



# **Amélioration de la modélisation quasi dimensionnelle de la combustion dans les moteurs à essence : du modèle à deux zones au modèle multizones**

Leslie Kaprielian, Paola Cinnella, Virginie Daru, Marc Demoulin

## **► To cite this version:**

Leslie Kaprielian, Paola Cinnella, Virginie Daru, Marc Demoulin. Amélioration de la modélisation quasi dimensionnelle de la combustion dans les moteurs à essence : du modèle à deux zones au modèle multizones. CFM 2013 - 21ème Congrès Français de Mécanique, Aug 2013, Bordeaux, France. <hal-03439865>

**HAL Id: hal-03439865**

**<https://hal.science/hal-03439865v1>**

Submitted on 22 Nov 2021

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



HAL Authorization

# Modélisation quasi-dimensionnelle multizone de la phase de combustion dans un moteur à essence

L. Kaprielian<sup>a</sup>, M. Demoulin<sup>a</sup>, P. Cinnella<sup>b</sup>, V. Daru<sup>b</sup>

a. Renault SAS

b. Arts et Métiers ParisTech. Laboratoire DynFluid

## Résumé :

*Les outils de modélisation quasi-dimensionnelle sont utilisés en phase d'avant-projet dans un objectif de prédimensionnement moteur. Ils sont construits à partir des équations de la thermodynamique et de corrélations expérimentales. On propose dans cet article une optimisation du modèle de combustion quasi-dimensionnel classique à deux zones. Dans un premier temps, une zone en réaction est ajoutée à proximité des parois : les gaz y brûlent plus lentement du fait des pertes thermiques aux parois. On modélise ainsi l'atténuation de la combustion quand la flamme arrive aux parois. Dans un second temps, un modèle multizone est mis en oeuvre afin de tenir compte des gradients de température et de concentration d'espèces chimiques dans la flamme. Une comparaison des lois de dégagement d'énergie issues des modèles à deux zones, à trois zones et multizones avec des valeurs expérimentales est présentée dans un objectif de validation.*

## Abstract :

*Quasi-dimensional models are needed in early design stages to evaluate engines sizing. They are based on principles of Thermodynamics and experimental correlations. Here, we improve the accuracy of the classical quasi-dimensional two-zone model by means of two successive modifications. First, a third zone is added near the walls : in this zone, the gases burn more slowly due to heat losses to the walls. It allows to correctly simulate the attenuation of the combustion when the flame comes near the walls. Secondly, a multi-zone model is built to take into account temperature and concentration gradients in the flame. The models are validated by comparing heat release rates distributions predicted by the two-zone, the three-zone and the multi-zone models against experimental data.*

**Mots clefs :** combustion ; multizone ; essence

## 1 Introduction

Dans des objectifs de validation de technologies et de prédimensionnement moteur, des outils de modélisation sont utilisés en phase d'avant-projet afin de simuler un cycle moteur. Les modèles quasi-dimensionnels, apparus dans les années 70, sont construits à partir des équations de la thermodynamique appliquées dans des volumes de contrôle (zones) de la chambre de combustion et intégrées en temps, et de sous-modèles corrélés aux expérimentations. Récemment, on assiste à un renouveau d'intérêt des motoristes vis-à-vis de ces modèles : outre leur faible temps de calcul par rapport aux méthodes tridimensionnelles, leur utilisation est possible en amont des projets avec peu de données de conception. De plus, les outils de calculs 3D modélisent mal la combustion en proche parois [4]. Il faut cependant souligner que l'hypothèse d'homogénéité des zones en température et concentration engendre un manque de prédictivité des modèles quasi-dimensionnels. Le modèle à deux zones est le plus fréquemment utilisé [4] [5] [13]. La chambre de combustion est divisée en deux zones, une zone de gaz frais et une zone de gaz brûlés, séparées par un front de flamme fin. Pour modéliser l'atténuation de la combustion due aux parois, Heywood a proposé un modèle à deux zones dans lequel le taux de masse brûlée est modélisé par deux lois différentes selon la position de la flamme [4]. Boiaircuc et al.

[3] ont souligné des erreurs sur les lois de dégagement d'énergie en fin de combustion avec ce type de modèle. Pour prendre en compte les gradients de température et de concentration dans la chambre, des modèles multizones ont été implémentés. Dans le modèle à trois zones d'Heywood [6], la chambre présente une zone de gaz frais, et deux zones de gaz brûlés : la zone de gaz brûlés proche des parois a un profil de température imposé qui tient compte des gradients thermiques entre la zone de gaz brûlés située au coeur de la chambre et les parois. Cependant, l'atténuation de la réaction de combustion due aux parois n'est pas physiquement modélisée. Rakopoulos et al. [10] ont développé un modèle multizone dans lequel des zones de gaz brûlés sont ajoutées à des intervalles de temps réguliers afin de tenir compte des gradients de température et de concentration dans la flamme. Mais le coincement de flamme ainsi que les différents flux entre ces zones ne sont pas modélisés.

On propose d'améliorer le modèle à deux zones classique par l'ajout, dans un premier temps, d'une troisième zone située à proximité des parois et non définie par une loi de température arbitraire. Cette zone permet de prendre en compte les gradients de température entre les régions du coeur de la chambre et celles proches des parois, et de modéliser l'atténuation de la combustion due aux parois. Dans un second temps, des zones en réaction sont ajoutées successivement à des intervalles de temps définis, pour tenir compte des gradients de température et de concentration dans la flamme. Les lois de dégagement d'énergie calculées par les modèles à deux zones, à trois zones et multizones sont ensuite confrontées aux données expérimentales dans un objectif de validation.

## 2 Présentation du modèle multizone

La chambre est divisée en deux zones par un front de flamme fin. La première zone est une zone admise contenant des gaz frais (air), du carburant et des gaz brûlés (gaz brûlés résiduels GBR et gaz recirculés provenant de l'échappement EGR) de nombre de moles respectif  $n_{1gf}, n_{1fu}, n_{1gb}$ . La température, le volume, et le nombre de moles total de cette zone sont respectivement  $T_1, V_1, n_1$ . La deuxième zone est une zone en réaction. Une troisième zone, qui est également une zone en réaction, a été ajoutée à proximité des parois (figure 1.(a)). Elle contient les mêmes composants que le noyau en réaction, brûlant cependant à une température plus faible du fait des pertes thermiques aux parois. On parle alors de modèle à trois zones. Pour prendre en compte les gradients de température et de concentration dans la flamme, des zones en réaction sont ajoutées successivement à des intervalles de temps réguliers. Un total de  $N$  zones en réaction est ajouté, chacune présentant deux "sous zones" : un noyau plus chaud et une sous zone à proximité des parois (figure 1.(b)). Le noyau (respectivement la sous zone à proximité des parois) de la  $j$ -ième zone en réaction contient des gaz frais et du carburant en train de brûler et des gaz brûlés de nombre de moles respectif  $n_{2gf,j}, n_{2fu,j}, n_{2gb,j}$  (respectivement  $n_{3gf,j}, n_{3fu,j}, n_{3gb,j}$ ). On note sa température, son volume et son nombre de moles total respectivement  $T_{2,j}, V_{2,j}, n_{2,j}$  ( $T_{3,j}, V_{3,j}, n_{3,j}$ ). La pression  $P$  est uniforme dans la chambre. Les capacités calorifiques et enthalpies molaires sont calculées par interpolation des tables de JANAF [4]. On utilise un modèle à entraînement turbulent décrivant la combustion en deux temps pour calculer le taux de masse brûlée [2]. Dans un premier temps, des gaz admis sont entraînés à travers le front de flamme. Leur réaction chimique est décrite dans un second temps.

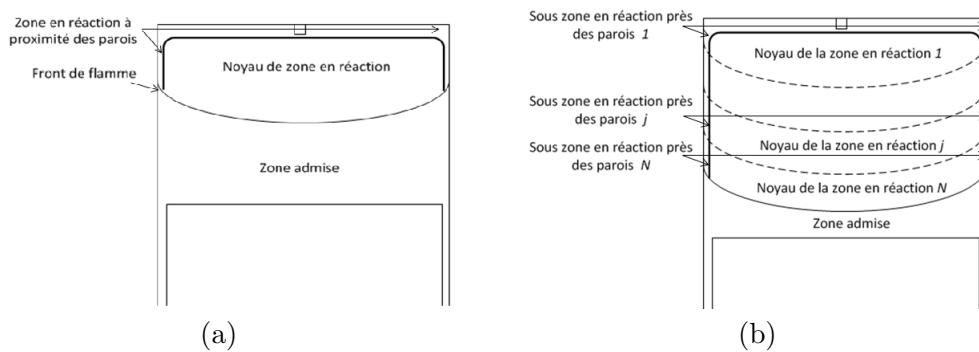


FIGURE 1 – (a) Subdivision de la chambre en trois zones; (b) Subdivision de la chambre en  $N$  zones

## 2.1 Equations du modèle

Dans les équations qui suivent, l'indice  $k$  peut prendre trois valeurs :  $GF$  pour les gaz frais,  $GB$  pour les gaz brûlés et  $Fu$  pour le carburant. L'indice  $j$  désigne le numéro de la zone en réaction ( $j=1, \dots, N$ ). L'indice  $i$  peut prendre deux valeurs : 2 pour le noyau de zone en réaction et 3 pour la sous zone près des parois. Les principes de conservation des masses, des énergies, des volumes et la loi d'état des gaz parfaits sont appliqués dans la zone admise et dans les  $N$  zones en réaction. Dans les  $N-1$  premières zones en réaction, on modélise seulement la réaction chimique de combustion. Dans la dernière zone ajoutée, on modélise à la fois l'entraînement de gaz admis et la réaction de combustion. On obtient un système d'équations différentielles ordinaires dont l'intégration fournit l'évolution de la pression cylindre, des températures, volumes et concentrations dans chaque zone. On écrit ici seulement les équations en températures des zones en réaction.

$$\frac{dT_{2,j}}{dt} = \frac{1}{C_{p2,j}n_{2,j}} \left( -\frac{dn_{2,j}}{dt} RT_{2,j} + \frac{dP}{dt} V_{2,j} - \sum_k \frac{dn_{2k,j}}{dt} u_{2k,j} - \frac{dQ_{eq,j}}{dt} - \frac{dQ_{23,j}}{dt} + \sum_k \frac{dm_{ek2}}{dt} \frac{h_{1k}}{M_k} \right) \quad (1)$$

$$\frac{dT_{3,j}}{dt} = \frac{1}{C_{p3,j}n_{3,j}} \left( -\frac{dn_{3,j}}{dt} RT_{3,j} + \frac{dP}{dt} V_{3,j} - \sum_k \frac{dn_{3k,j}}{dt} u_{3k,j} + \frac{dQ_{eq,j}}{dt} + \frac{dQ_{23,j}}{dt} + \sum_k \frac{dm_{ek3}}{dt} \frac{h_{1k}}{M_k} + \frac{dQ_{w3,j}}{dt} \right) \quad (2)$$

Dans ces équations,  $\frac{dP}{dt}$  est connu : on l'obtient en sommant les premiers principes de la thermodynamique appliqués dans chaque zone, et en substituant les dérivées de températures par les expressions (1) et (2). Les capacités calorifiques moyennes, les énergies internes molaires et la constante de gaz parfaits sont respectivement  $\overline{C_{pi,j}}$ ,  $u_{ik,j}$  et  $R$ . Les pertes thermiques par convection aux parois  $\frac{dQ_{w3,j}}{dt}$  sont calculées par un modèle de Woschni [14]. Le terme  $\sum_k \frac{dm_{eki}}{dt} \frac{h_{1k}}{M_k}$ , où  $h_{1k}$  et  $M_k$  sont respectivement l'enthalpie molaire de la zone admise et la masse molaire du composant  $k$ , représente l'énergie reçue par le noyau ou la sous zone près des parois due à l'entraînement des gaz. Ce terme est nul pour les  $N-1$  premières zones en réaction. Les transferts énergétiques entre un noyau en réaction et la zone près des parois correspondante sont représentés par  $\frac{dQ_{23,j}}{dt}$ . On suppose que ces transferts sont principalement convectifs. Ils sont calculés par un modèle de Woschni et corrigés par un terme de calibration. Le terme  $\frac{dQ_{eq,j}}{dt}$  assure l'égalité des températures en l'absence de pertes thermiques aux parois.

## 2.2 Adaptation du modèle à entraînement turbulent

Pour calculer le taux de masse brûlée, on utilise le modèle à entraînement turbulent fréquemment décrit dans la littérature [2][12]. La masse de composant  $k$  traversant le front de flamme est :

$$\frac{dm_{ek}}{dt} = \rho_k V_f S_l \quad (3)$$

Dans l'équation précédente,  $V_f$  est la vitesse de flamme calculée par un modèle statistique [8],  $S_l$  est la surface moyenne de flamme connue analytiquement pour une flamme définie comme une demi-sphère centrée, et  $\rho_k$  est la masse volumique du composant  $k$ .

L'équation (3) quantifie la masse entraînée  $m_{ek}$  arrivant dans la  $N$ -ième zone en réaction. Dans notre modèle, chaque zone en réaction présente deux sous zones : un noyau et une sous zone à proximité des parois. On introduit donc un ratio de distribution, qui évolue avec la propagation de la flamme, pour répartir la masse entraînée  $m_{ek}$  dans les deux sous zones. Les effets d'atténuation de la combustion dus aux parois augmentent : en effet, la quantité de gaz contenus dans la sous zone près des parois et brûlant à température plus faible croît.

La masse entraînée dans le noyau (respectivement dans la sous zone près des parois) est quantifiée

par :  $\frac{dm_{ek2}}{dt} = (1 - r_{ek})\rho_k V_f S_l$  (respectivement  $\frac{dm_{ek3}}{dt} = r_{ek}\rho_k V_f S_l$ ) où  $r_{ek} = \frac{m_{ek}}{m_{1k0}}$  est le ratio de distribution et  $m_{1k0}$  est la masse initialement admise du composant  $k$ .

### 3 Etude d'un cas faible charge (régime $N = 1200tr/min$ et Pression Moyenne Indiquée $PMI = 1.5bar$ )

#### 3.1 Calibration des paramètres

Les modèles considérés font intervenir des sous modèles qui font apparaître des paramètres de calibration. La calibration de ces paramètres s'effectue par comparaison de chaque loi de dégagement d'énergie issue des modèles à deux zones, à trois zones et multizones avec celle calculée par Simcyde, un outil de simulation quasi-dimensionnelle de cycle moteur utilisé en interne chez Renault. Cet outil présente trois modes de fonctionnement :

- en analyse de combustion, on cherche à calculer la loi de dégagement d'énergie instantanée à partir d'une courbe de pression expérimentale. Connaissant l'énergie initialement introduite dans le moteur, les pertes thermiques globales sont calculées à partir d'un bilan énergétique moyen. On effectue ensuite un bilan énergétique instantané, dans lequel les pertes thermiques instantanées et la loi de dégagement d'énergie instantanée doivent être déterminées. On introduit un modèle de pertes thermiques de Woschni. Le coefficient de convection est corrigé pour obtenir la même énergie thermique perdue globalement sur l'ensemble du cycle. On en déduit alors la loi de dégagement d'énergie instantanée.
- le mode simulation permet de calculer les conditions thermodynamiques du moteur pendant un cycle, connaissant la loi de dégagement d'énergie instantanée.
- le troisième mode est un bouclage analyse/simulation, permettant la correction des entrées de chacun des deux modes. L'analyse de combustion fournit une loi de dégagement d'énergie instantanée, qui est en entrée du mode simulation. La simulation recalcule le taux de GBR et les températures des parois par un modèle de résistances thermiques. Ces données sont en entrée du mode analyse. La convergence est atteinte lorsque le diagramme  $P-V$  du cycle moyen simulé corrèle celui du cycle moyen expérimental.

On utilise comme données de référence les lois de dégagement d'énergie calculées par Simcyde avec le bouclage analyse/simulation. L'outil calcule également les conditions thermodynamiques régnant dans le moteur en début de combustion, qui sont les conditions initiales de nos modèles. On suppose que les températures de parois restent constantes pour un point de fonctionnement moteur. Elles sont fournies par des bases de données expérimentales.

Précisément, on utilise ici les données disponibles pour un moteur à quatre temps monocylindre suralimenté de 72.2mm de diamètre et de 73.2mm de course. Sa longueur de bielle vaut 123.55mm et son taux de compression est de 10.132. On étudie le comportement du moteur à faible charge : on introduit 4.88mg de carburant pour 71.22mg d'air et 50.77mg de GBR.

#### 3.2 Comparaison des résultats issus des modèles à deux zones, à trois zones et multizones avec les résultats Simcyde

On compare dans un premier temps la loi de dégagement d'énergie issue des modèles à deux et à trois zones avec celle calculée par Simcyde. Une étude comparative des erreurs absolues instantanées sur le calcul de loi de dégagement d'énergie par les modèles à deux zones et à trois zones est également présentée.

La figure 2.a montre que le modèle à deux zones surestime le pic de combustion. A  $\theta = 370^\circ$ , la flamme a déjà traversé la chambre (il n'y a plus de zone admise) et la réaction de combustion doit être atténuée par les parois. La faiblesse du modèle à deux zones dans la modélisation de la combustion en proche parois est donc bien visible ici. Cependant, les résultats sont acceptables puisque l'écart absolu reste inférieure à 0.0031 (voir figure 2.b). La loi de dégagement d'énergie calculée par le modèle à trois zones est également représentée sur la figure 2.a. Le pic de combustion est mieux

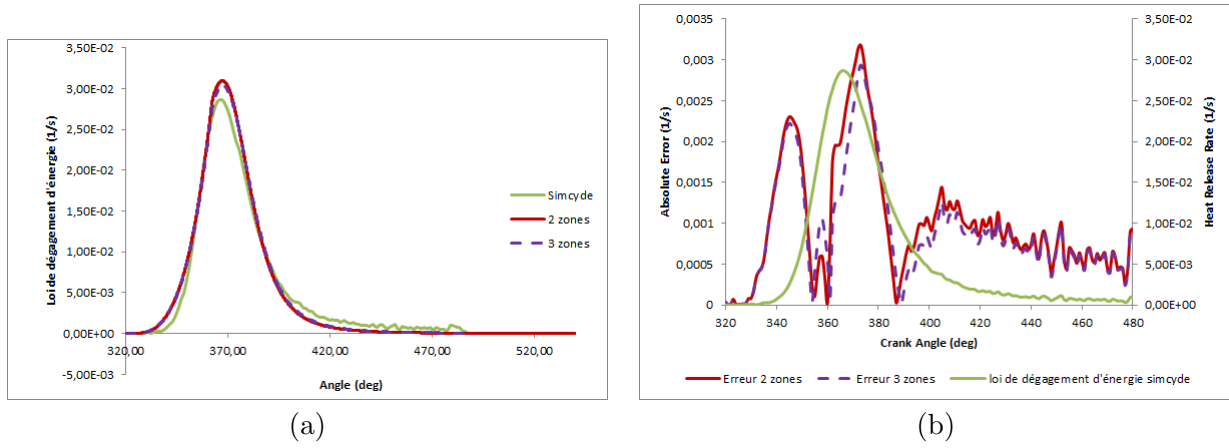


FIGURE 2 – (a) Lois de dégagement d'énergie issues du modèle à deux zones, du modèle à trois zones et de Simcyde; (b) Erreurs absolues sur le calcul de loi de dégagement d'énergie

corrélé au résultat Simcyde, la combustion en proche parois est donc mieux modélisée. Le tracé de l'erreur absolue instantanée visible sur la figure 2.b confirme ce résultat : l'erreur sur le pic et la fin de combustion est plus faible avec le modèle à trois zones (inférieure à 0.0029).

On présente dans les lignes qui suivent une étude comparative des lois de dégagement d'énergie issues du modèle multizone et de Simcyde. Le tracé des erreurs absolues instantanées sur le calcul de loi de dégagement d'énergie par les modèles à trois zones et multizones est également visible.

La figure 3.a montre que les résultats issus du modèle multizone sont très prometteurs : la loi de

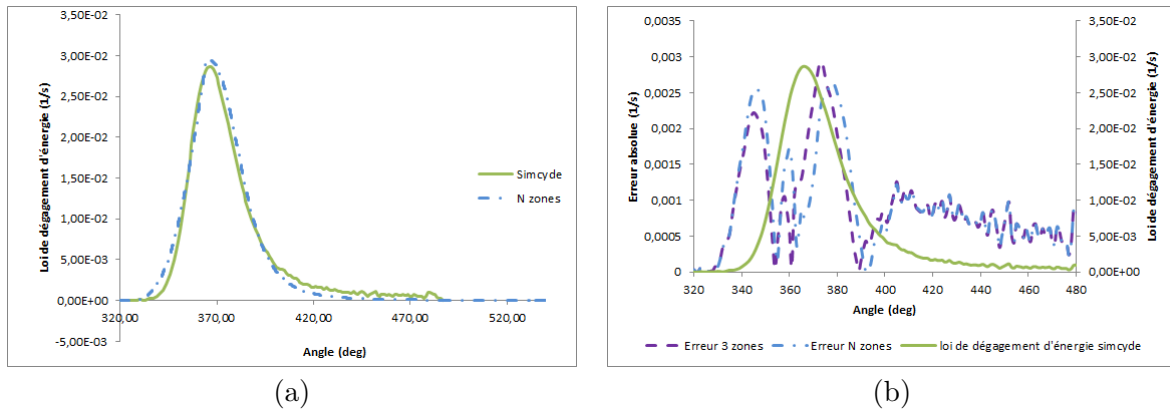


FIGURE 3 – (a) Lois de dégagement d'énergie issues du modèle à trois zones, du modèle à N zones et de Simcyde; (b) Erreurs absolues sur le calcul de loi de dégagement d'énergie

dégagement d'énergie simulée par le modèle multizone est très correctement corrélée à celle calculée par Simcyde. La figure 3.b confirme bien ce résultat : l'erreur absolue maximale diminue de 0.0029 (avec le modèle à trois zones) à 0.0025 (avec le modèle multizone). On constate cependant que l'erreur est relativement plus importante en phase d'initiation de combustion avec le multizone (0.0024 au lieu de 0.0022 pour le modèle à trois zones). Cela reste toutefois négligeable.

## 4 Conclusions et perspectives

Une amélioration du modèle à deux zones a été proposée. L'ajout de zones en réaction à intervalles de temps définis permet de prendre en compte les gradients de température et de concentration dans la flamme. La scission en deux sous zones de chaque zone en réaction permet de tenir compte des gradients de température entre les noyaux et les sous zones près des parois, et de modéliser correctement l'atténuation de la combustion en proche parois. Un cas sévère de charge partielle (taux de GBR de 40%) a été choisi afin de montrer l'avantage d'implémenter ce type de modèle pour simu-

ler des combustions ne se déroulant pas dans des conditions optimales. La comparaison de lois de dégagement d'énergie issues des modèles à deux zones, à trois zones et calculées par Simcyde montre l'intérêt d'ajouter une zone en réaction à proximité des parois : l'erreur absolue sur le calcul de loi de dégagement d'énergie est réduite par une meilleure modélisation de la combustion en proche parois. La comparaison de lois de dégagement d'énergie issues des modèles à trois zones, multizones et calculées par Simcyde met en avant l'avantage d'utiliser un modèle multizone pour ce point de fonctionnement. La loi de dégagement d'énergie du modèle multizone est très correctement corrélée aux données de référence.

Si des paramètres de calibration ont été trouvés par visualisation des erreurs absolues instantanées, une procédure automatique de calibration doit être mise en oeuvre. A cette fin, nous envisageons l'utilisation d'algorithmes d'optimisation. De plus, on prévoit une amélioration ultérieure du modèle multizone par modélisation des flux énergétiques entre chaque zone en réaction, dûs à l'aérodynamique des gaz, en utilisant les résultats de calculs 3D du champs aérodynamique dans la chambre de combustion.

## Références

- [1] Alexandre, A., Tomaselli, L. 2007 Modélisation thermique des moteurs : modélisation de la combustion. *Technique de l'Ingénieur, BM 2902*
- [2] Blizard, N., Keck, J. 1974 Experimental and theoretical investigation of turbulent burning model for international combustion engines. *SAE Technical Paper No 740191*
- [3] Boiarciuc, A., Floch, A. 2011 Evaluation of a 0D Phenomenological SI combustion model. *SAE Technical Paper No 2011-01-1894*
- [4] Heywood, J. 1988 Internal Combustion Engine Fundamentals. *New York : MacGraw-Hill*
- [5] Heywood, J. 1994 Combustion and its modeling in spark ignition engines. *International Symposium COMODIA, Yokohama, Japan*
- [6] Heywood, J., Higgins, J., Watts, P. 1979 Development and Use of a Cycle Simulation to Predict SI Engine Efficiency and Nox Emissions. *SAE Technical Paper No 790291*
- [7] Hvezda, J. 2011 Multizone Models of Combustion and Heat Transfer Processes in SI Engines. *SAE Technical Paper No 2011-37-0024*
- [8] Landry, L. 2009 Etude expérimentale des modes de combustion essence sous forte pression et forte dilution. *PhD Thesis, Université d'Orléans*
- [9] Metghalchi, M., Keck, J. 1982 Burning velocities of mixtures of air with methanol, isooctane and indolene at high pressure and temperature. *Combustion and Flame* vol 48, pp. 191-210
- [10] Rakopoulos, C., Michos, C. 2008 Development and validation of a multizone combustion model for performance and nitric oxide formation in syngas fueled spark ignition engine. *Energy Conversion and management* vol 49, pp. 2924-2938
- [11] Raine, R.R., Stone, C.R., Gould, J. 1995 Modeling of Nitric Oxide Formation in Spark Ignition Engines with a Multizone Burned Gas. *Combustion and Flame* vol 102, pp. 241-255
- [12] Tabaczynski, R., Ferguson, C., Radhakrishnan, K. 1977 A turbulent entrainment model for Spark Ignition Engine combustion. *SAE Technical Paper No 770647*
- [13] Verhelst, S., Sheppard, C. 2008 Multizone thermodynamic modeling of spark ignition engine combustion-an overview. *Energy Conversion and management* vol 50, pp. 1326-1335
- [14] Huber, K., Woschni, G., Zeilinger, K. 1990 Investigations on Heat Transfer in Internal Combustion Engines under Low Load and Motoring Conditions. *SAE Technical Paper No 905018*