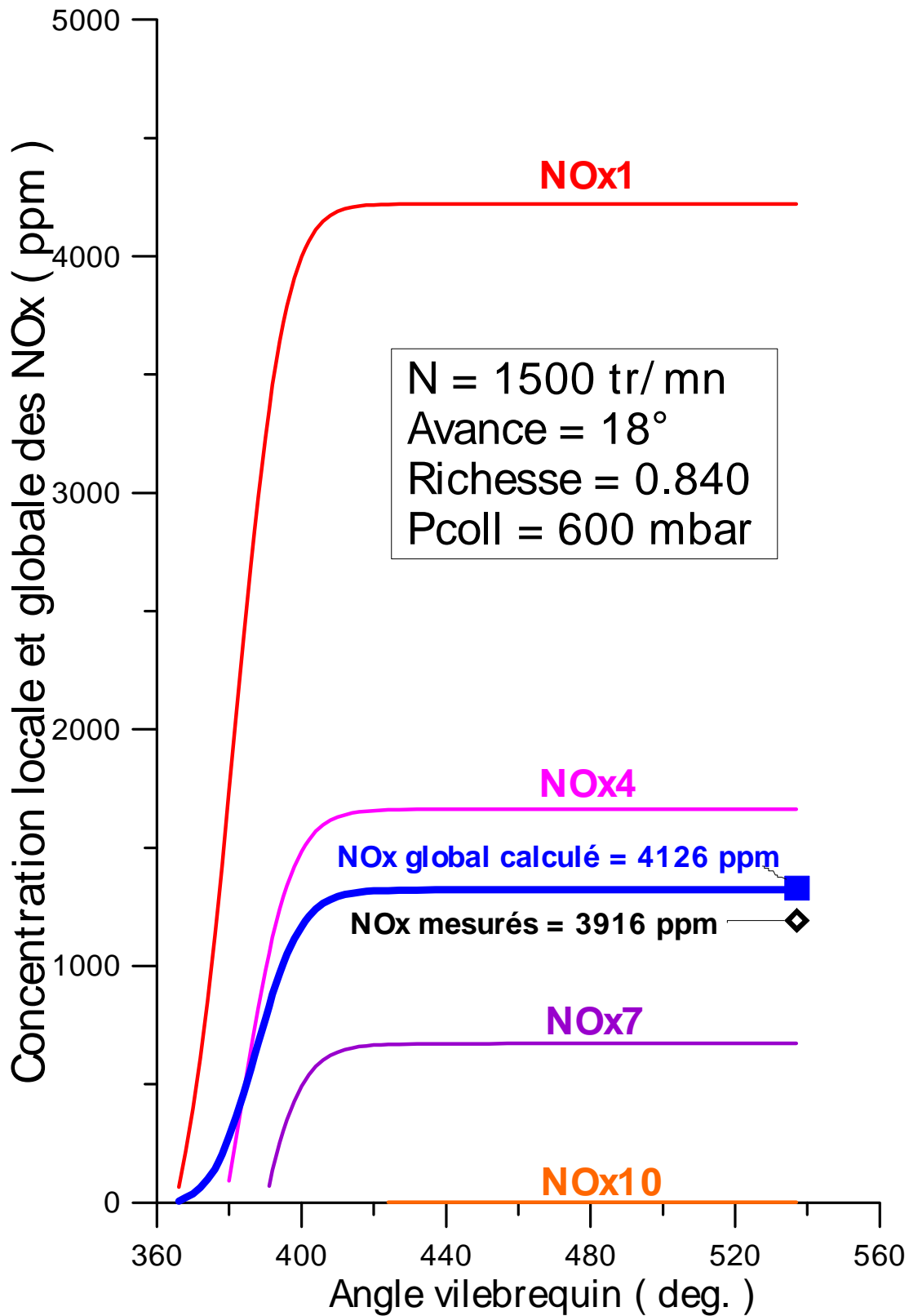


Fig.146 : Variation de la concentration globale des NOx (dans les 10 zones) et locale dans les zones 1, 4, 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : aa18r0.85n1500

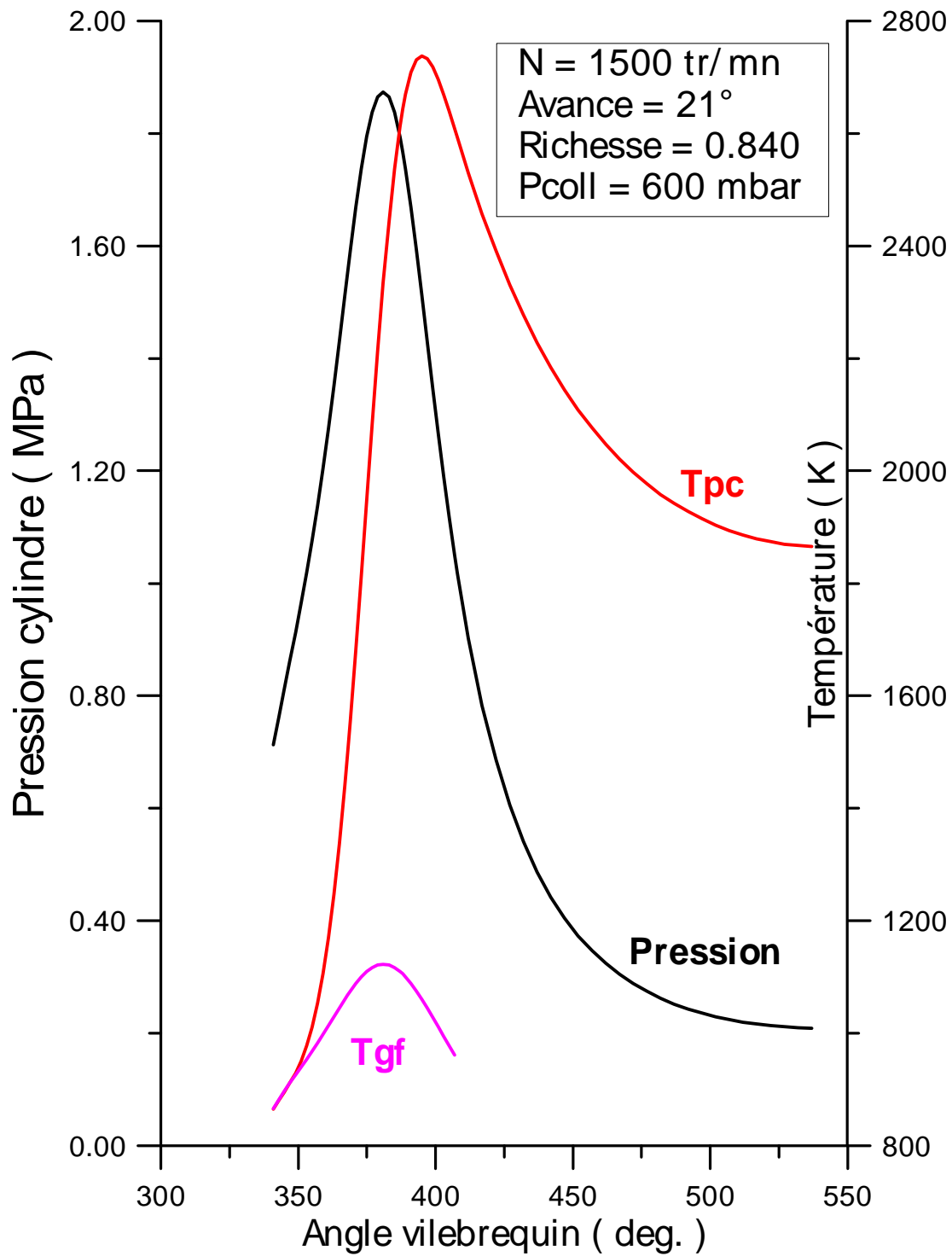


Fig.147 : Variation de la pression cylindre, de la température moyenne des gaz frais et celle des produits de combustion en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : aa21r0.85n1500

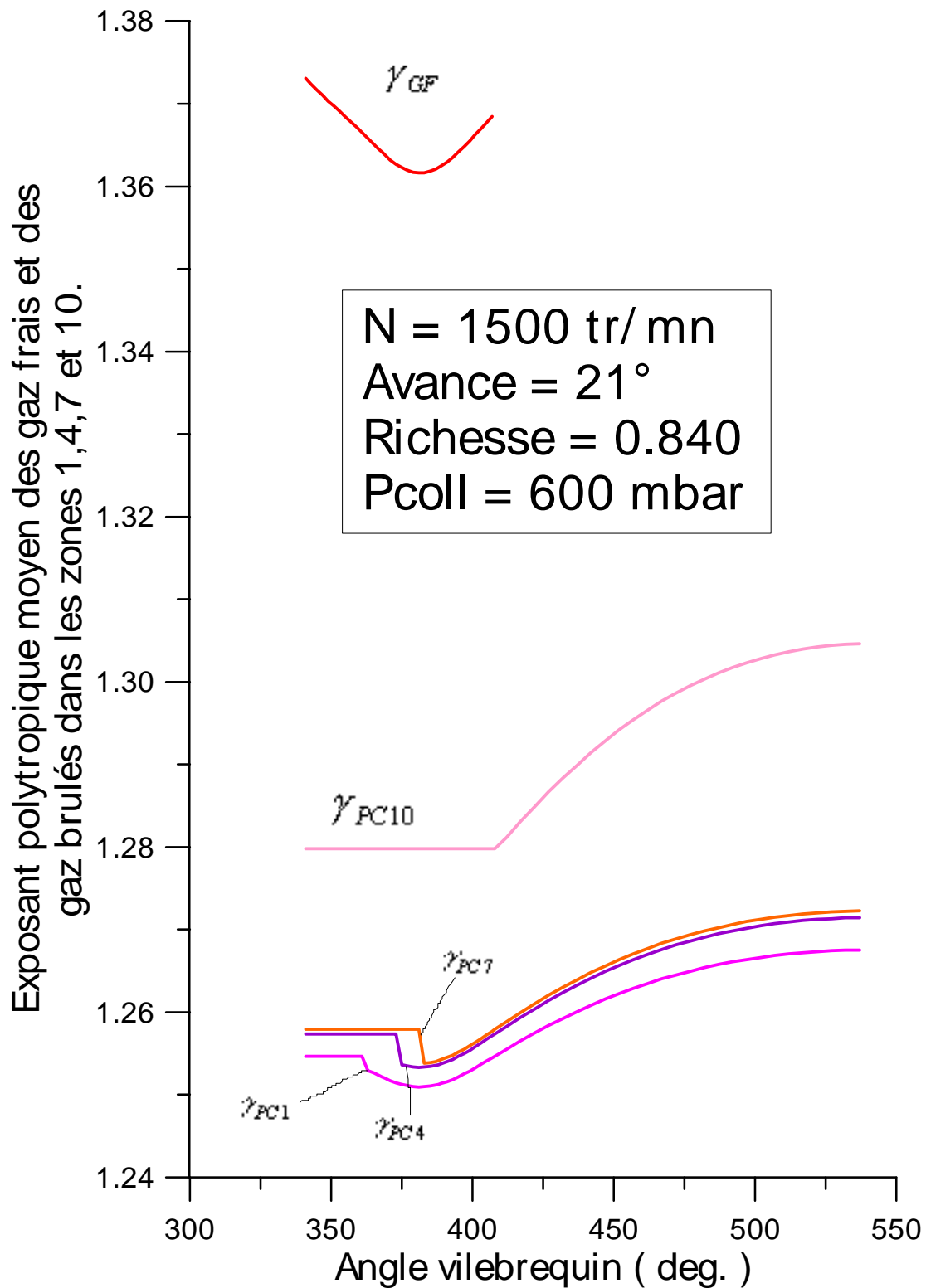


Fig.148 : Variation de l'exposant poly tropique moyen des gaz frais et des gaz brûlés dans les zones 1 , 4 , 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : aa21r0.85n1500

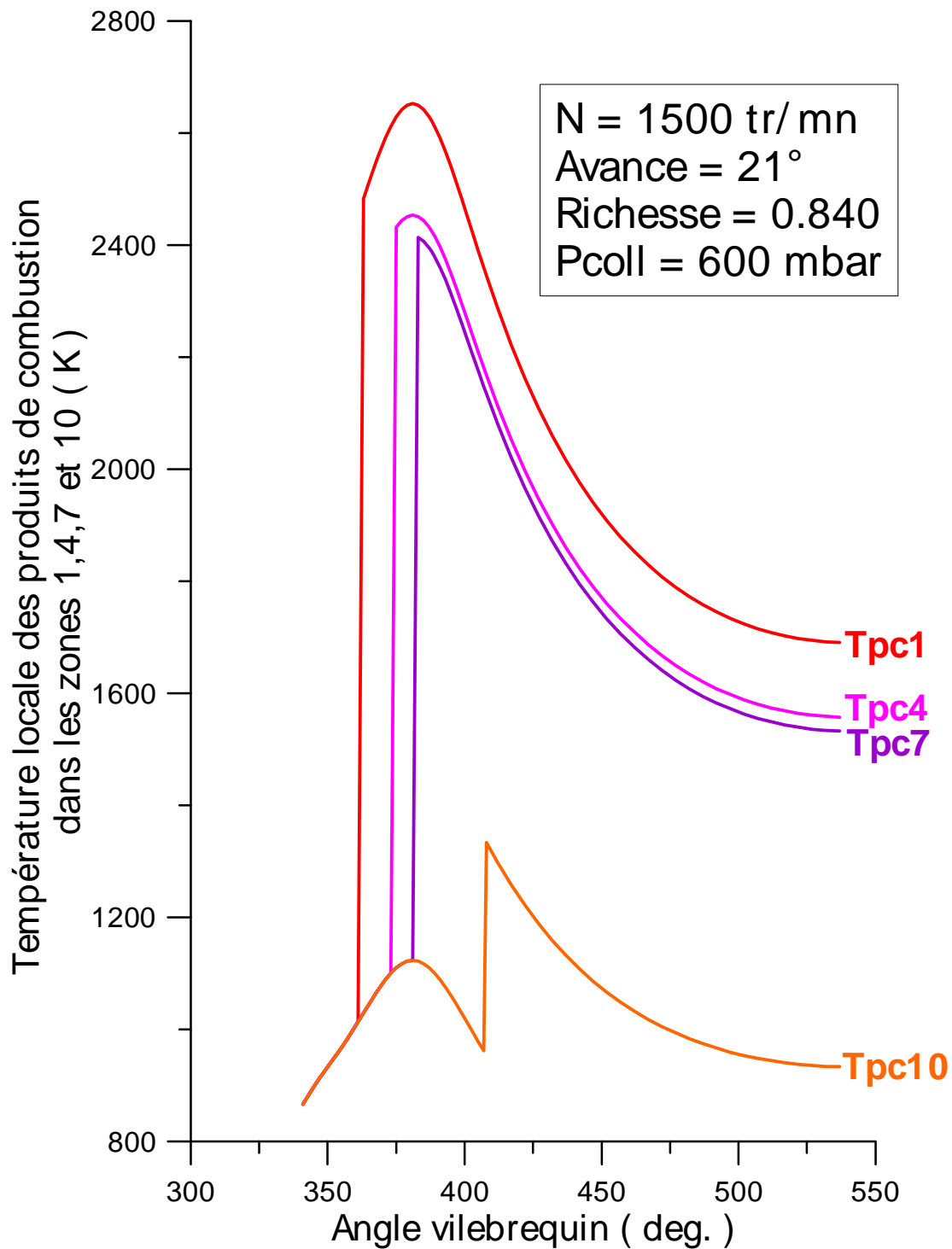


Fig.149 : Variation de la température locale des produits de combustion dans les zones 1, 4, 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : aa21r0.85n1500

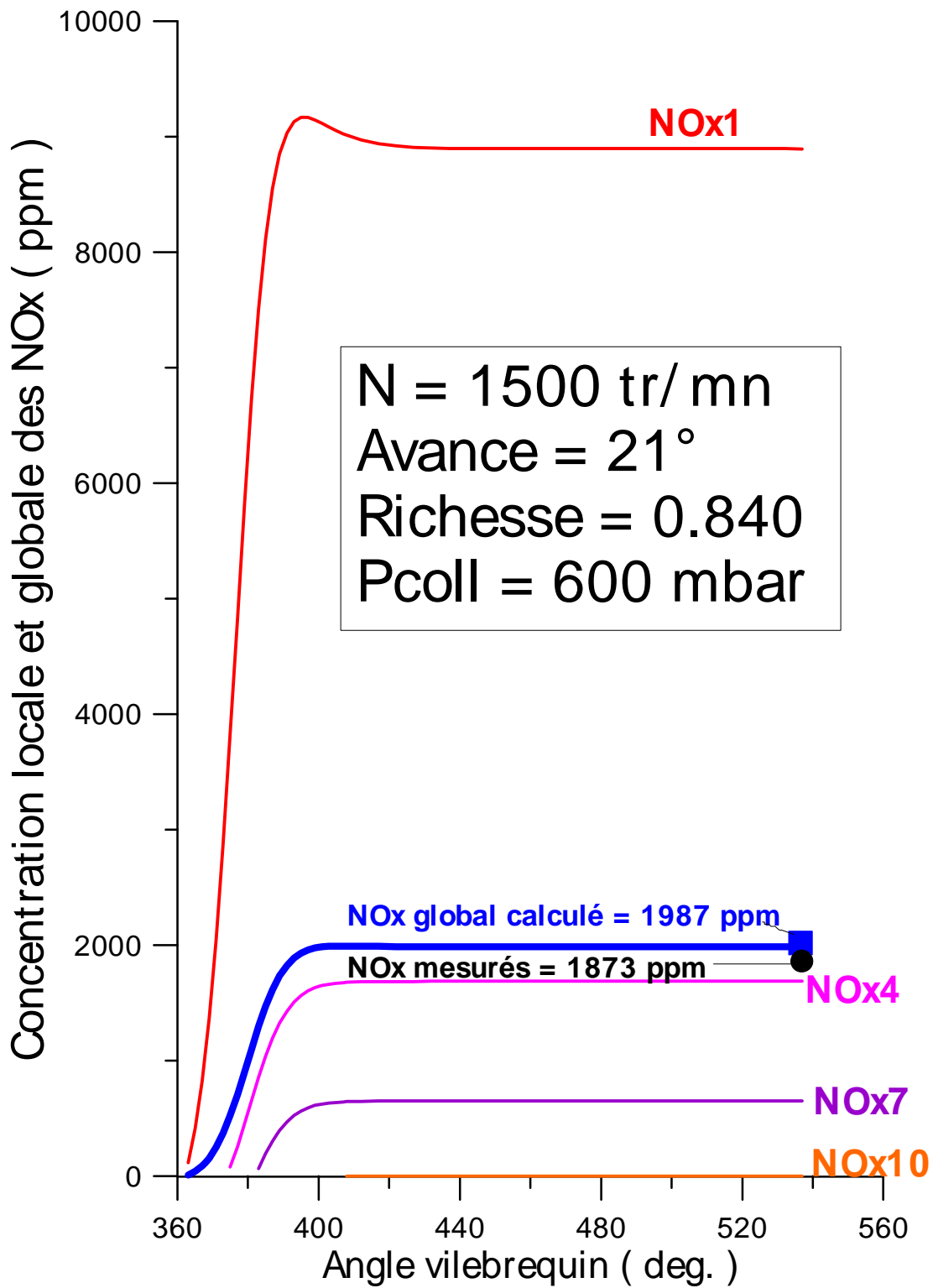


Fig.150 : Variation de la concentration globale des NOx (dans les 10 zones) et locale dans les zones 1, 4, 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : aa21r0.85n1500

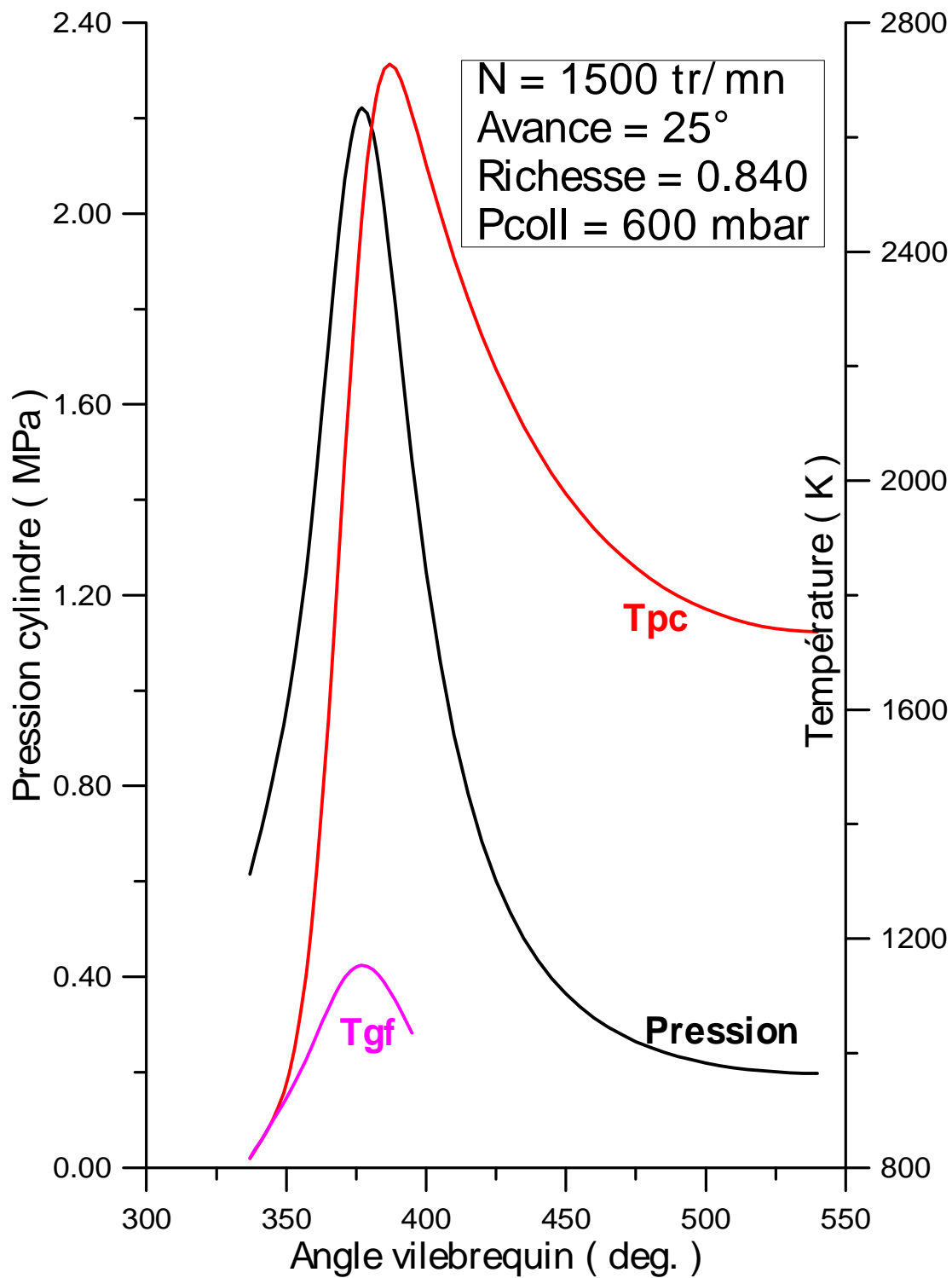


Fig.151 : Variation de la pression cylindre, de la température moyenne des gaz frais et celle des produits de combustion en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : aa25r0.85n1500

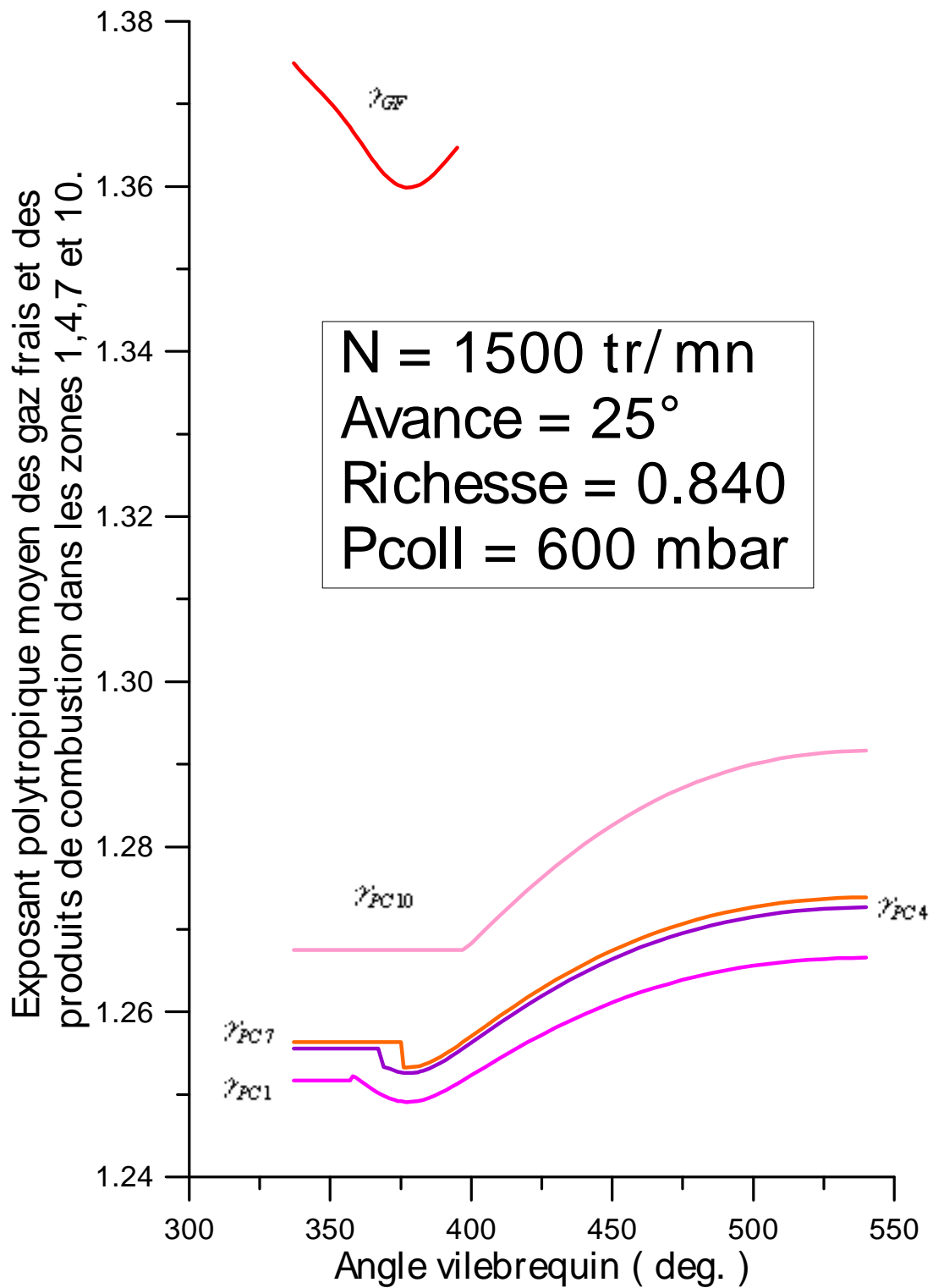


Fig.152 : Variation de l'exposant poly tropique moyen des gaz frais et des gaz brûlés dans les zones 1 , 4 , 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : aa25r0.85n1500

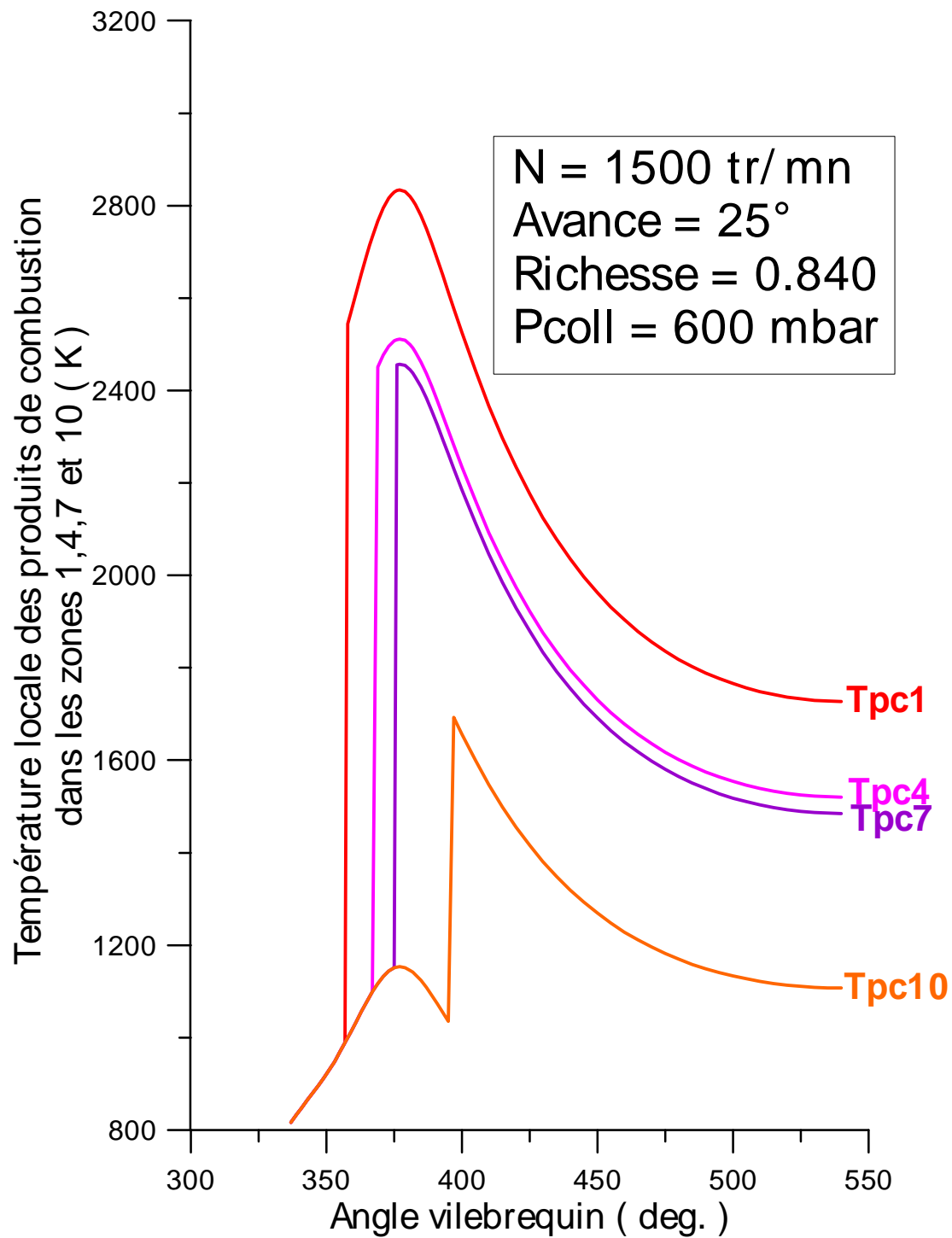


Fig.153 : Variation de la température locale des produits de combustion dans les zones 1, 4, 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : aa25r0.85n1500

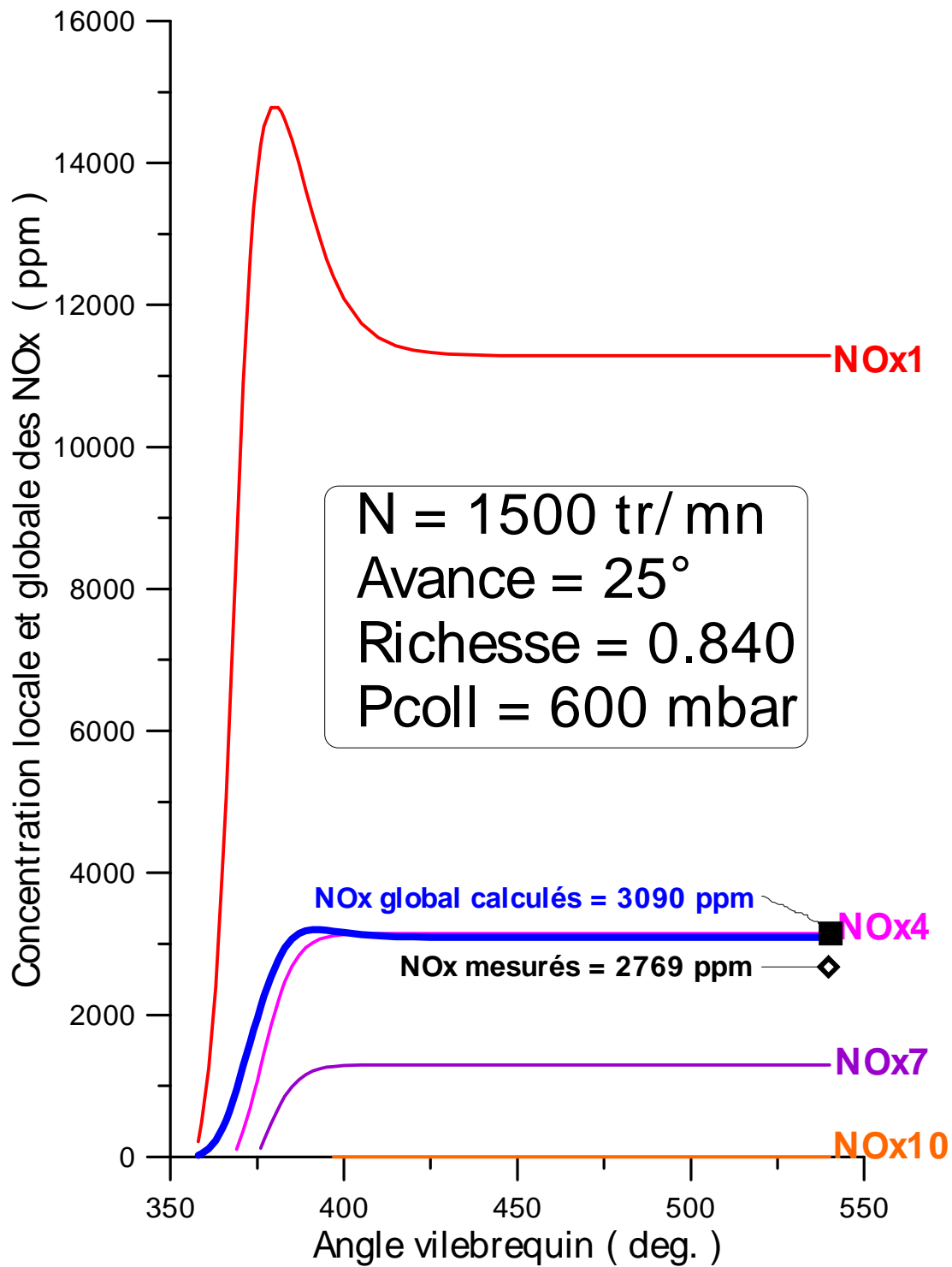


Fig.154 : Variation de la concentration globale des NOx (dans les 10 zones) et locale dans les zones 1, 4, 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : aa25r0.85n1500

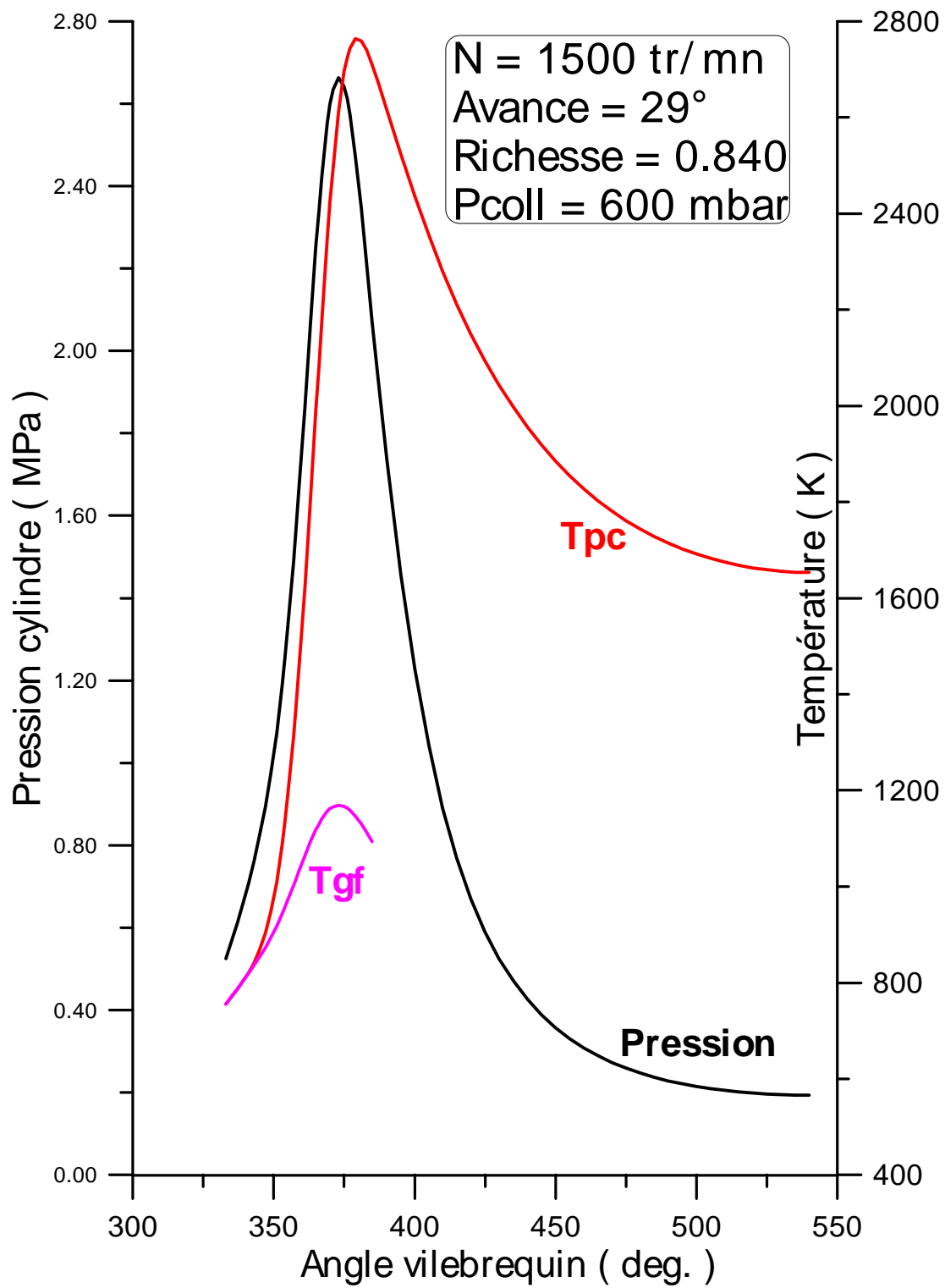


Fig.155 : Variation de la pression cylindre, de la température moyenne des gaz frais et celle des produits de combustion en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : aa29.5r0.85n1500

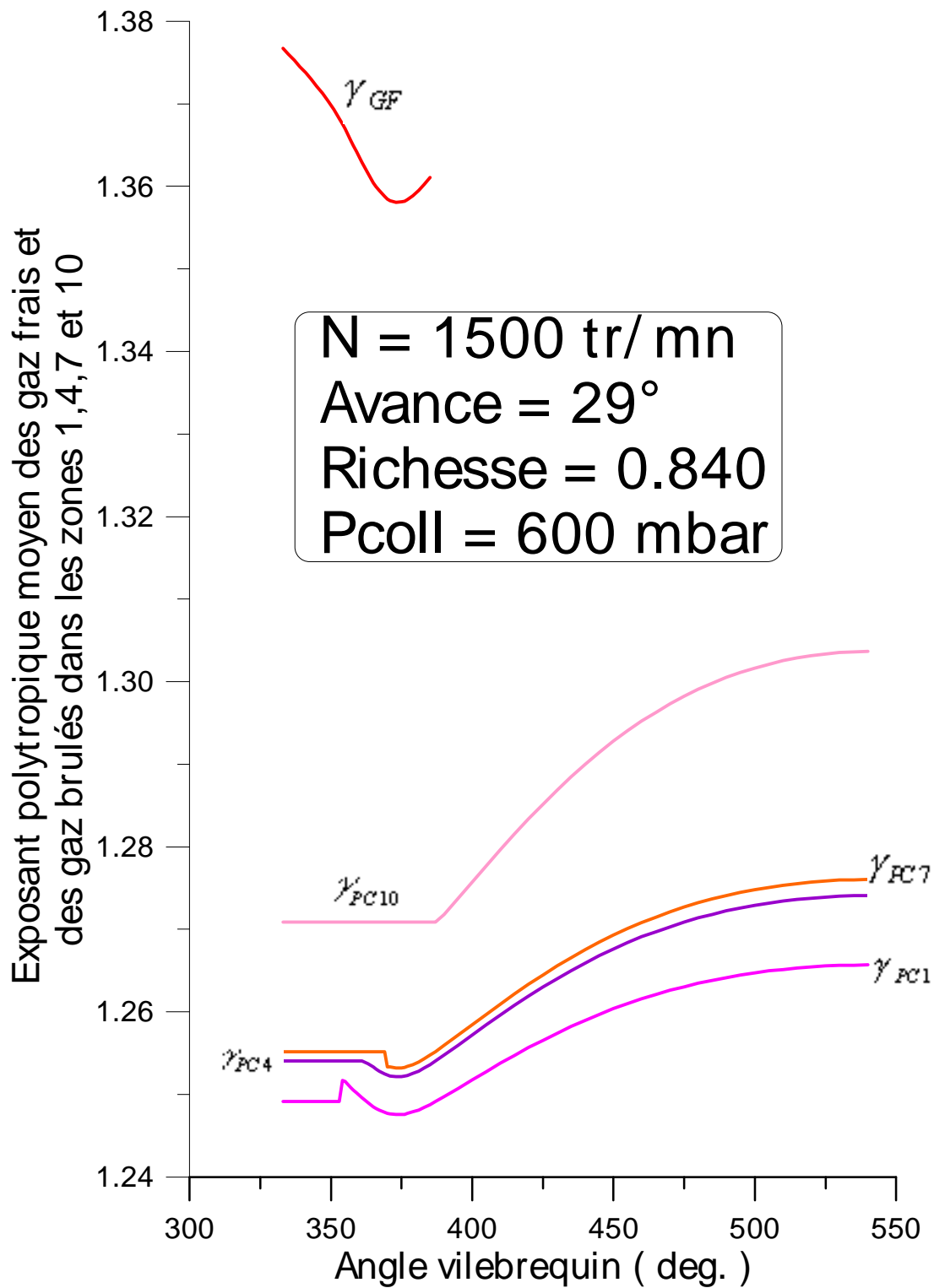


Fig.156 : Variation de l'exposant poly tropique moyen des gaz frais et des gaz brûlés dans les zones 1 , 4 , 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : aa29.5r0.85n1500

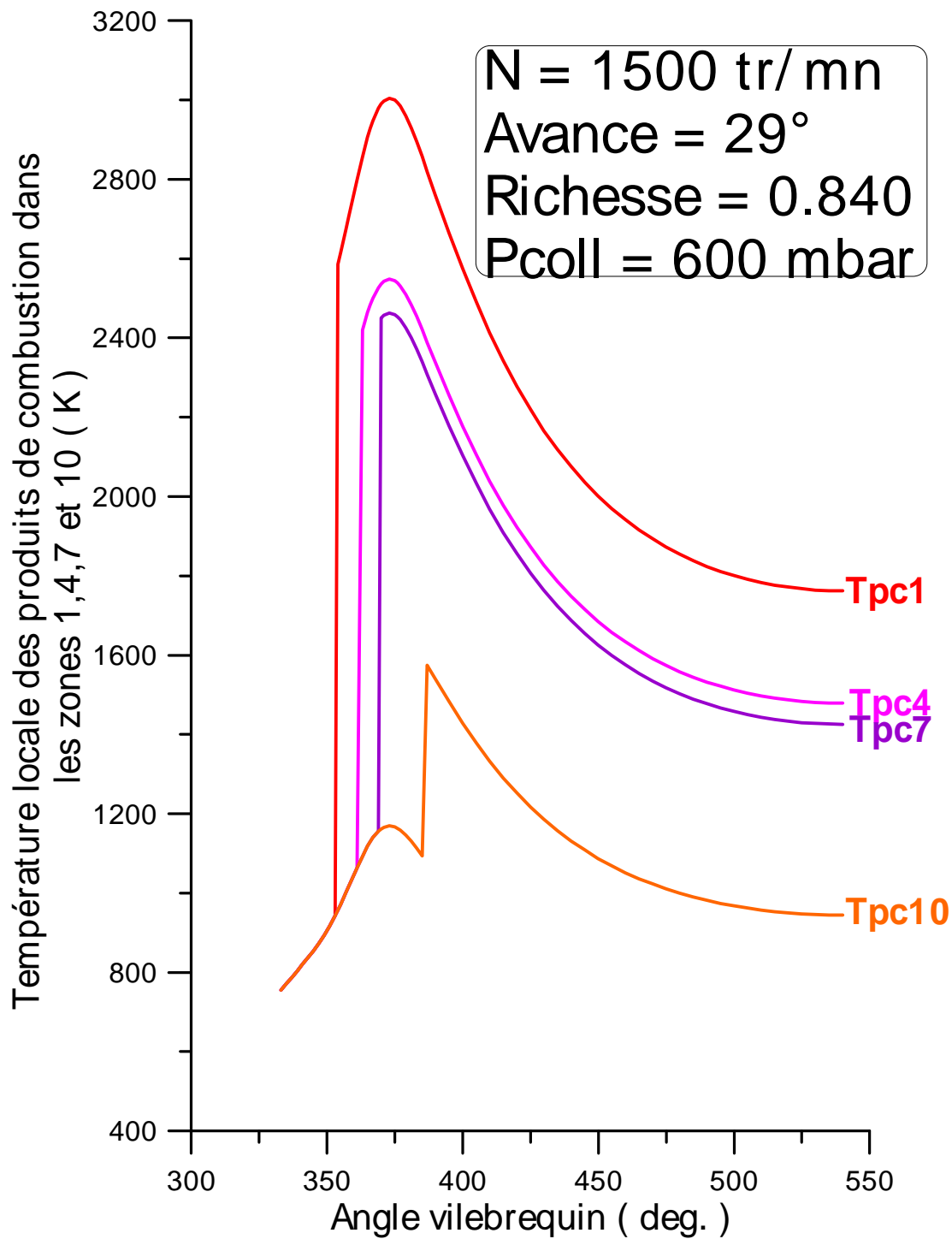


Fig.157 : Variation de la température locale des produits de combustion dans les zones 1, 4, 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : aa29.5r0.85n1500

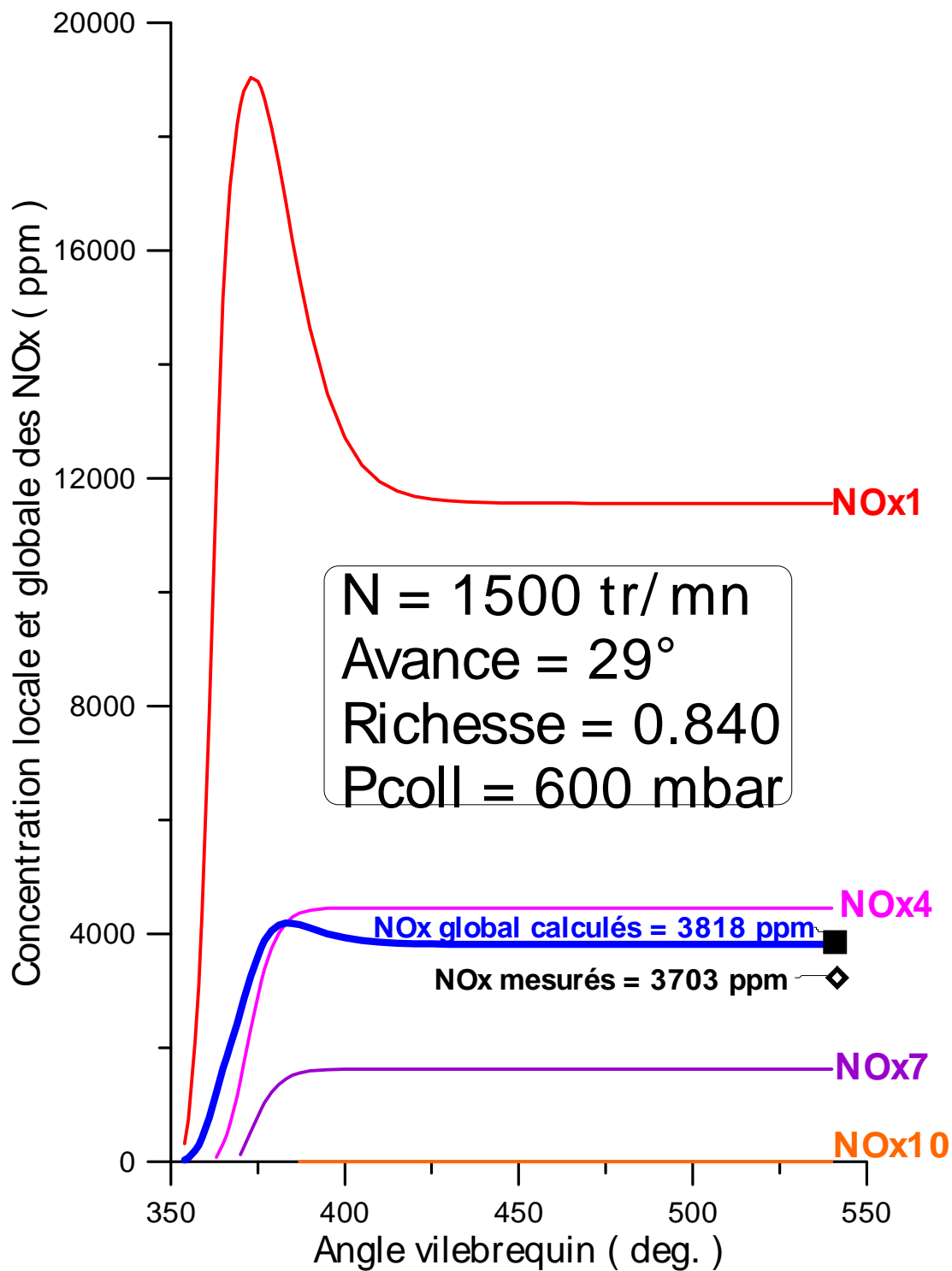


Fig.158 : Variation de la concentration globale des NOx (dans les 10 zones) et locale dans les zones 1, 4, 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : aa29.5r0.85n1500

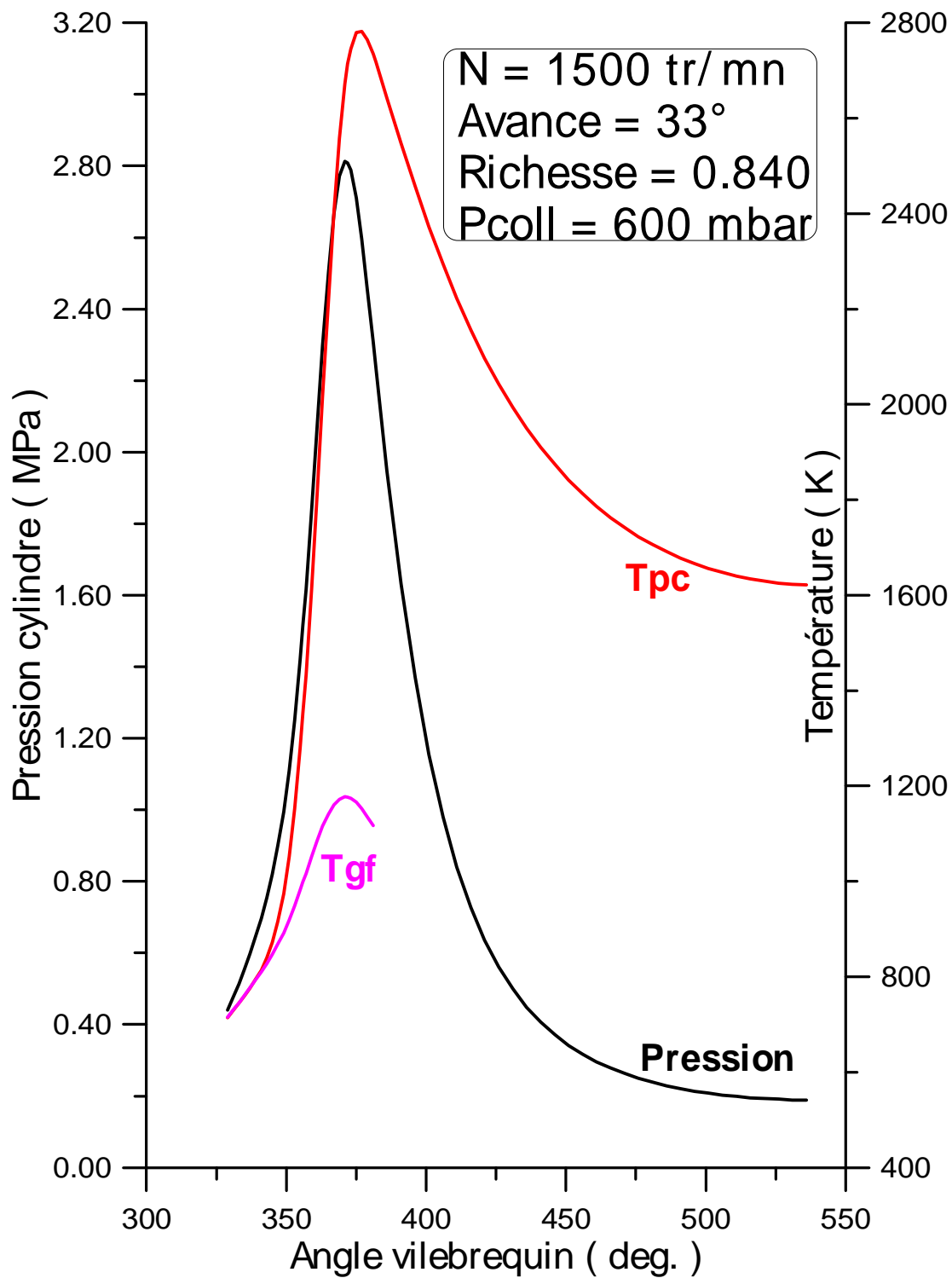


Fig.159 : Variation de la pression cylindre, de la température moyenne des gaz frais et celle des produits de combustion en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : aa33r0.85n1500

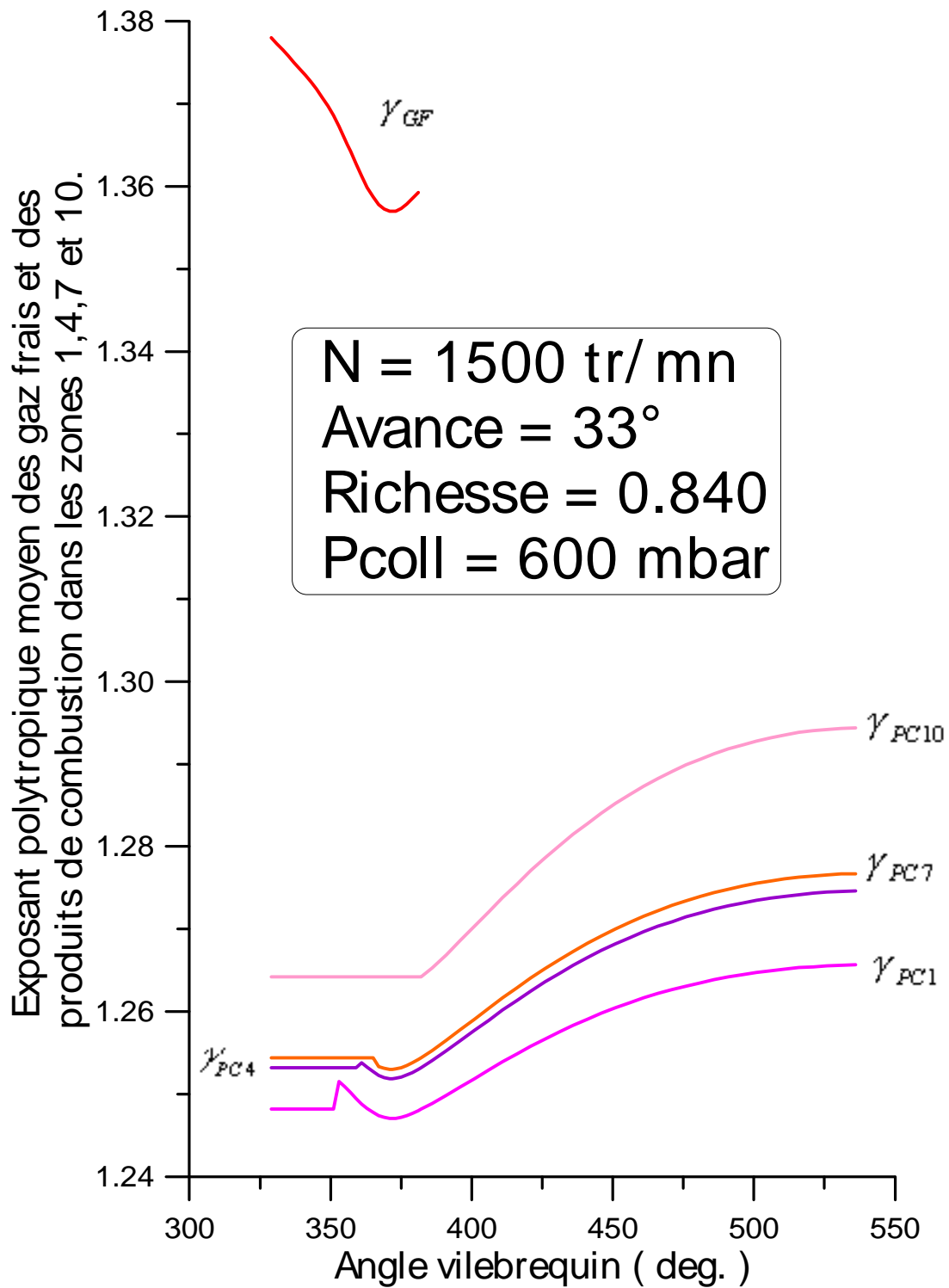


Fig.160 : Variation de l'exposant poly tropique moyen des gaz frais et des gaz brûlés dans les zones 1 , 4 , 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : aa33r0.85n1500

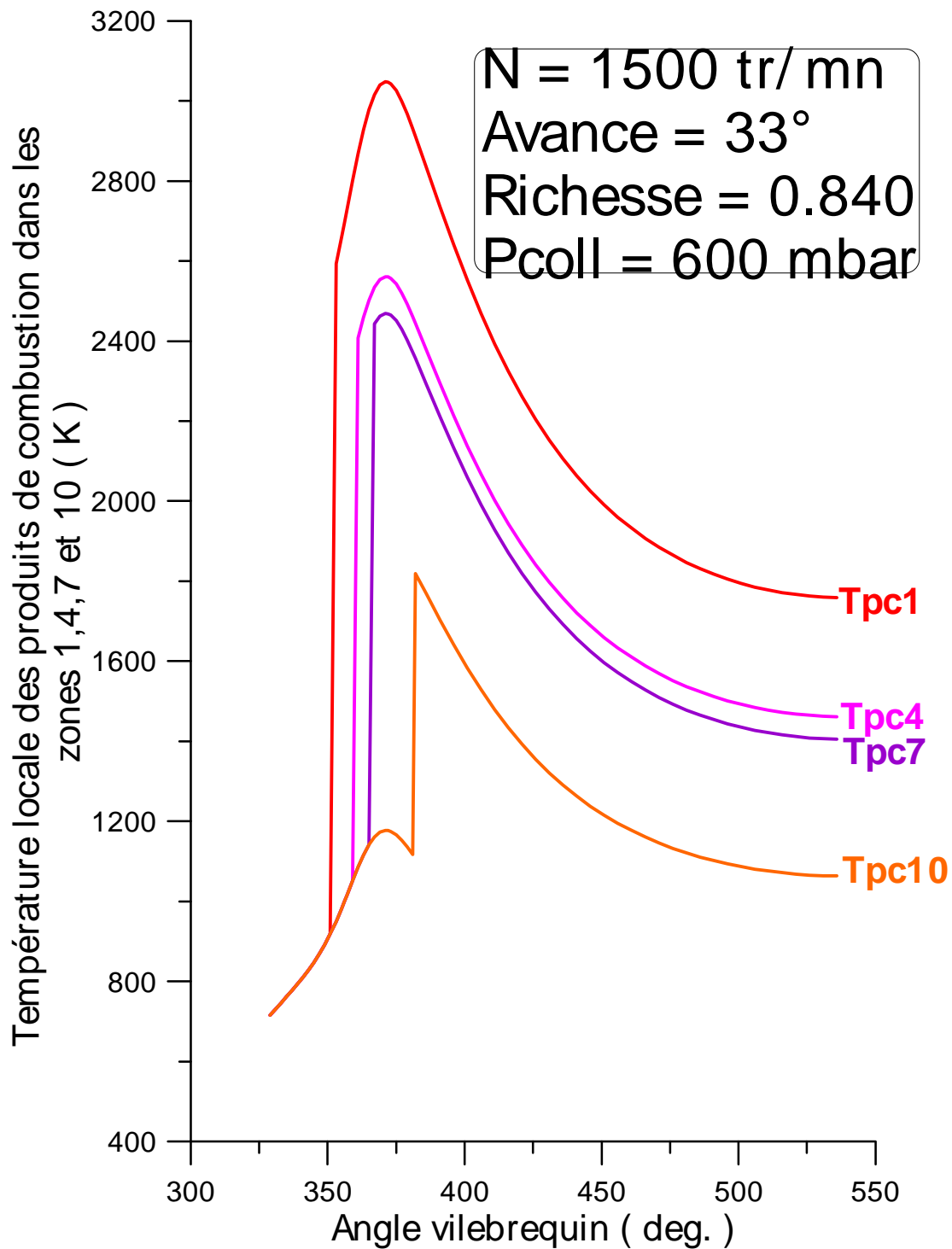


Fig.161 : Variation de la température locale des produits de combustion dans les zones 1, 4, 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : aa33r0.85n1500

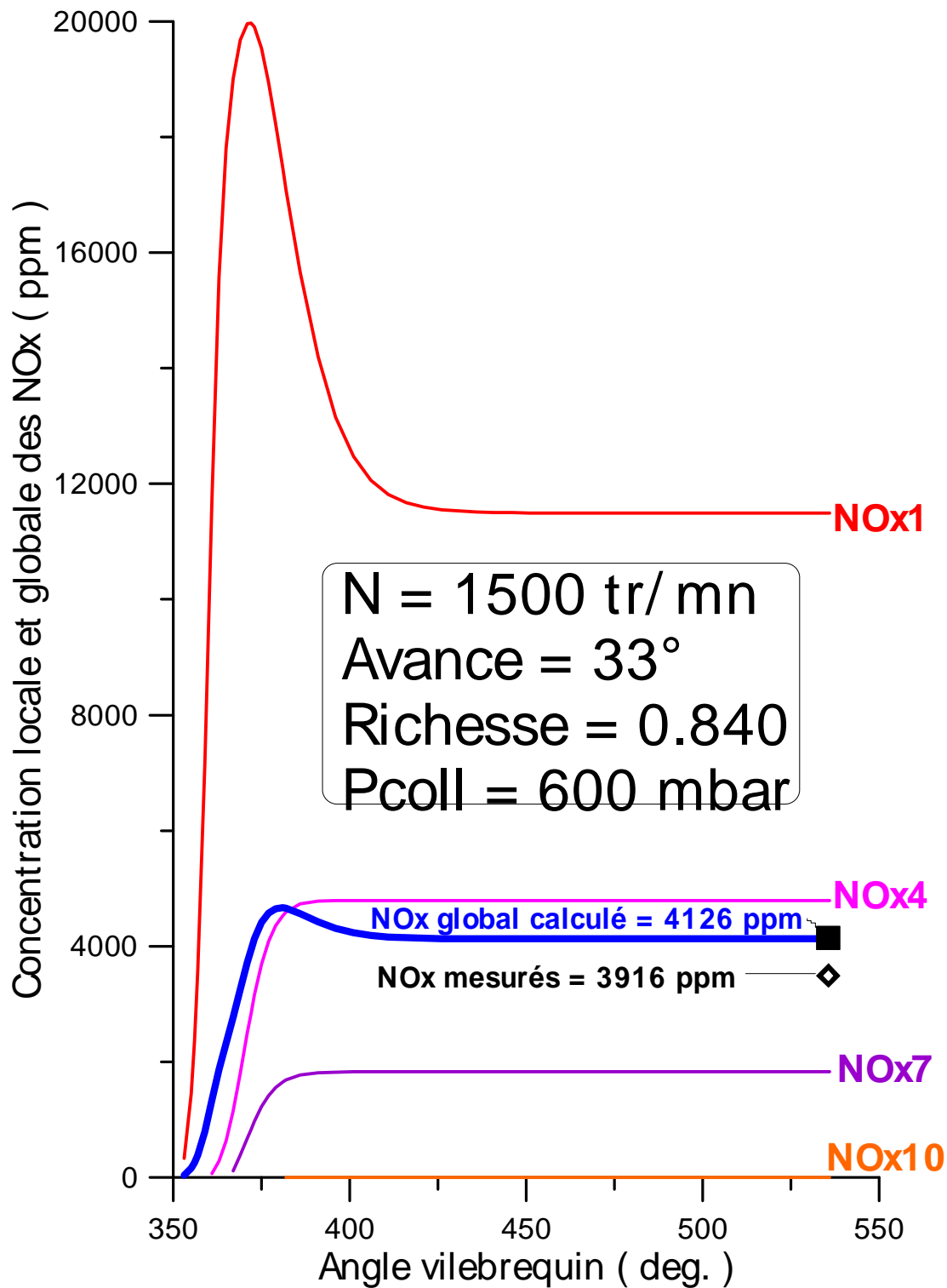


Fig.162 : Variation de la concentration globale des NOx (dans les 10 zones) et locale dans les zones 1, 4, 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : aa33r0.85n1500

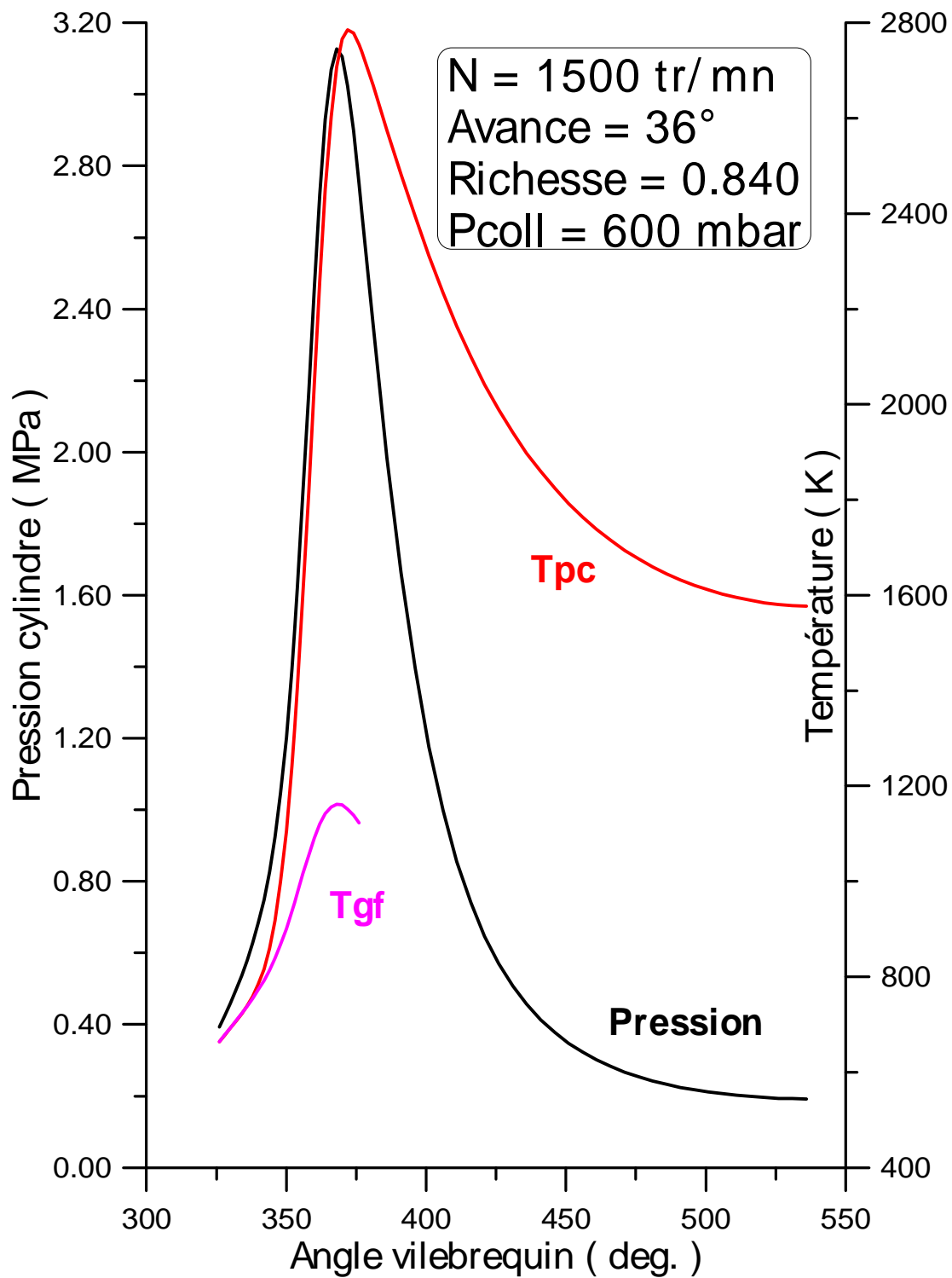


Fig.163 : Variation de la pression cylindre, de la température moyenne des gaz frais et celle des produits de combustion en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : aa36r0.85n1500

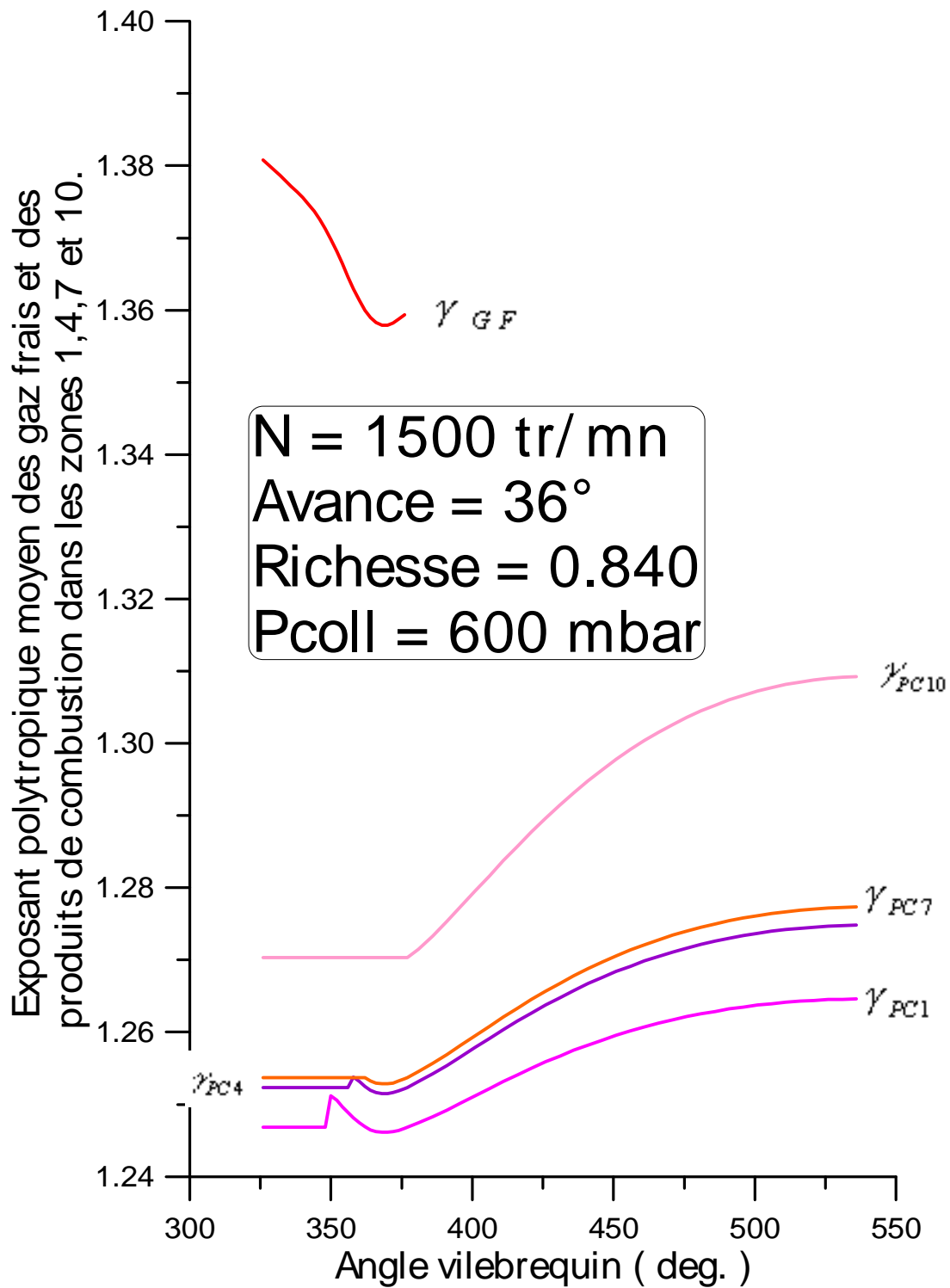


Fig.164 : Variation de l'exposant poly tropique moyen des gaz frais et des gaz brûlés dans les zones 1 , 4 , 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : aa36r0.85n1500

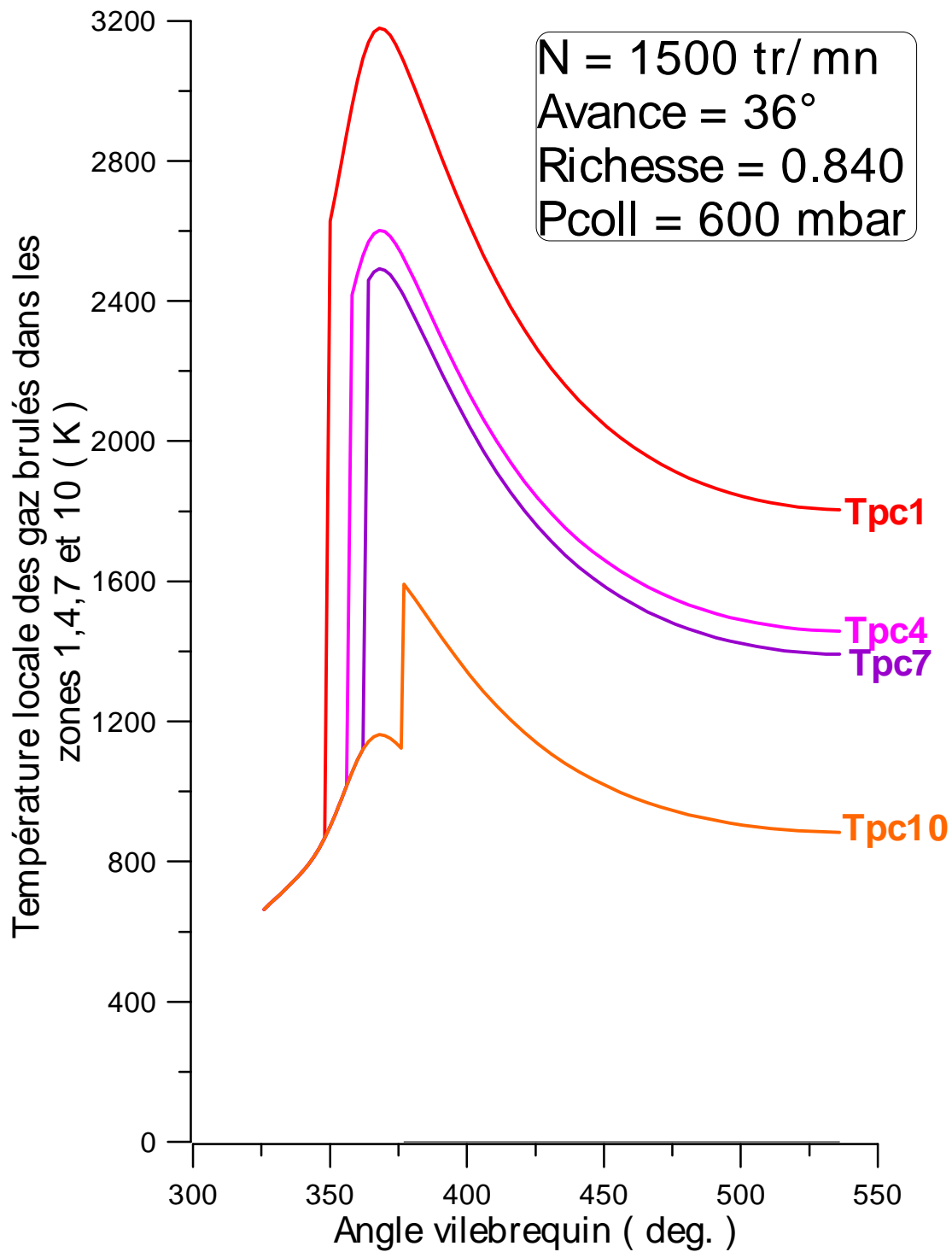


Fig.165 : Variation de la température locale des produits de combustion dans les zones 1, 4, 7 et 10 en fonction de l'angle vilebrequin relativement à l'essai : aa36r0.85n1500

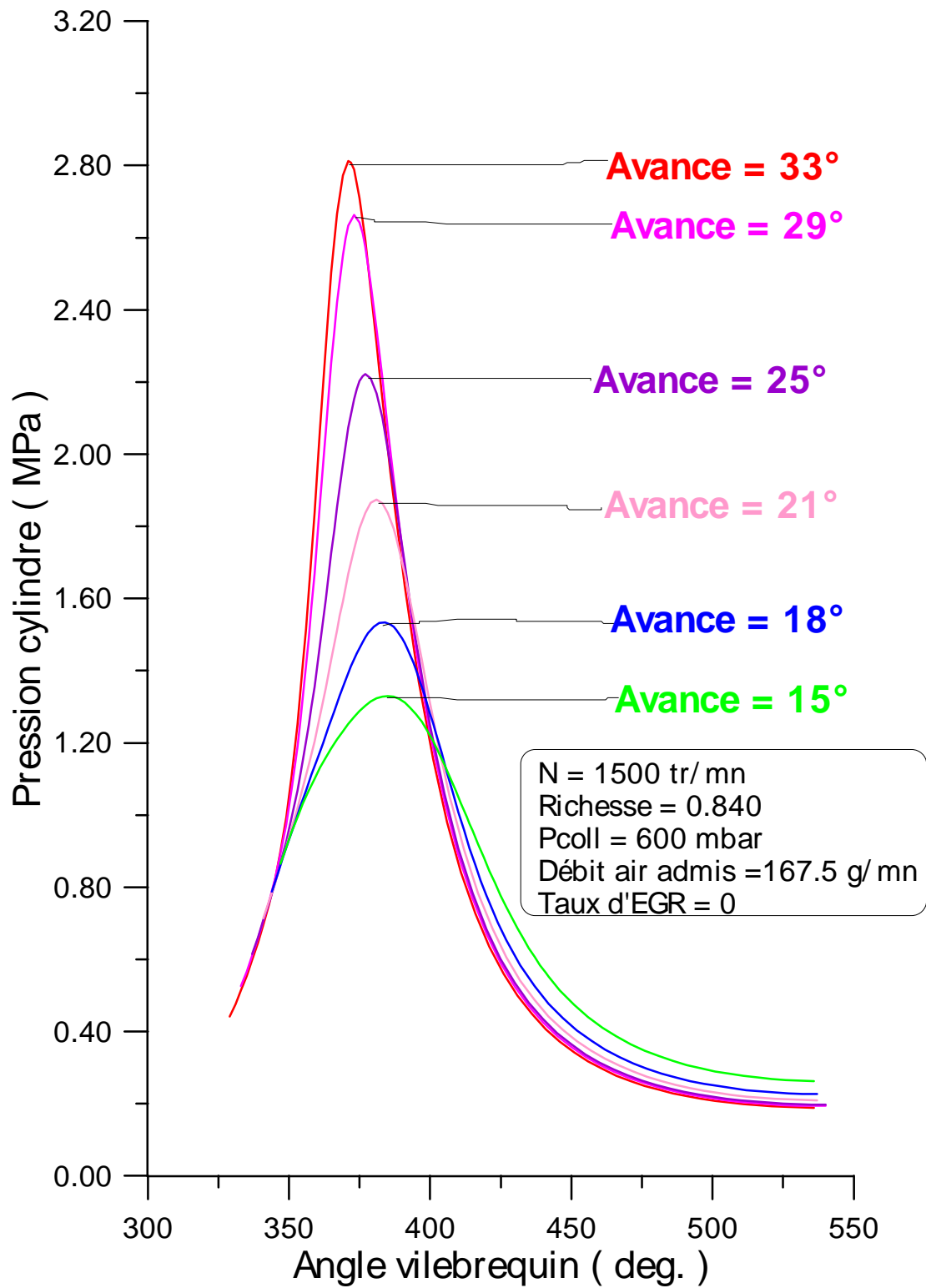


Fig.166 : Variation de la pression cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour différents angles d'avance à l'allumage.

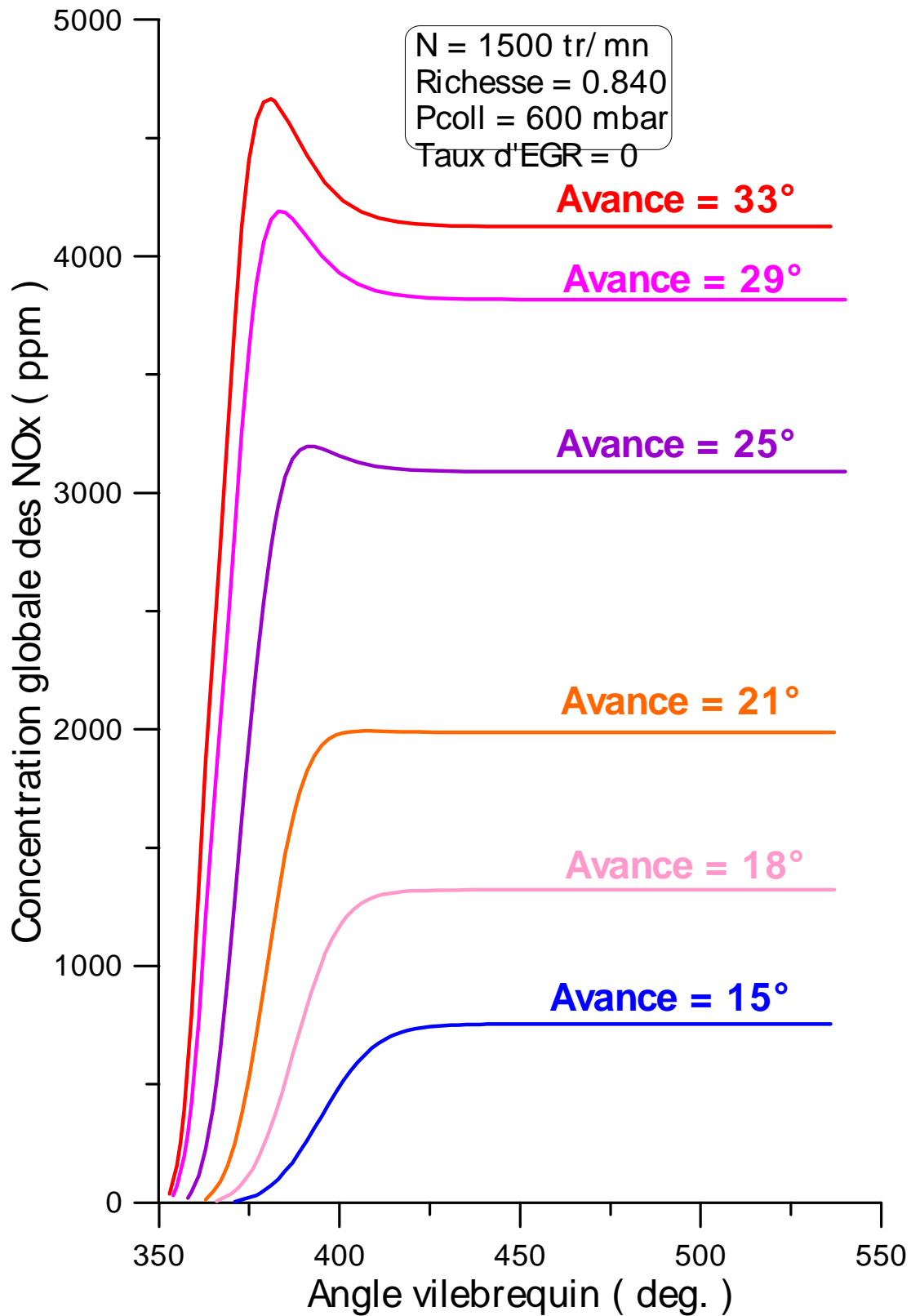


Fig.167 : Variation de la concentration globale des NOx (dans les 10 zones) en fonction de l'angle vilebrequin pour différents angles d'avance à l'allumage.

QUATRIEME SERIE D'ESSAI:

Influence du taux d'EGR (Exhaust Gas Recirculation) sur le déroulement du cycle moteur et sur la formation des NOx:

Objectif des essais :

Etude de l'influence du taux d'EGR sur le couple, le rendement, le déroulement du cycle réel du moteur et sur la formation des polluants et en particulier les NOx.

Les mesures effectuées :

Pour une vitesse de rotation de 1500 tr/mn et un débit massique de carburant constant (28.50g/mn), et pour une richesse constante (0.844), et une avance constante de (29.50°), on a étudié l'influence du recyclage des gaz d'échappement (on a réalisé 5 points de mesure) sur les caractéristiques de fonctionnement du moteur et sur la formation des polluants et en particulier les NOx.

Les résultats expérimentaux des essais sont regroupés dans le tableau 45.

Tableau.4: Tableau regroupant les résultats expérimentaux de l'influence du taux de recyclage des gaz d'échappement (EGR) (5 points d'essais) sur les performances et sur la formation des polluants du moteur testé.

N°feuille:	Nom et Prénom:	Date :	Moteur :	Laboratoire	Influence
4	OUKSEL.Tayeb	08/02/2005	4JS	: LME	de l'EGR
N (tr/mn)	1500	1500	1500	1500	1500
Avance (°)	29.5	29.5	29.5	29.5	29.5
P.air.adm (mbar)	601.0	614.0	628.0	656.0	680.6
Débit air adm (g/mn)	166.6	167.7	167.0	166.0	166.0
Press inj (bar)	2.45	2.48	2.50	2.51	2.55
T inj (ms)	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0
Temp air adm (°C)	26.7	27.3	27.4	27.3	27.1
Conso ess (g/mn)	28.50	28.50	28.40	28.50	28.20
Temp ess(°C)	28.50	28.50	28.40	28.50	28.20
Couple (N.m)	10.30	10.55	10.45	9.30	7.70
Temp échap (°C)	476.0	478.0	478.0	490.0	515.0
Press échap (mbar)	1015.0	1015.0	1015.0	1015.0	1014.0
PMF moy (bar)	1.73	1.51	2.23	1.30	3.48
PME moy (bar)	2.59	2.65	2.63	2.34	1.94

PMI moy (bar)	4.07	4.14	4.17	3.95	3.48
PMI HP (bar)	4.40	4.45	4.48	4.25	3.77
PMI BP (bar)	-0.33	-0.32	-0.31	-0.30	-0.29
Covariance PMI (%)	0.90	0.90	1.97	4.73	10.99
Pres max (bar)	27.16	25.68	23.86	19.23	15.74
Sig Pmax (bar)	2.03	2.03	2.17	2.49	1.63
Alfa Pmax (°)	13.71	15.07	16.66	18.43	13.62
Sig Alfa Pmax (°)	2.00	1.75	1.77	2.20	4.97
CO (ppm)	888	849	814	765	1006
CO2 (%)	12.68	12.66	12.71	12.72	12.66
CO2 EGR (%)	0.041	0.407	0.791	1.403	1.921
HC (ppm)	1200	1083	1124	931	1345
O2 (%)	3.81	3.84	3.79	3.78	3.82
NOx (ppm)	3732	3036	1849	570	173
Tension	3.200	3.200	3.200	3.200	3.200
UEGO (V)					
Richesse baie	0.844	0.844	0.847	0.846	0.849
Excès d'air	1.185	1.185	1.181	1.182	1.177
H/C	1.990	1.990	1.990	1.990	2.010
Taux EGR massique	0.01	2.90	5.92	10.73	14.87
Fichier rapide	egr0n1500aa29. 5	egr0.5n1500 aa29.5	egr0.75n 1500aa2 9.5	Egr1n1500 aa29.5	Egr1.25n1 500aa29.5
Nombre de tours de la vanne d' EGR	0	0.5	0.75	1	1.25

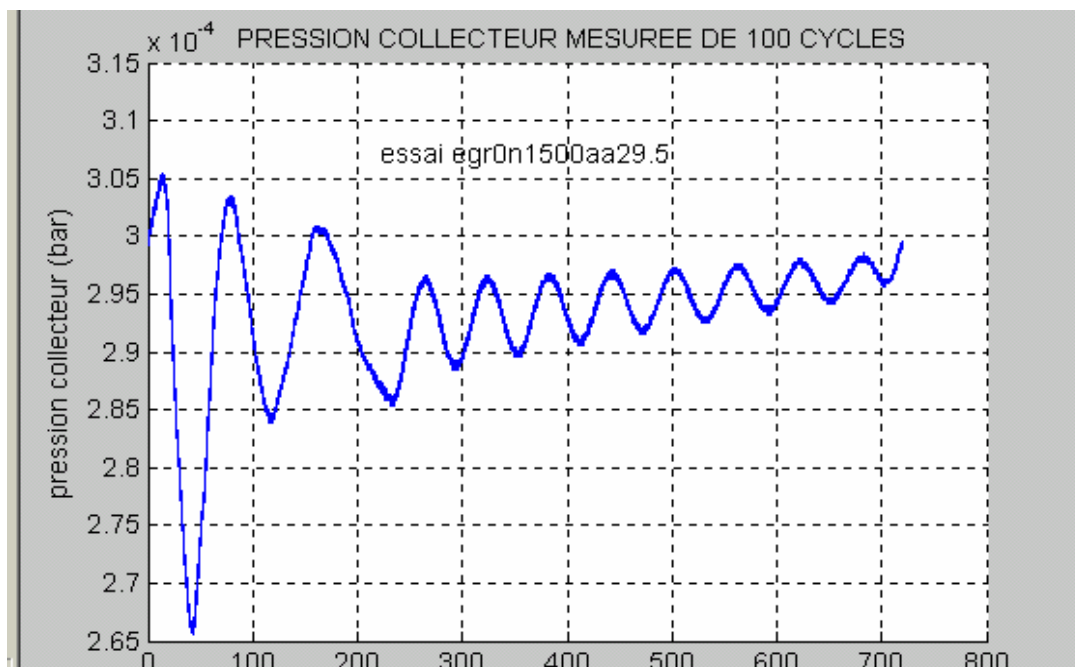


Fig.168: Variation de la pression dans le collecteur d'admission en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai egr0n1500aa29.5.

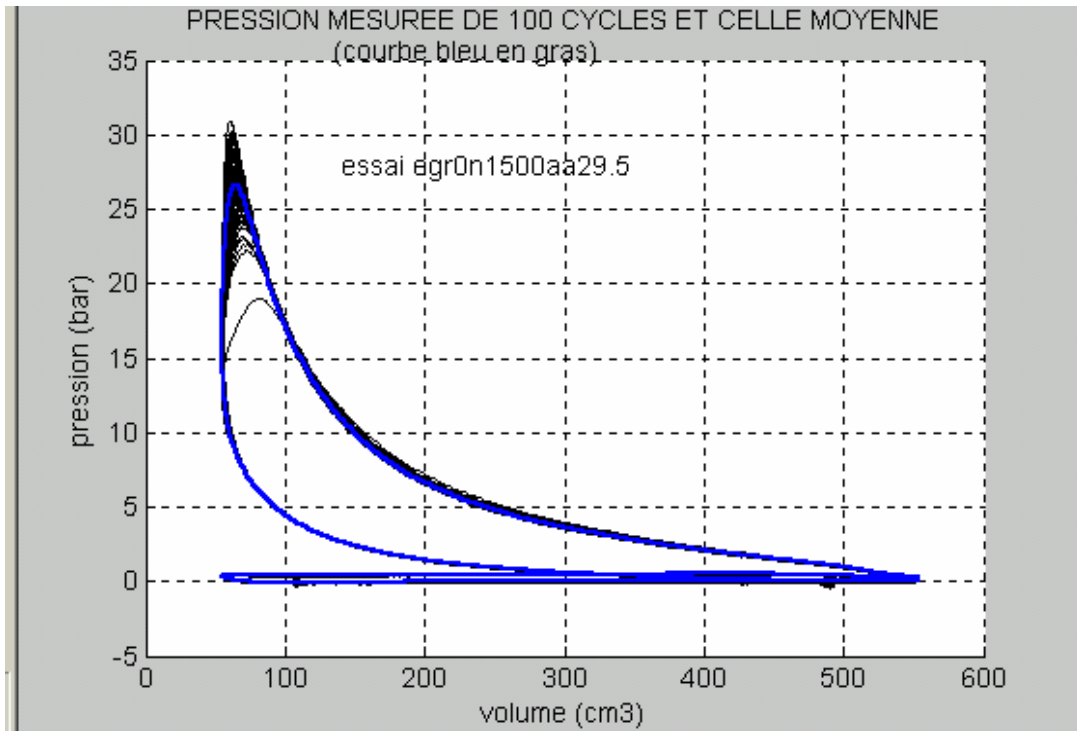


Fig.169: Variation de la pression dans le cylindre en fonction du volume pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai egr0n1500aa29.5.

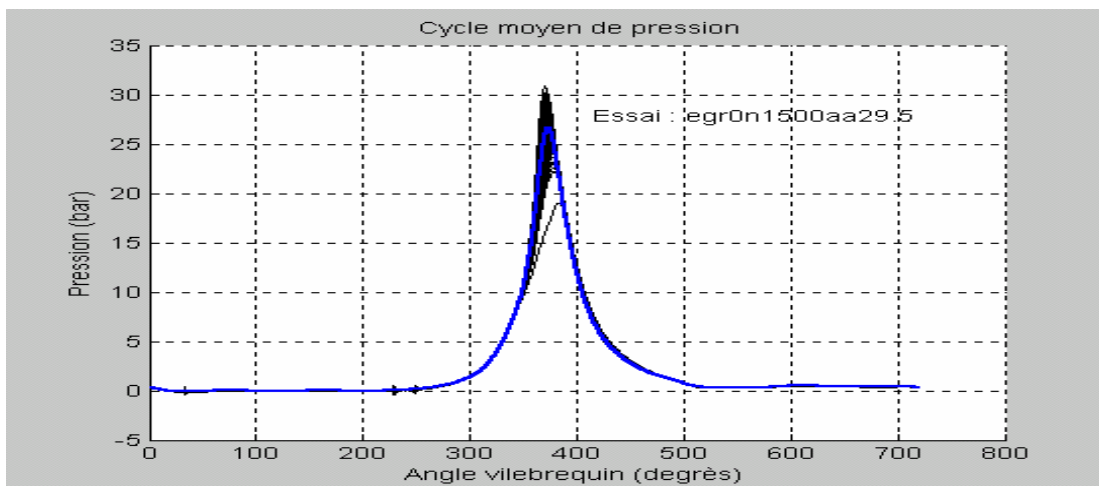


Fig.170: Variation de la pression moyenne dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai egr0n1500aa29.5.

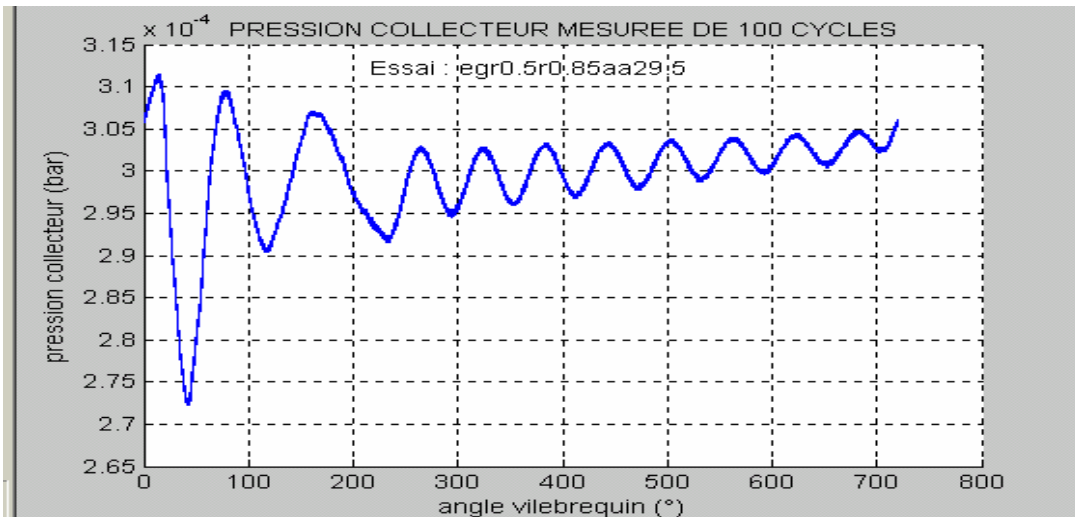


Fig.171: Variation de la pression dans le collecteur d'admission en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai egr0.5n1500aa29.5.

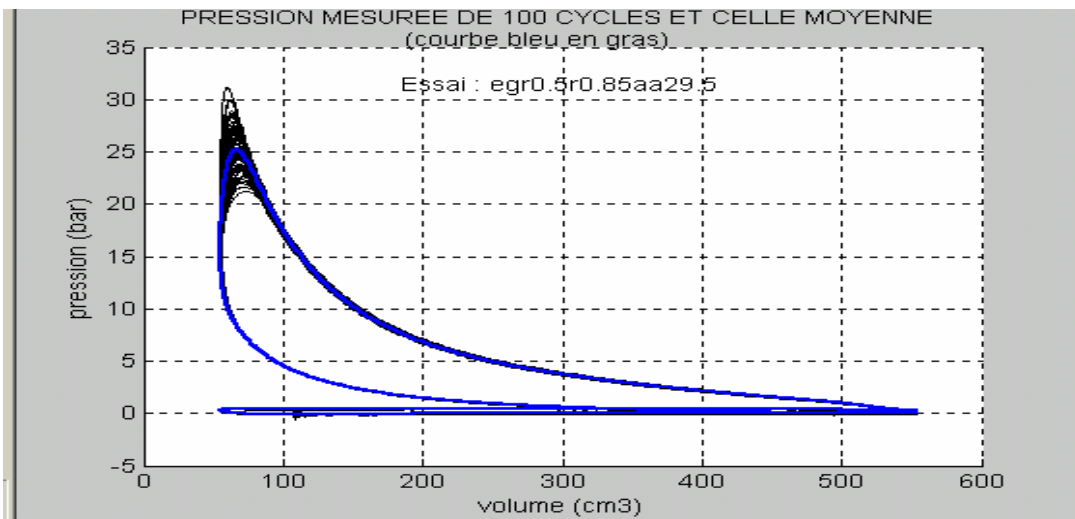


Fig.172: Variation de la pression dans le cylindre en fonction du volume pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai egr0.5n1500aa29.5.

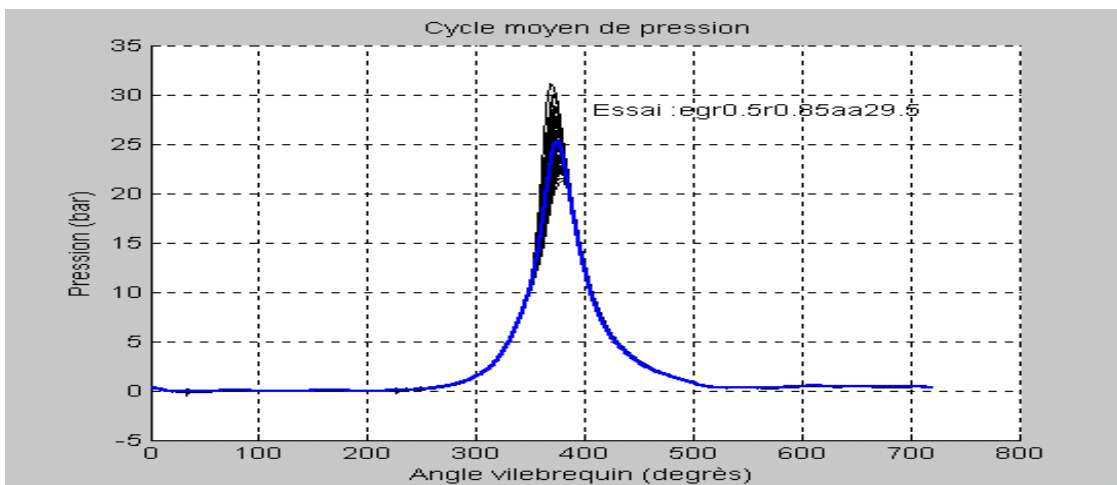


Fig.173: Variation de la pression moyenne dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai egr0.5n1500aa29.5.

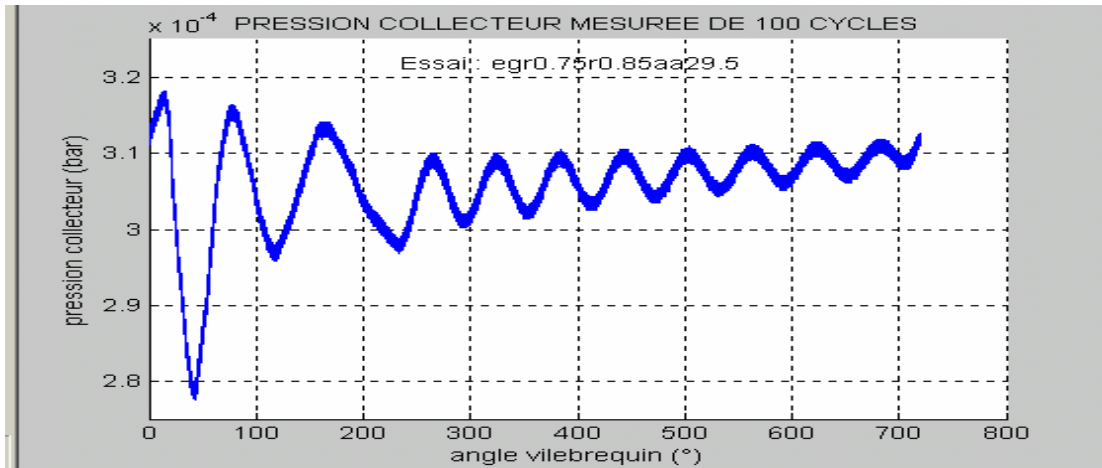


Fig.174: Variation de la pression dans le collecteur d'admission en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai egr0.75n1500aa29.5.

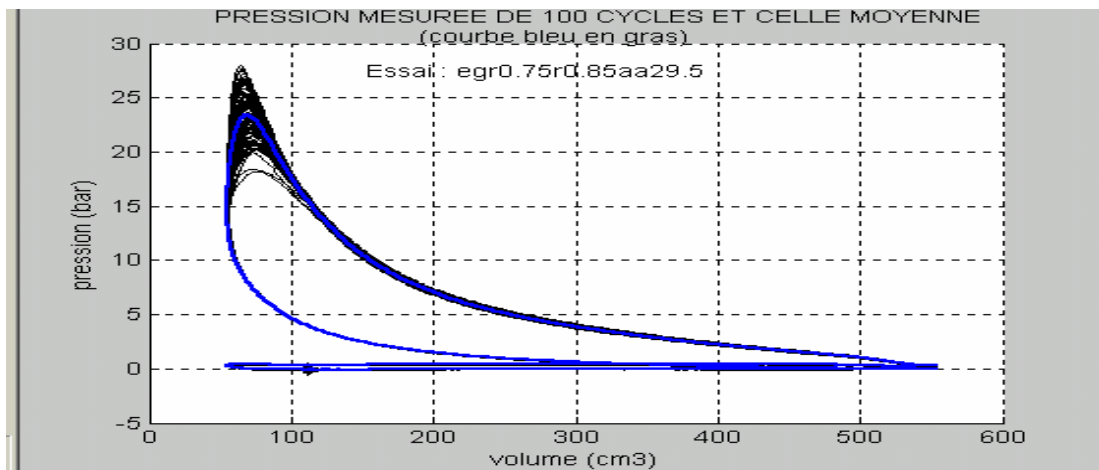


Fig.175: Variation de la pression dans le cylindre en fonction du volume pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai egr0.75n1500aa29.5.

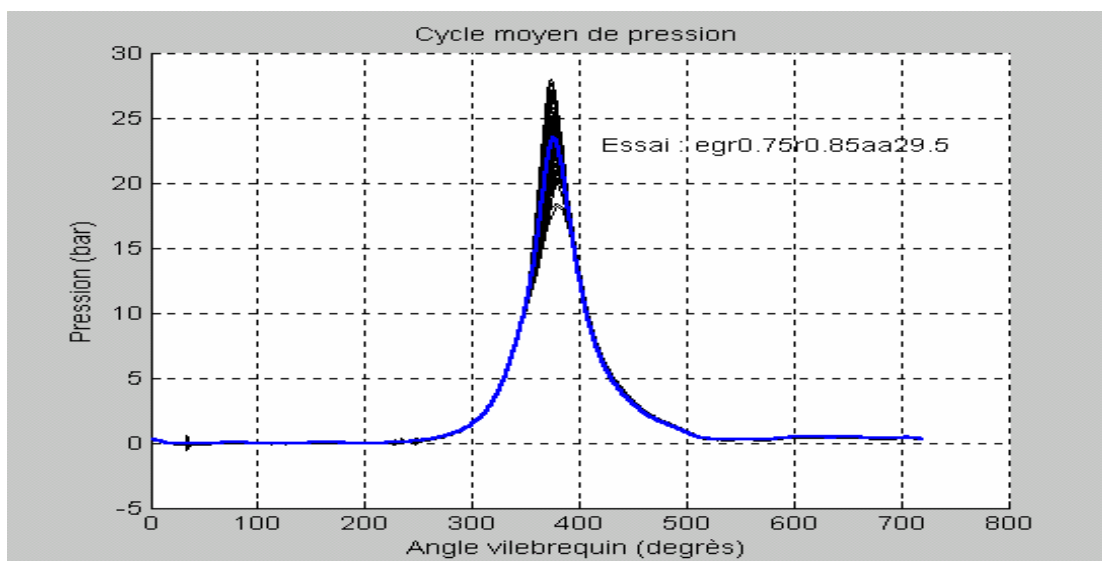


Fig.176: Variation de la pression moyenne dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai egr0.75r0.85aa29.5.

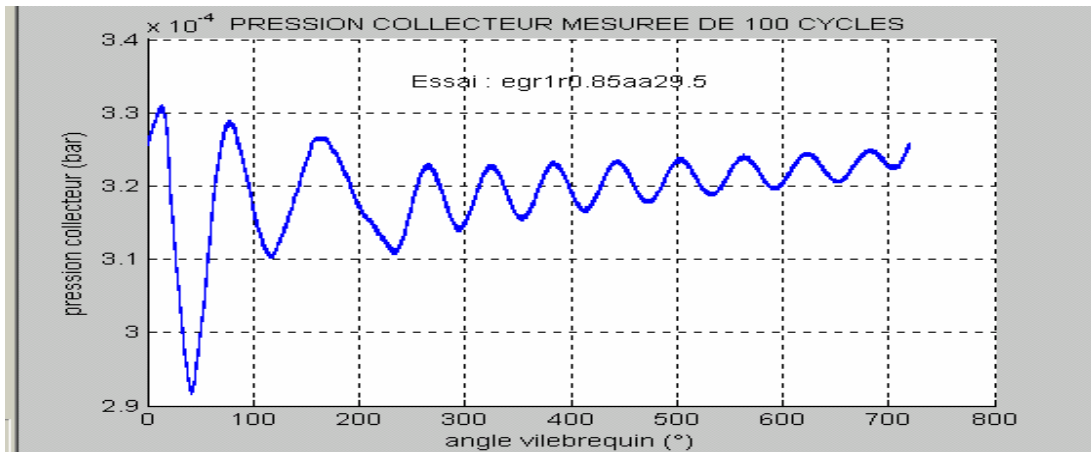


Fig.177: Variation de la pression dans le collecteur d'admission en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai egr1n1500aa29.5.

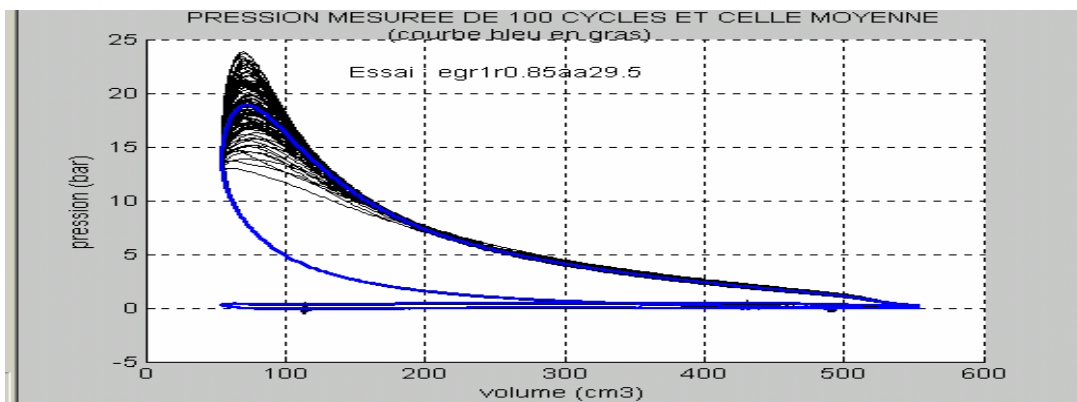


Fig.178: Variation de la pression dans le cylindre en fonction du volume pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai egr1n1500aa29.5.

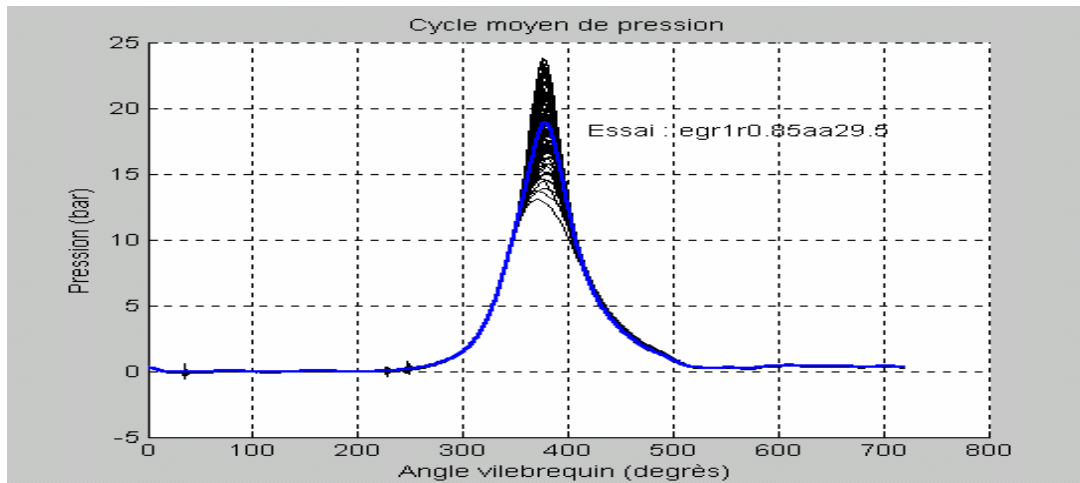


Fig.179: Variation de la pression moyenne dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai egr1r0.85aa29.5.

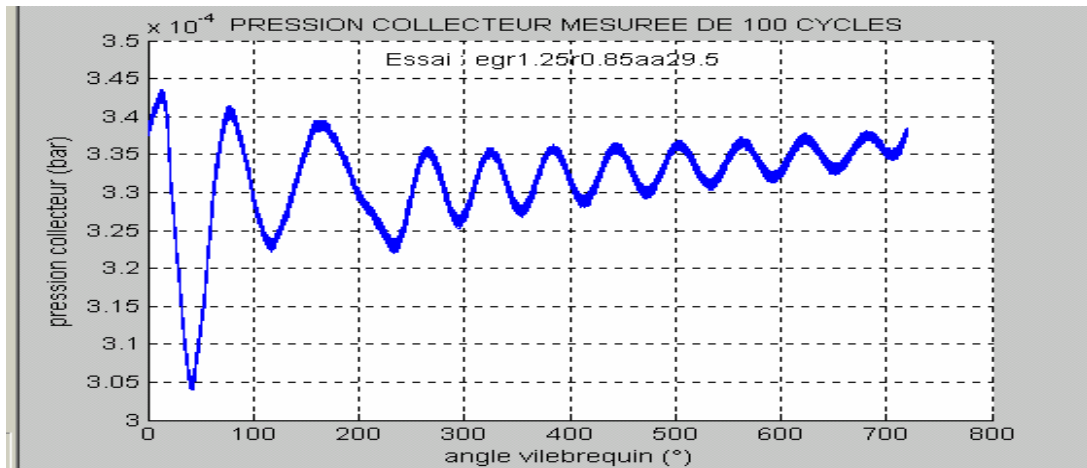


Fig.180: Variation de la pression dans le collecteur d'admission en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai egr1.25n1500aa29.5.

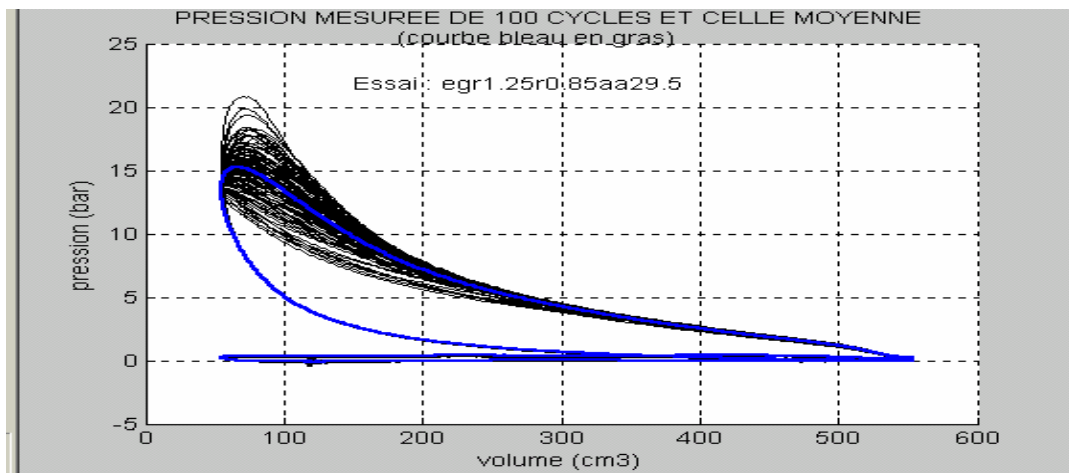


Fig.181: Variation de la pression dans le cylindre en fonction du volume pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai egr1.25n1500aa29.5.

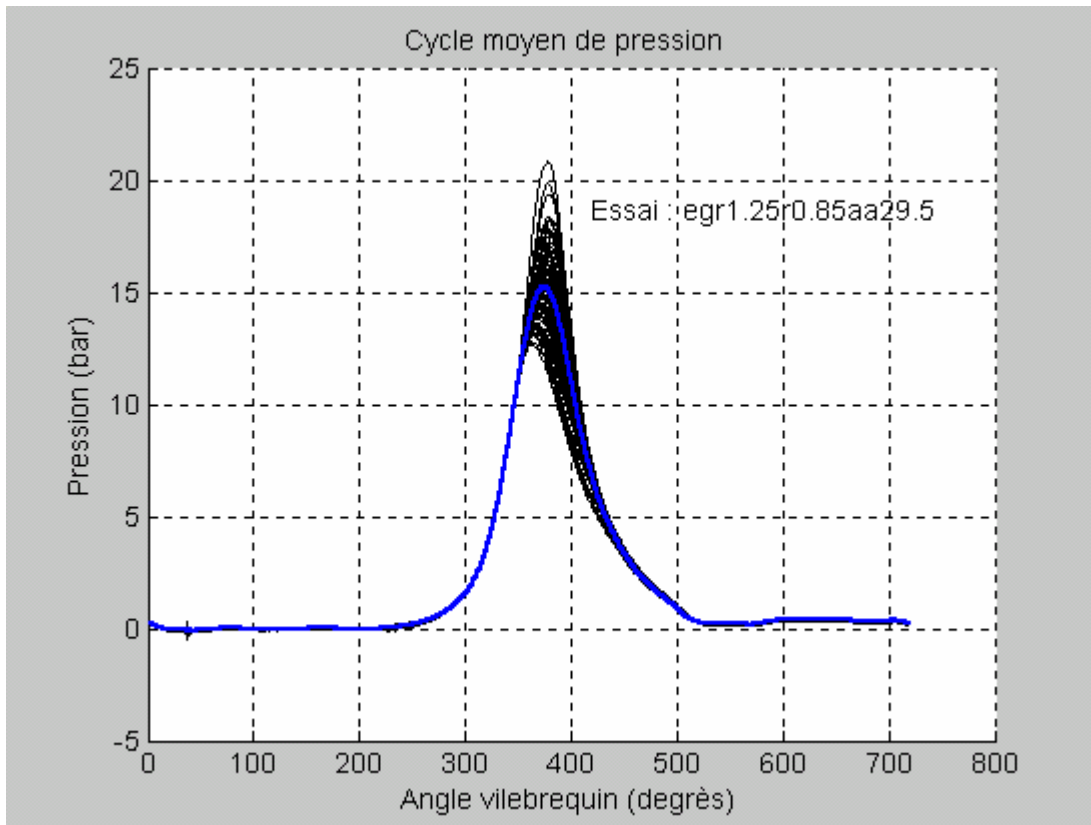


Fig.182: Variation de la pression moyenne dans le cylindre en fonction de l'angle vilebrequin pour 100 cycles consécutifs relativement à l'essai egr1.25r0.85aa29.5.

Conclusion Générale

Cette étude nous a permis en premier lieu de faire une synthèse assez claire sur les études déjà faites dans ce domaine. Elle nous a permis aussi de mieux connaître l'intérêt essentiel de la simulation pour les moteurs. L'objectif dans l'utilisation de modèles OD est d'avoir un outil prédictif permettant aussi la prospection de plages non explorées expérimentalement.

Cette étude nous a montré clairement que la concentration en NO est largement fonction de la température et de l'histoire de la concentration en O₂. Les NO ont une concentration qui n'évolue plus pendant la phase de détente, mais par contre elle est très sensible aux choix de la température (gradient spatial), ce qui impose pour une plus grande précision de considérer non pas **deux zones** mais une **multitude de sous zones** dans la zone de gaz brûlés pour tenir compte de l'histoire de ces mêmes gaz.

De plus, contrairement au monoxyde de carbone CO qui se forme dans le front de flamme, le monoxyde d'azote NO se forme dans les gaz brûlés derrière le front de flamme [3] , car les réactions responsables de sa production sont **plus lentes** que celles d'oxydation de l'hydrocarbure. Par conséquent, le processus de formation de NO dépendra très fortement de la température des gaz brûlés. Donc, une bonne estimation de la concentration de cette espèce passe forcément par une bonne évaluation de cette température des gaz brûlés qui s'est révélée particulièrement critique pour le calcul du taux de production de NO.

Donc, le **calcul du champ de température** des produits de combustion est **au cœur du problème de la modélisation de la production de l'oxyde d'azote NO**.

ABSTRACT

A thermodynamic cycle simulation using multiple 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 Wiebe 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 , Multizones , Spark Ignition - Engines , Dissociation.

RESUME

Un modèle thermodynamique multizone 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 Wiebe 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.

Mots clés: Oxyde d'Azote , Multizones , Moteur à Allumage Commandé , Dissociation.

BIBLIOGRAPHIE :

- [1] A . G . GAYDON et H . G . WOLFARD
« Flames , their structure, radiation and temperature », Chapman and Hall , Londres 1960.
- [2] P . LAFFITTE
« Propagation des flammes dans les mélanges gazeux », Mac Graw Hill, New York 1939.
- [3] B . LEWIS et VON ELBE
« Combustion , Flames and Explosion of gases », Document de la bibliothèque royale de Belgique 1961.
- [4] D . B . SPALDING
« Convective Mass Transfer », Willey, New York 1963.
- [5] D . DEFIVES
« Transfert de matière », Document Interne I.F.P n° 13425
- [6] J . SURUGUE et M . BARRERE
« Combustion » , Willey, New York 1963
- [7] F . S . DAINTON « Chain Reactions », Revue S . A . E n° 15230 1956.
- [8] N . N . SEMENOVE « Some Problems Of Chemical Kinetics and Reactivity », Editions Moscou 1958.
- [9] G . I . MINKOFF et C . F . H . TIPPER « Chemistry of Combustion Reactions », Butter Worths, Londres, 1962
- [10] A . MONTET « Experimental Methods In Combustion Research », Tome 1, n° 13552, 1961.
- [11] F . LEBouc « Experimental Methods In Combustion Research », Tome 2, n° 13562, 1961.
- [12] P . LAFFITTE et J . COMBOURIEN « Experimental Methods In Combustion Research », Tome 3, NATO, n° 13272, 1961
- [13] G . JAHN « Les vitesses de réactions de phase gazeuse », Mac Graw Hill , 1954.
- [14] M . E .EVANS « Current Theoretical Concepts of Steady State », Mac Graw Hill , New York 1952.
- [15] J . JEANS « An Introduction to the Kinetics Theory of Gases », Cambridge University Press, 1952.
- [16] N . N . SEMENOVE « Some Problems of Chemical Kinetics Theory of Gases », Document IFP, n° 415236 1958.

- [17] A . H . SHAPIRO « The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid», Ronald press, New York 1953.
- [18] W . JOST « Explosion and Combustion Process In Gases», Mac Graw Hill , New York 1962.
- [19] G . J. MINKOFF et C . F . H . TIPPER « Chemistry of Combustion », Mac Graw Hill , New York 1962.
- [20] V .Y . SHTERN « The gas phase Oxydation Of Hydrocarbons», Editions Moscou, 1964
- [21] F .A .WILLIAMS « Combustion Theory», Wiley, New York , 1965.
- [22] B .N . KONDRATIEV « Chemical Kinetics of Gas Reaction», Académie des Sciences, URSS, 1958.
- [23] G . WOSCHNI « A Universally Applicable Equation for the Instantaneous heat Transfert Coefficient In The Internal Combustion Engine», SAE Transactions, SAE Paper n° 670931, vol. 76, pp. 3065 – 3083, 1968.
- [24] R .B .KRIEGER et G . L .BORMAN « The Computation of Apparent Heat Release For Internal Combustion Engines» , ASME, publication 66-WA/DGP- 4 ,1967.
- [25] V .S .BALKIN et A . V . V`YUN et L . S. KOZACHE NKO « Determination of Burning Velocity From The Pressure Recording A Constant Volume-bomb » ,Fizik Goreniya , Vzryva UDC 53646 1967.
- [26] R .J .B. WAY « Methods for Determination of Composition and Thermodynamic Properties of Combustion Products for Internal Combustion Engine Calculations», School of Enginnering University of Bath..
- [27] B . SALE « Contribution à l'étude de la combustion Normale dans les Moteurs à Allumage Commandé», IFP, 1958
- [28] R .COLIN. FERGUSSON et C . JAMES . KECK « On laminar Flame Quenching and Its Application to Spark-Ignition Engines » Massachusetts Institute of Technology DME , n° 197-205 , 1977
- [29] JERALD A. CATON , JURGEN SCHMIDT , JOHN ROTH, FRANK BACHMAN and KALYAN ANNAMALAI « Nitric Oxide Emissions from a Coal-Fueled Engine : Numerical Results», ASME, n°88-ICE-22, 1988
- [30] R. R. RAINE, C. R. STONE and J. GOULD « Modelingf of Nitric Oxide Formation in Spark Ignition Engines with a Multizone Burned Gas», Combustion and Flame, n°102, pp 241-255. 1995
- [31] F.N. ALASFOUR « Butanol- A Single Cylinder Engine Study : Engine Performance » , International Journal of Energy Research, vol 21, pp 21-30, 1997.

- [32] A .A. ABDEL – RAHMAN and M . M . OSMAN « Experimental investigation on varying the Compression Ratio of SI engine Working Under Different Ethanol – Gasoline fuel Blends», International Journal of Energy Research, vol 21, pp 31-40, 1997.
- [33] A .A . ABDEL - RAHMAN « On the Emissions from Internal – Combustion Engines : A Review», International Journal of Energy Research, vol 22, pp 483-513, 1998.
- [34] 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 modelling cycle – by – cycle variations in combustion» , Proc Instn Mech Engrs, Vol 212, Part D , 1998
- [35] 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» , Proc Instn Mech Engrs, Vol 212, Part D , 1998
- [36] SOUVIK BHATTACHARYYA and RANDIP K. DAS « Catalytic Control of Automotive Nox : A Review » , International Journal of Energy Research, vol 23, pp 351-369, 1999.
- [37] Z .H .KODAH , H .S .SOLIMAN, M. ABU QUDAIS and Z .A. JAHMANY « Combustion in a spark – ignition engine» , Journal of Applied Energy, n°66, pp 237-250, 2000.
- [38] JERALD A. CATON « Comparaison of instructional and complete Version of thermodynamic engine cycle simulations for spark – ignition engines», International Journal of Mechanical Engineering Education, vol 29, n°4, 2000.
- [39] YOUNIS AL – FAKHRI and ROBERT RAINE « APPLICATION OF A NEW Technique for the Evaluation of cycle – by – cycle Variation of Completensess of Combustion to changes of Compression Ratio», SAE, n° 2000-01-1213, 2000.
- [40] C .D .RAKOPOULOS , G.C .MAVROPOULOS and D .T . HOUNTALAS « Measurements and analysis of load speed effects on the instantaneous wall heat fluxes in a direct injection air – cooled diesel engine » , International Journal of Energy Research, vol 24, pp 587 - 604, 2000.
- [41] HOLGER PETERS, RALPH WORRET and ULRICH SPICHER « Numerical Analysis of the Combustion Process in a Spark – Ignition Engine», The Fifth International Symposium on Diagnostic and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines, 2001.
- [42] G .H .ABD ALLA « Computer simulation for a four stroke spark ignition engine», Journal of Energy Conversion and Management, n°43, pp 1043-1061, 2002.
- [43] JERALD A. CATON « A Cycle Simulation Including the Second Law of Thermodynamic for a Spark – Ignition Engine : Implication of the Use of Multiple – Zones for Combustion» , SAE, n° 2002 – 01 - 0007, 2002.
- [44] ARISTOTELIS BABAJIMOPOULOS, DENNIS N. ASSANIS and SCOTT B . FIVELAND « An approach of modelling the effects of gas exchange process on HCCI

combustion and its application in evaluating variable valve timing control strategies», SAE, n° 2002-01-2829, 2002.

[45] JERALD A. CATON « Detailed Results for Nitric Oxide Emissions As Determined from a Multiple – zone Cycle Simulation for A Spark – Ignition Engine», for presentation and publication at the 2002 Fall Technical Conference of the ASME – ICED, 2002.

[46] JERALD A. CATON « The Use of a Three – zone Combustion model to determine Nitric Oxide Emissions from Homogeneous – Charge Spark Ignited Engine», Proceeding of ICES03 of ASME, n° ICES03 – 598 , 2003.

[47] C .D . RAKOPOULOS , D .C .RAKOPOULOS and D .C . KYRITSIS « Development and Validation of a comprehensive two – zone model for combustion and emissions formation in a DI diesel engine»; International Journal of Energy Research, vol 27, pp 1221 - 1249, 2003.

[48] UGUR KESGIN « Study of prediction of the effects of design and operating parameters on Nox emissions from a leanburn natural gas engine» , Journal of Energy Conversion and Management, n° 44, pp 907 – 921, 2003.

[49] JERALD A. CATON « Effects of Burn Rate Parameters on Nitric Oxide Emissions for a Spark – Ignition Engine : Results from a Three – Zone, Thermodynamic Simulation», SAE, n° 2003 – 01 – 0720, pp 1- 20 , 2003.

[50] PHILIPPE GUIBERT « Modélisation du cycle moteur – Approche zérodimensionnelle », Techniques de l'Ingénieur, BM2, 510, pp 1 – 16, 2004.

[51] HAKAN BAYRAKTAR and ORHAN DURGUN « Development of an empirical correlation for combustion durations in Spark Ignition Engines», Journal of Energy Conversion and Management, n° 45 , pp 1419 – 1431, 2004.

[52] H . TRAD, P. HIGELIN and C. MOUNAIM-ROUSSELLE « Nitric Oxide detection inside the cylinder of SI engine by direct UV absorption Spectroscopy», Journal of Optics and Lasers in Engineering , n°43, pp 1- 18, 2005.

[53] PAUL TENNISON, CHRISTINE LAMBERT and MICHAEL LEVIN « Nox Control Development with Urea SCR on a diesel Passenger car», SAE International, 2004.

[54] TINGHONG TAO, YUMING XIE, STEVEN DAWES and ISABELLE MELSCOET-CHAUVEL « Diesel SCR Nox reduction and performances on wash coated SCR Catalysts», SAE International, 2004.

[55] EMEL EVREN SELAMET , AHMED SELAMET and JAMES M. NOVAK « Predicting chemical species in spark – ignition engines» , Journal of Energy, n° 29, pp 449-465, 2004.

[56] FRANCK LECOMTE « Etude expérimentale et modélisation de la réduction des Oxydes d'Azote par recombustion au gaz naturel», Thèse de Doctorat présentée et soutenue à l'Université d'Orléans en 1999.

[57] EL – HOUSSIN AFFAD « Modélisation de la combustion Turbulente dans les moteurs à Allumage Commandé avec prise en compte d'une cinétique complexe – Prédiction des polluants », Thèse de Doctorat présentée et soutenue à l'Université de Rouen en 1995.

[58] PER ANDERS TUNESTAL « The use of Cylinder Pressure for Estimation of the In – Cylinder Air / Fuel Ratio of an Internal Combustion Engine », Thèse de Doctorat présentée et soutenue à l'Université de California, Berkeley en 2000.

[59] INGEMAR ANDERSON « Cylinder Pressure and Ionization Current Modeling for Spark Ignited Engines», Thèse de Doctorat présentée et soutenue en 2002 at the dept of vehicular Systems , Sweden.

[60] J . B . HEYWOOD « Internal Combustion Engine Fundamentals », Mac Graw Hill, New York , 1988.

[61] COLIN R. FERGUSON « Internal Combustion Engines »- Applied Thermo Sciences. John Willey & Sons. , 1986.

[62] OLIKARA, C., and BORMAN, G. L. « A Computer Program fot Calculating Properties of Equilibrium Combustion Products with Some Applications to I.C Engines, » Society of Automotive Engineers, SAE Paper No. 750468, 1975.

[63] WIEBE, J . J., « Brennvarlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren, » VEB-Verlag Technik Berlin, 1970.

[64] SHERMAN, R. H., and BLUMBERG, P. N., « The Influence of Induction and Exhaust Processes on Emissions and Fuel Consumption in the Spark Ignited Engine, » SAE Paper n° 770990, 1977.

[65] JOSEPH MARTIN « Moteurs à Combustion Interne », Cours de Mécanique, Département de Mécanique, Faculté des Sciences Appliquées, Université Catholique de Louvain , édition 2004.

[66] HABSCHI (F.). « Étude expérimentale et numérique des transferts de chaleur en contact lubrifié localisé en vue d'une application aux moteurs ». Thèse de Doctorat de l'Université de Paris VI, 1992.

[67] SITKEI (G.) et RAMANAIAH (G.V.). « A rational approach for calculation of heat transfer tin Diesel engines ». SAE Paper n o 720027, 1972.

Références personnelles

Publication internationale :

1. **Tayeb OUKSEL**, Mahfoud KADJA, Pascal HIGELIN, Abdelaziz CHELGHOUM « *Experimental and Theoretical Study of the Effects Of Operating Parameters on Nitric Oxide Emissions from Spark – Ignition Engines* », Asian Journal of Information Technology (AJIT), 5 (12) , pp. 1394 – 1409 , (2006).

Conférences internationales avec actes :

1. **Tayeb OUKSEL**, Abdelaziz CHELGHOUM, Mahfoud KADJA « *Influence des divers paramètres sur la formation de NO dans un moteur à allumage commandé* », 4^{èmes} Journées Tunisiennes sur les Ecoulements et les Transferts (JTET 2002), 21-22-23 Décembre 2002, **Hammamet, Tunisie**.

2. **Tayeb OUKSEL**, Mahfoud KADJA, Pascal HIGELIN, Abdelaziz CHELGHOUM « *Simulation détaillée de l'influence de la richesse du mélange carburé sur la formation de NO dans un moteur à allumage commandé* », 3^{èmes} Journées des Etudes Techniques (JET 2004), 14-15-16 Avril 2004, **Marrakech, Maroc**.

3. **Tayeb OUKSEL**, Abdelaziz CHELGHOUM, Mahfoud KADJA « *Influence of varoious parameters on the formation of nitroc oxide (NO) in spark – ignition engines* », World Renewable Energy and Environment Conference (WREEC 2006) , January 22 – 24 , 2006 at Dat El – Emad, **Tripoli – libya**.

Conférences nationales avec actes :

1. **Tayeb OUKSEL**, Mahfoud KADJA, Abdelaziz CHELGHOUM « *Etude de la formation des Nox dans un moteur à allumage Commandé à l'aide d'un modèle multizones* », 1^{er} Congrès International de Mécanique (CIMC'02), 14 – 16 Décembre 2002 , **Constantine, Algérie**.

2. **Tayeb OUKSEL**, Abdelaziz CHELGHOUM, Mahfoud KADJA « *Analyse thermodynamique du processus de combustion dans un moteur à allumage commandé* », 5^{ème} Congrès National de la Physique et de ses Applications (CNPA'2002), 28 – 30 Octobre 2002, **Batna, Algérie**.

3. **Tayeb OUKSEL**, Pascal HIGELIN, Mahfoud KADJA, Abdelaziz CHELGHOUM « *Influence du croisement de soupapes sur le remplissage et l'échappement des gaz dans un môteur à allumage commandé* »,