

MODELISATION DE LA COMBUSTION TURBULENTE UTILISANT LE MODELE DE DISSIPATION VISQUEUSE

Karima BOUSSOUARA, Mahfoud KADJA

Département de Génie Mécanique, Faculté des Sciences de la Technologie, Université Constantine « 1 », Algérie

Reçu le 10 Juillet 2010 – Accepté le 10 Décembre 2012

Résumé

Des modèles de combustion turbulente ont été proposés pour exprimer les taux de réaction moyens en fonction des variables connues, c'est-à-dire des valeurs moyennes elles-mêmes, et Probablement aussi en fonction des caractéristiques de la turbulence. Le but de cette étude est de définir le processus de combustion par l'utilisation d'un modèle de combustion turbulente dans un moteur diesel. Dans la simulation des moteurs diesel, les problèmes sont en général plus complexes, en particulier, le caractère multiphasique des écoulements, les réactions chimiques et le comportement turbulent des fluides.

Le modèle de dissipation visqueuse est utilisé pour nous permettre donc de simuler l'injection du carburant liquide et son interaction avec le gaz contenu dans la chambre de combustion, en tenant compte des mouvements turbulents. Le recours au code CFD kiva-3v, a permis de résoudre les équations régissant les mouvements turbulents d'un fluide, en 2 et 3 dimensions.

Mots clés : Combustion turbulente, dissipation visqueuse, kiva-3v, simulation numérique, cinétique chimique

Abstract

Some models of turbulent combustion have been proposed to define the mean rates of reaction according to the different variables, that means values probably also according to the turbulence characteristic. The goal of this study is to define the process of combustion using a turbulent combustion model for a diesel engine. In the simulation of the diesel engines, the problems are in general more complex, in particular, the character multi-phases of flows, the chemical reactions and the turbulent comportment of the fluids.

The model EDDY DISSIPATION is used and will permit to simulate the injection of the liquid fuel and its interaction with gas contained in the combustion chamber, taking in consideration the turbulent movements. The resort to the code CFD kiva-3v, allows solving the equations governing the bi and three dimensional turbulent flow of fluid.

Key words : turbulent combustion, EDC, kiva-3v, numerical simulation, chemical kinetics.

عدة نماذج مختلفة لعملية الاحتراق المضطربة اقترحت بهدف شرح وتحديد النسبة المتوسطة للتفاعلات بدلالة متغيرات محددة, يعني بدلالة قيم متوسطة أخرى. الهدف من هذه الدراسة هو تحديد عملية الاحتراق و لك باستعمال نموذج معي المضطرب داخل محرك ديزل. عند استعمال آليات النمجة الرقمية لمحركات الديزل, الإشكالية تكون عموما أكثر تعقيدا, بالخصوص سلوك الموائع المضطرب والتفاعلات الكيميائية وكون السريان متعدد الأطوار.

dissipation visqueuse هو النموذج المستعمل الذي يمكننا من محاكاة ضخ وحقن الوقود وكذلك تفاعله مع الغاز الموجود داخل الكابينة المضطربة. في دراستنا kiva-3v
 ات بعدين 3 .
 اللازمة لتحديد الحركية

الكلمات المفتاحية : احتراق مضطرب, kiva-3v, dissipation visqueuse, نمذجة رقمية, حركة كيميائية

La combustion est un processus majeur qui affecte nos vies, et fournit sur 90% de notre énergie utile. Malheureusement, la combustion est aussi la source principale de pollution de l'environnement [1]. L'Amélioration des processus de combustion est par conséquent à une grande importance pour réduire la consommation du combustible et émissions.

Des modèles de combustion turbulente ont été proposés pour exprimer les taux de réaction moyens en fonction des variables connues, c'est-à-dire des valeurs moyennes elles-mêmes, et probablement aussi en fonction des caractéristiques de la turbulence.

Des modèles existent depuis longtemps, peuvent décrire une modélisation de la combustion turbulente. Le modèle de dissipation visqueuse, est un modèle qui permet de modéliser le processus de la combustion turbulente au niveau d'un moteur diesel. Ce modèle à pour but d'exprimer les performances du moteur en présence de la turbulence. Surtout, sur le rendement des moteurs et bien sûr l'amélioration de la combustion dans l'industrie.

Les codes de champ, ou codes CFD (Computational Fluid Dynamics), résolvent les équations régissant les mouvements d'un fluide [2]. Ces équations traduisent la conservation de la masse et de la quantité de mouvement du fluide (équations de Navier-Stokes), ainsi que la conservation de son enthalpie. Certains codes sont aussi en mesure de décrire le transport des polluants ou les réactions chimiques au sein d'un fluide.

1. LE CODE KIVA-3V ET LE MODELE DE COMBUSTION DE DISSIPATION VISQUEUSE

1.1. Définitions sur le code de simulation kiva-3v

Les deux premières versions du code kiva traites les écoulements des fluides dans le cylindre et des variétés de problèmes de combustion des systèmes ouverts, mais ils peuvent devenir assez inefficaces pour l'utilisation dans des géométries complexes telles que les valves en mouvement, les préchambres diesel.

Dans ces deux versions, le domaine entier d'intérêt, doit être compris par un seul bloc pour un calcul multizone qui peut exiger qu'un nombre considérable de zones. La version la plus tardive du programme kiva, connue sous kiva-3v, est projetée pour pallier à ce manque. Il utilise une grille de géométries complexes modélisées vraiment avec une plus grande efficacité.

1.2. Le modèle de combustion de dissipation visqueuse

Dans le moteur diesel, les deux phases relative au prémélange et à la diffusion sont des phases de mélange contrôlé. Dans la phase de prémélange, le mélange du combustible évaporé pour former une fraction inflammable à la fin du délai d'allumage est très important. Dans la phase de diffusion, la vaporisation du combustible et le mélange du combustible évaporé avec l'air contrôler la combustion. Durant la phase du mélange contrôlé, la combustion est influencée par la diffusion de l'air dans le

combustible et la diffusion du combustible dans l'air dépend des zones de mélange riche et pauvre en combustible respectivement. D'où l'équation du taux de combustion contrôlé (R_{comb}) du prémélange ou mélange riche ou pauvre est basée sur le modèle de combustion de dissipation visqueuse. Cette équation est représentée comme suit [3] :

$$R_{comb} = A_1 \cdot \frac{v}{k} \cdot \min \left[m_f, \frac{m_{o_2}}{(O_2 / F)_{st}}, \frac{A_2 \cdot m_{prd}}{1 + (O_2 / F)_{st}} \right] \quad (1)$$

R_{comb} est en kg/s

Où, A_1 , A_2 sont des constantes empiriques, m_f , m_{o_2} , m_{prd} sont la masse du combustible, la masse de l'oxygène et la masse des produits de combustion, k c'est l'énergie cinétique turbulente et son taux de dissipation [3].

Ce modèle est basé sur les travaux de Magnussen et Hjertager [4], dans lequel la chimie est considérée très rapide par rapport à la turbulence. Il permet ainsi d'éviter le calcul des taux cinétiques très onéreux en termes de temps de calcul. Toutefois son domaine de validité se restreint à la combustion turbulente, prémélangée ou non, c'est-à-dire à grand nombre de Damkohler.

$$D_a \approx \frac{\text{échelle de temps de mélange}}{\text{échelle de temps cinétique}} \quad (2)$$

Le taux de réaction est supposé être déterminé par le taux de mélange réactif-combustible à une échelle moléculaire, c'est-à-dire par le taux de dissipation des tourbillons. Dans le cas d'une combustion non-prémélangée, la réaction est limitée par le réactif de concentration la plus faible dans le tourbillon.

2. LES EQUATIONS GOUVERNANTES

Les équations de conservation à 3 dimensions, pour la masse, la quantité de mouvement, et l'énergie pour un flux réactif en présence des gouttelettes de liquide sont présentées comme suit :

2.1 Les équations de la phase gazeuse

En l'absence de gouttelettes de liquide, les équations de Navier-Stokes pour l'écoulement de gaz peuvent être utilisées. [5].

2.1.1 Equation de conservation de la masse totale

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div} (\rho \vec{u}) = \dots^s \quad (3)$$

Où ρ est la densité en phase gazeuse, \vec{u} la vitesse locale du flux gazeux, \dots^s le terme source qui décrit l'échange de masse due à l'évaporation des gouttelettes du liquide.

2.1.2 Equation de conservation de la masse des espèces

$$\frac{\partial \rho_k}{\partial t} + \text{div} (\rho_k \vec{u} + \vec{j}_k) = M_k \dot{\mathcal{S}}_k + \dots_k^s, \quad (k=1, \dots, N_s) \quad (4)$$

Où ; $\dots_k, M_k, \check{S}_k$ et \dots^s_k sont respectivement la densité, la masse molaire, le taux de production molaire due aux réactions chimiques, et les contributions résultantes d'évaporation de la phase liquide à la phase gazeuse de l'espèce k. N_s est le nombre des espèces réactivées [5].

2.1.3 Équation de conservation de la quantité de mouvement

$$\frac{\partial}{\partial t}(\dots \bar{u}) + \text{div}(\dots \bar{u} \otimes \bar{u}) + \text{div}(\bar{\bar{P}}) = \dots \bar{g} + \bar{f}^s \quad (5)$$

Où $\bar{\bar{P}}$ est le tenseur de pression, \bar{g} est l'accélération gravitationnelle, et \bar{f}^s la quantité de mouvement échangée par unité de volume due à l'interaction entre les phases gazeuse et liquide.

3.1.4 Equation de conservation de l'énergie

$$\frac{\partial}{\partial t}(\dots E) + \text{div}(\dots \bar{u} E + \bar{J}_q) + \bar{\bar{P}} \div \text{grad}(\bar{u}) = \dot{q}^s + \dot{q}^r \quad (6)$$

Où, E est l'énergie interne spécifique, \bar{J}_q un terme source due à la chaleur de conduction, et $\bar{\bar{P}} \div \text{grad}(\bar{u})$ [5] est un terme de changement de l'énergie due à la pression et à la dissipation visqueuse, \dot{q}^s le taux de la chaleur consommée due à l'évaporation des gouttelettes, et \dot{q}^r est le taux de chaleur due au rayonnement.

2.1.5 Equations des modèles de turbulence

Le modèle standard de turbulence k- est utilisé dans kiva-3v, et il est utilisé largement dans l'industrie. Les premières formes du modèle de la turbulence k- était développées par Chou (1945), Davidov (1961) et Harlow et Nakayama (1968).

La version Standard du modèle de la turbulence du k-, modifiée pour inclure l'effet de l'expansion volumétrique (dilatation de vitesse) et l'interaction spray/turbulence [6] s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\dots k) + \nabla \cdot (\dots \bar{u} k) = -\frac{2}{3} \dots k \nabla \cdot \bar{u} + \bar{f} : \nabla \bar{u} + \nabla \cdot \left[\left(\frac{\dots}{Pr_k} \right) \nabla k \right] - \dots v + \dot{W}^s \quad (7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\dots v) + \nabla \cdot (\dots \bar{u} v) = -\left(\frac{2}{3} C_{v1} - C_{v3} \right) \dots v \nabla \cdot \bar{u} + \nabla \cdot \left[\left(\frac{\dots}{Pr_v} \right) \nabla v \right] + \frac{v}{k} \left[C_{v1} \bar{f} : \nabla \bar{u} - C_{v2} \dots v + C_s \dot{W}^s \right] \quad (8)$$

Où, k est l'énergie cinétique turbulente, est le tenseur newtonien des contraintes visqueuses, est le taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente. \dot{W}^s regroupe les termes sources provenant de l'interaction mélange/spray. C_1, C_2, C_3, Pr_k, Pr sont les constantes usuelles du modèle de la turbulence k- et μ est le coefficient de viscosité dynamique.

2.1.6 Les équations de la phase liquide

L'association des termes source entre les phases gazeuse et liquide dans les équations 5 et 6 sont critique pour les simulations diesel et compter dans la description mathématique des sprays, cela subit à une séquence des sous-processus inclure Atomisation, le fractionnement et la collision des gouttelettes, la dispersion turbulente, et l'évaporation [5].

3. LE MODELE DES REACTIFS

Les réactions chimiques sont classées en deux classes : celles qui se produisent de manière dynamique et celles qui sont supposées en équilibre permanent. Si les espèces peuvent interagir par réaction chimique, le problème se complique énormément : il y a création (ou disparition) volumique. On écrit la réaction sous la forme (désigne la somme sur i) [7]:

$$\sum_{r=1}^{N_s} \hat{\nu}_r' X_r \Leftrightarrow \sum_{r=1}^{N_s} \hat{\nu}_r'' X_r \quad (9)$$

L'équation précédente décrit les réactions chimiques ayant lieu au cour de l'écoulement.

Où X se rapporte à l'espèce , alors que $\hat{\nu}_r'$ et $\hat{\nu}_r''$ sont des coefficients stœchiométriques pour l'espèce pour les deux sens de la réaction (directe et inverse). Le taux de réaction d'espèce peut être calculé par la relation :

$$\check{S}_r = (\hat{\nu}_r'' - \hat{\nu}_r') \dot{q}_r \quad (10)$$

Où,

$$\dot{q}_r = k_f \prod_{r=1}^{N_s} [X_r]^{\hat{\nu}_r'} - k_b \prod_{r=1}^{N_s} [X_r]^{\hat{\nu}_r''} \quad (11)$$

Ici, [X] se rapporte à la densité molaire d'espèce . k_f et k_b sont des coefficients des taux de réactions direct et inverse respectivement. Ils sont représentés sous la forme généralisée d'Arrhenius [7]:

$$k_f = AT^b \exp(-E/RT) \quad (12)$$

Les réactions d'équilibre chimique sont décrites par des relations implicites du type [7]:

$$\prod_r \left(\frac{\dots_r}{W_r} \right)^{\hat{\nu}_r' - \hat{\nu}_r''} = \exp \left(A_r \ln T_A + \frac{B_r}{T_A} + C_r + D_r T_A + E_r T_A^2 \right) = k_r(T) \quad (13)$$

Pour ce type de réaction, on suppose que l'équilibre est atteint instantanément, sans tenir compte d'une cinétique. Dans ce cas, les masses volumiques de chaque constituant obéissent à la loi d'action de masse (Equation 13).

T c'est la température, \dots_r est la densité de chaque constituant , $k_r(T)$ est la constante d'équilibre de la réaction n°r , supposée ne dépendre que de la température.

La résolution itérative de ces équilibres est effectuée en fin de phase A. avec $T_A = T/1000$ °k, A_r, B_r, C_r, D_r, E_r sont des constants du modèle.

4. DEMARCHES NUMERIQUES DU KIVA-3V

La discrétisation des équations qui gouvernent la combustion dans le code kiva-3v retient une combinaison de la méthode ALE (Arbitrary Lagrangian Eulerian) pour la discrétisation spatiale et une méthode implicite de discrétisation variable au temps (variable theta methods) [8].

4.1 Discrétisation spatiale par la méthode ALE

La discrétisation des équations qui gouvernent la combustion dans le code kiva-3v retient une combinaison de la méthode ALE (Arbitrary Lagrangian Eulerian) pour la discrétisation spatiale et une méthode implicite de discrétisation variable au temps.

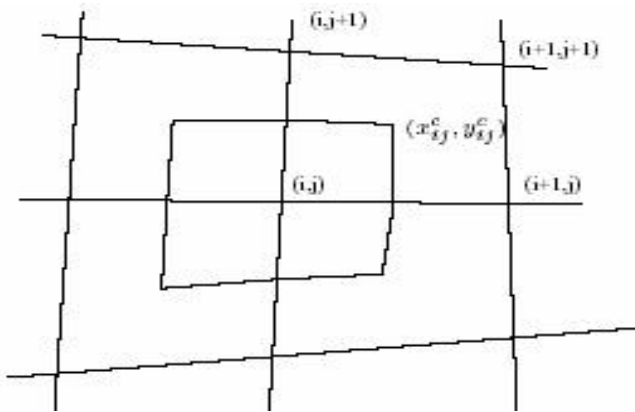


Figure 1 : Maille ALE à deux dimensions

La méthode ALE est une méthode de volumes finis,

pour des hexaèdres arbitraires dans 3D et quatre semi polygones en 2D. Les équations du mouvement sont formulées par une vitesse de mouvement U de grille, variant entre 0 et u. Donc la formulation varie d'une façon continue entre l'Eulérienne (U=0) et la Lagrangienne (U=u). En deux dimensions, la maille de l'algorithme ALE est définie par un polygone (figure1) [8] avec 4 coins, et la cellule de centre est calculée comme suit :

$$x_{ij}^c = \frac{1}{4} \sum_r x_r \tag{14}$$

$$y_{ij}^c = \frac{1}{4} \sum_r y_r$$

Où s'aligne sur tous les 4 nœuds de la cellule.

Dans le code kiva-3v, cette formulation à deux dimensions est étendue à trois dimensions. Chaque sommet est noté par trois indices i, j, k. Les sections deviennent des volumes, tant que les bords deviennent des faces des cellules. Le code kiva-3v utilise des maillages structurés, constitués d'hexaèdres (mailles à six faces), de sorte que l'on peut décomposer cette relation comme la somme des flux traversant chaque face.

4.2 Discrétisation temporelle

Toutes les dérivées temporelles sont rapprochées avec une différence de premier ordre

$$\frac{\partial \Phi}{\partial t} \approx \frac{\Phi^{n+1} - \Phi^n}{\Delta t^n} \tag{15}$$

Chaque cycle est exécuté en trois étapes (phases) comme suit: La Phase A est une phase lagrangienne.

Réellement, nous pouvons penser que dans cette phase, la maille ne se déplace pas et le volume de contrôle ne se déplace pas aussi. Donc la cellule paraît comme un volume constant dans le quel la combustion et le spray se produisent. La phase B est aussi une phase lagrangienne. Dans cette phase, le volume de contrôle se déplace avec le fluide. La Phase C est une phase du repositionnement/remailage [8]. Dans cette phase le champ de fluide est en "gelé statique", et la maille se déplace vers une nouvelle position. Donc nous avons besoin de remailler en opérant une nouvelle maille numérique. La combinaison de ces trois phases est équivalente au processus déplacement de la maille vers une nouvelle position avec un pas de temps Δt , le fluide aussi se déplace.

5. SPECIFICATIONS DU MOTEUR DIESEL UTILISE DANS LA SIMULATION

5.1 Paramètres du moteur

Le moteur utilisé dans la simulation est un moteur diesel à deux temps, les propriétés du moteur, les conditions de simulation, et tous les paramètres concernant le modèle choisi est représenté selon le tableau 1 [9].

Tableau 1 : Spécifications du moteur diesel

Détails du moteur diesel utilisé	
<i>Spécifications géométriques</i>	
Le diamètre	82.55 mm
La course	95.975 mm
squish	1.8 mm
La longueur de la bielle	162.69 mm
La forme du piston	Mexicaine
<i>Données d'injection</i>	
La température du combustible	350 °k
La durée d'injection	7° CA
Le type du jet	Cône solide
L'angle d'injection	25°
<i>Conditions d'opération</i>	
La vitesse de rotation	2600 rpm
Le temps d'injection	14° ATDC
La pression d'admission	1.5 bar
<i>Paramètres de simulation</i>	
La température d'admission d'air	550 k
La masse totale du combustible injecté	0.01 g/cycle
Le combustible	N-heptane

5.2 La forme du piston et le maillage généré

Le générateur de maille exige seulement un fichier de données sous forme d'un tableau d'information. La forme étudiée est la forme mexicaine présentée par la figure 2 [9].

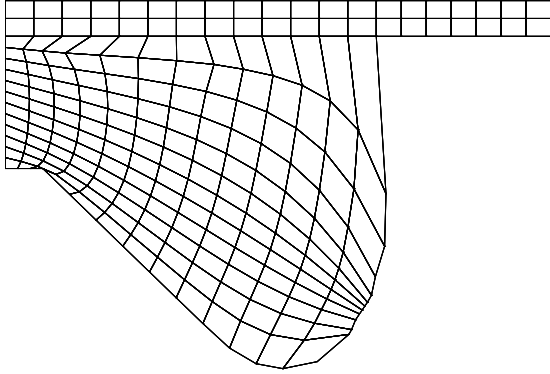


Figure 2 : La géométrie du piston au PMH

La figure 3, présente le maillage suivant (x, z) en présence des 2 valves.

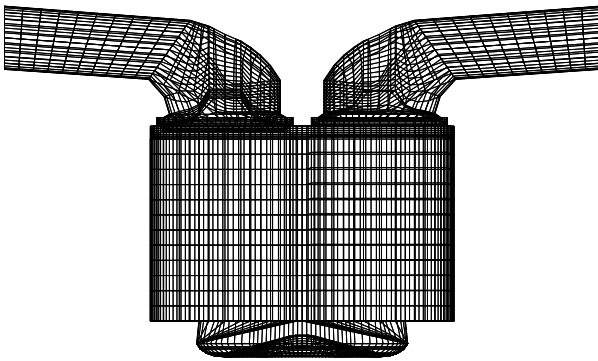
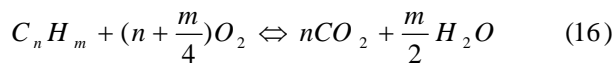


Figure 3 : Maillage avec valve

6. LES REACTIONS CHIMIQUES

Les réactions chimiques sont présentées par une réaction globale d'oxydation du carburant injecté (C_7H_{16}) d'après [10]:



7. LES RESULTATS OBTENUS

7.1 Résultats de : pression, température, TKE, Epsilon, chaleur dégagée

7.1.1. Courbes

La figure 4 présente l'évolution de la variation de pression modélisée dans le cylindre du moteur. Cette figure présente la courbe de pression obtenue par simulation du modèle en fonction de l'angle vilebrequin, entre -180° et 180° vilebrequin.

La pression dans le cylindre permet de déterminer le rendement du moteur. On tire aussi de cette grandeur

d'intéressantes indications sur le déroulement de la combustion.

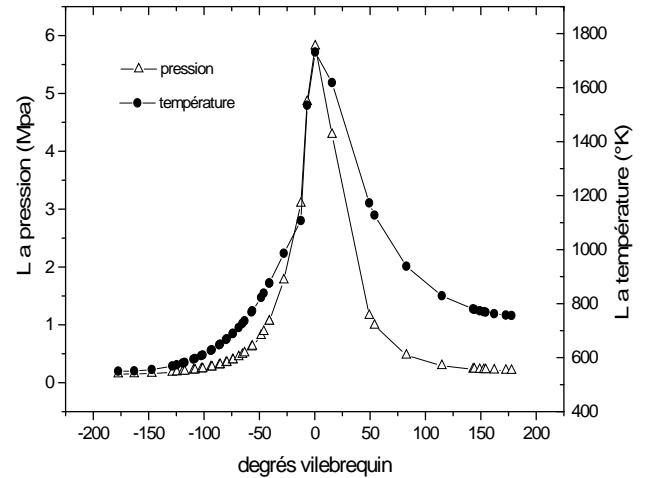


Figure 4 : Evolution de la pression et de la température en fonction des degrés vilebrequin

Les valeurs de pression obtenues par simulation sont élevées près de la fin de zone d'injection. On note que le pic de pression est 5.81 Mpa après le PMH. La courbe semble trop symétrique par rapport aux données disponibles dans la littérature, (comparaison des figures 4 et 5).

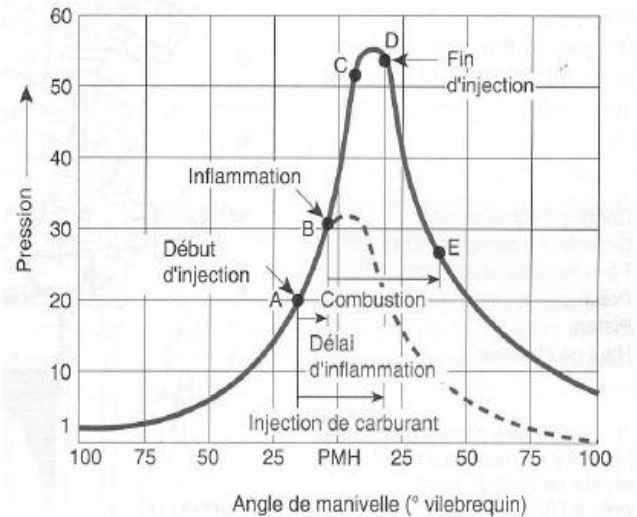


Figure 5 : Chronologie de la combustion d'après [11]

La figure.6, représente l'évolution de l'énergie cinétique turbulente avec le mouvement du piston, donc, pour toutes les phases de déplacement du moteur. Pour ce moteur diesel et pour ces conditions, la valeur du TKE augmente durant la phase de compression, et atteint une valeur maximale près du PMH, exactement à -5 atdc, $4.4 \cdot 10^5 \text{ cm}^2/\text{s}^2$. La courbe de variation du taux de dissipation est présentée par la figure 3. La valeur maximale atteinte est $5.5 \cdot 10^8 \text{ cm}^2/\text{s}^3$.

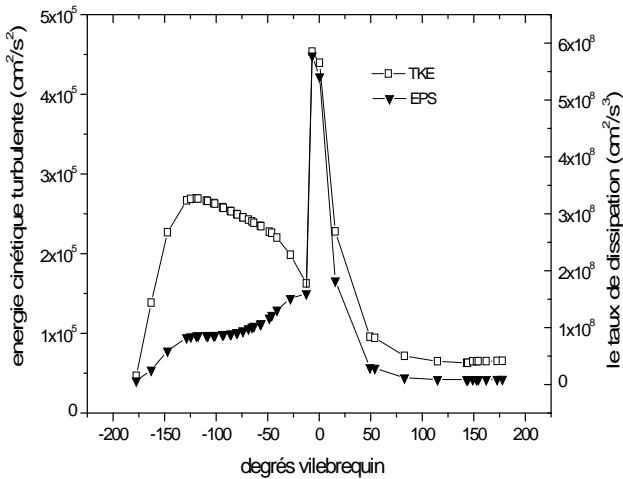


Figure 6 : Variation de l'énergie cinétique turbulente et du taux de dissipation avec le mouvement du piston

7.1.2. Contours

Les isothermes et le champ de pression sont schématisés sur les figures 7 et 8.

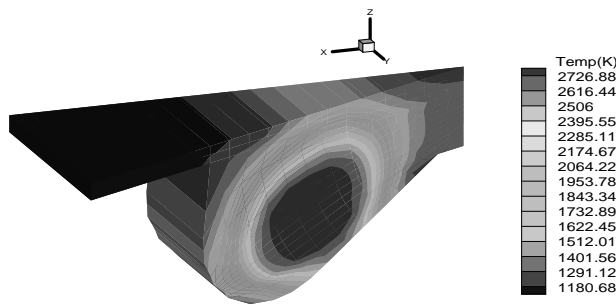


Figure 7 : Contours de température

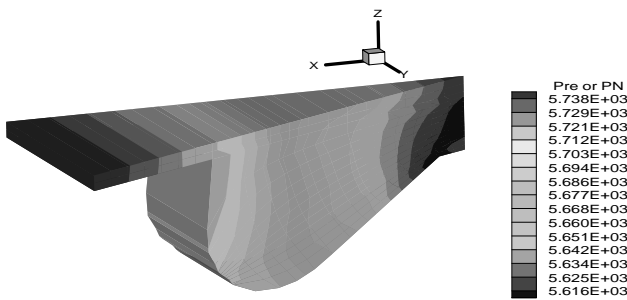


Figure 8 : Contours de pression

La figure 9, montre la distribution de l'énergie cinétique turbulente au PMH. A la fin de la phase de compression, on remarque que la turbulence prend globalement des valeurs plus élevées dues au mouvement ascendant du piston.

Au centre de la géométrie de la tête de piston, l'intensité de TKE est plus grande que celle aux autres extrémités. Au niveau de la face extérieure du bol, la valeur maximale du taux de dissipation est obtenue. Ce qui est vérifié par la figure 10.

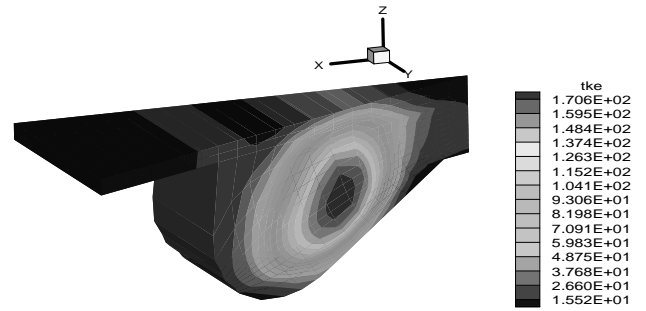


Figure 9 : Contours de TKE

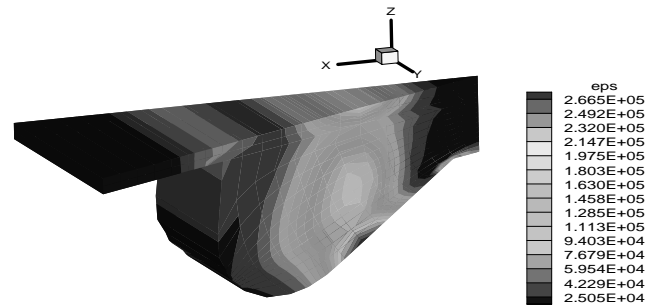


Figure10 : Contours d'Epsilon

7.2 Résultats des espèces chimiques

7.2.1 Courbes

En effet, le moteur n'admet pas un mélange d'air et de carburant, mais seulement un volume d'air sensiblement égal à la contenance du cylindre. C'est seulement après la compression de cet air que l'on injecte le carburant, sous forme d'une pulvérisation grâce à un injecteur. Selon la puissance demandée au moteur, on injecte plus ou moins de carburant, (généralement du combustible), ce qui demande plus ou moins de temps selon la quantité.

La figure 11 présente l'évolution du taux de C₇H₁₆ dans le cylindre. La quantité injectée du n-heptane est 0.01g, ce qui est vérifié par le graphe schématisé sur la figure 10. Le mécanisme d'interaction air-fuel et la location spatiale de début de combustion à été déterminé par le processus d'injection, l'évaporation, l'auto inflammation et la combustion de combustible.

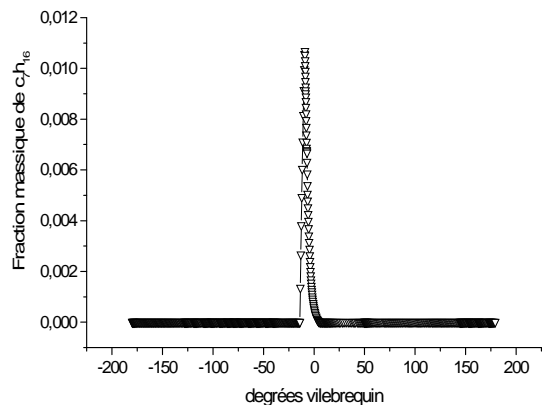


Figure 11 : Evolution de C₇H₁₆ en fonction des degrés vilebrequin

La courbe de N_2 présentée par la figure 12, signifie que la quantité initiale de N_2 est constante puis commence à diminuer avec le début de combustion jusqu'à obtention des valeurs minimales.

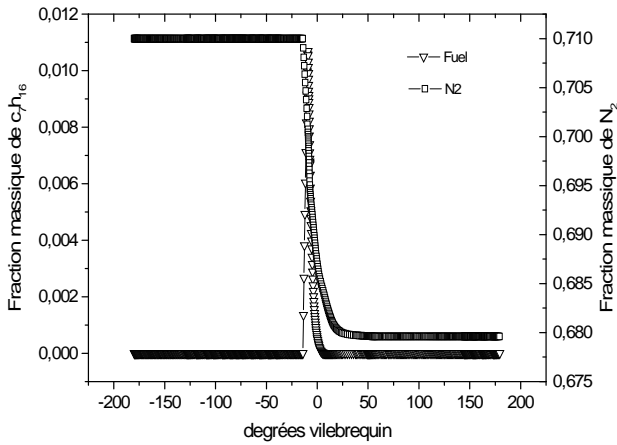


Figure 12 : Evolution de C_7H_{16} , N_2 en fonction des degrés vilebrequin

Le dioxyde de carbone est un produit de processus de combustion, résultant de l'interaction directe entre le combustible injecté et l'air à comprimer dans le cylindre. Les premières traces de CO_2 qui apparaissent au niveau des premiers degrés d'injection, augmentent avec l'augmentation de la masse injectée du N-heptane jusqu'à l'obtention de la stabilité. Donc, Pour différents angles vilebrequin, cette fraction augmente lors de la phase de combustion en vertu de l'équation globale de la réaction. La figure 13 montre l'évolution de la fraction massique du dioxyde de carbone CO_2 .

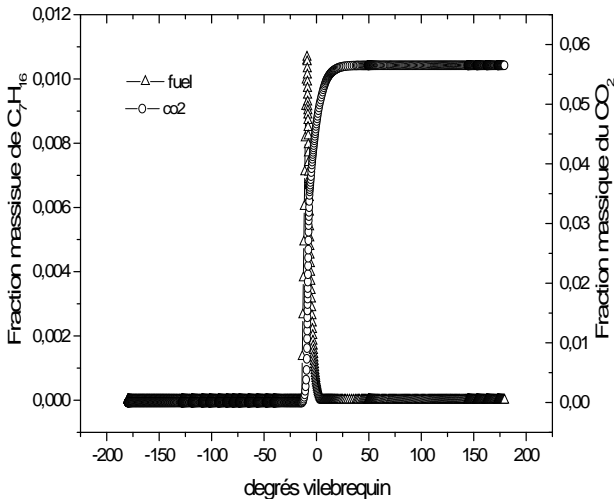


Figure 13 : Evolution de C_7H_{16} , CO_2 en fonction des degrés vilebrequin

La fraction massique du H_2O produit lors de la combustion du N-heptane est illustrée sur la figure 14.

L'oxygène contenu dans l'air admis dans le cylindre, en premier temps, a une valeur constante, mais au temps d'injection, cette quantité diminue parce qu'elle se combine avec le combustible injecté.

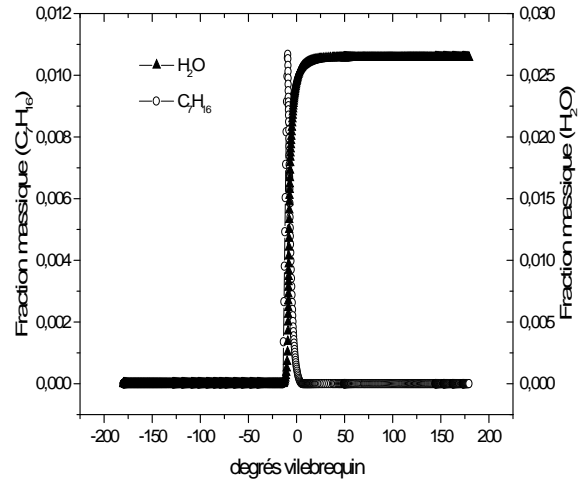


Figure 14 : Evolution de C_7H_{16} , H_2O en fonction des degrés vilebrequin

7.2.2. Contours

Dans un moteur diesel, le mélange air-combustible n'est jamais homogène car le combustible n'est injecté que vers la fin du temps de compression. Le combustible ne peut pas s'enflammer dès qu'il commence son introduction dans le cylindre puisque il diffusé vers l'air comprimé dans la chambre et aux parois la chaleur qui lui est nécessaire pour atteindre sa température d'auto-inflammation.

Les figures 15,18 sont prises au niveau du PMH. La figure.15 montre le champ de la fraction massique de combustible. L'allumage se produit vers l'amont de l'injecteur à l'extrémité du jet (la première zone du jet qui se mélange avec de l'air) et la flamme vient juste de commencer son évolution.

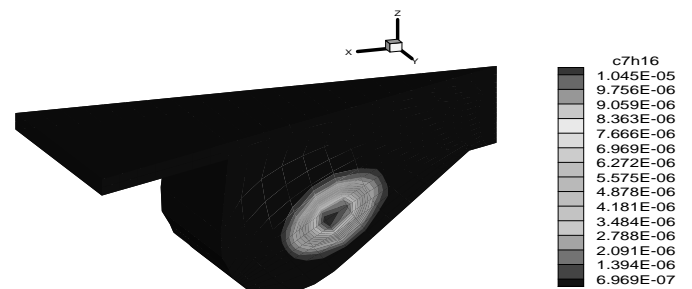


Figure 15 : Contours de C_7H_{16}

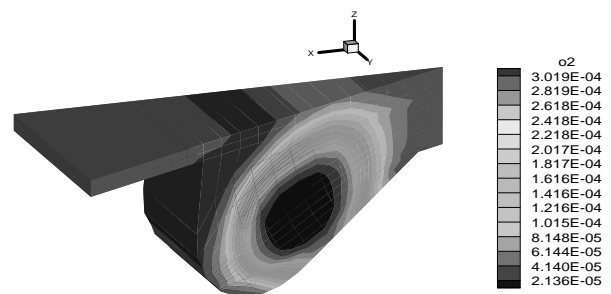


Figure 16 : Contours de O_2

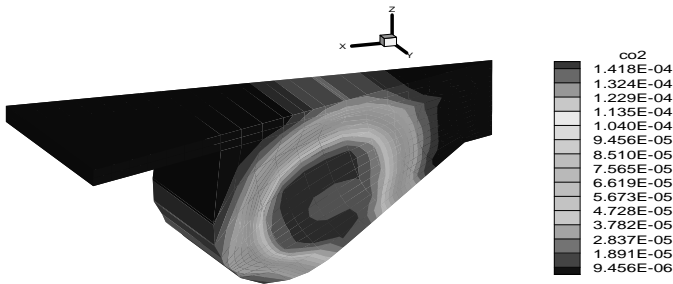


Figure 17 : Contours de CO₂

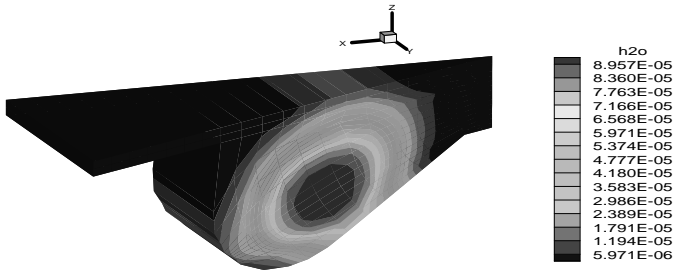


Figure 18 : Contours de H₂O

Avec les positions de piston, on peut conclure l'avantage de la diffusion de la flamme vers l'extérieur du jet. C'est non seulement parce que plus de carburant a été injecté, mais également parce que les températures de la flamme font évaporer le carburant plus rapidement.

CONCLUSION

L'objectif de notre étude est l'utilisation du modèle de combustion de dissipation visqueuse par une simulation numérique des écoulements réactifs en présence du spray dans un moteur Diesel. Cet objectif émane de la nécessité de comprendre les mécanismes qui régissent ces écoulements, et de maîtriser le code de calcul puissant "kiva-3v" utilisé mondialement dans de telles simulations.

Les conditions de fonctionnement du moteur ainsi que les modèles physique et chimique utilisés est très nécessaire pour le mécanisme de fonctionnement des moteurs Diesel. La masse injectée du carburant, le type du carburant, les propriétés du carburant et aussi les paramètres d'injecteurs, la composition d'air admis...etc, influent directement sur la température de combustion et la chaleur dégagée et donc sur les performances du moteur diesel.

Ce travail nous a permis de :

- Connaître d'une manière approfondie des phénomènes de mélange et de combustion dans un moteur diesel à injection directe, l'évolution du processus de combustion.
- Cerner les éléments fondamentaux pour la simulation numérique de la combustion, notamment les équations qui régissent les écoulements réactifs, les modèles utilisés et la formulation mathématique nécessaire, en vu de l'optimisation des performances énergétiques et environnementales.

- Le modèle de combustion turbulente est un modèle efficace pour la modélisation de la combustion dans un moteur diesel.

REFERENCES

- [1] D. C Amsden, A. A. Amsden. The kiva Story: A Paradigm of Technology Transfer, IEEE transactions on professional communication, vol. 36, no. 4, 1993
- [2] R. Muriel. Codes de champ : potentialité et limites, INSA, 2000
- [3] T. Bhaskar, S. Pramod, S.Mehta .A multi-zone diesel combustion model Using Eddy, dissipation concept, Internal combustion engines laboratory. India. Comodia 1998
- [4] B. F. Magnussen, B. H. Hjertager. On mathematical modeling of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion, sixteenth symposium (international) on combustion, the combustion institute, Pittsburgh, 1977
- [5] Ftao. Governing equations, 2003
- [6] A. A. Amsden, P. J. O'Rourke, T. D. Butler. kiva-2: A computer program for chemically reactive flows with sprays, Los Alamos National Laboratory report LA-11560-ms, 1989
- [7] Ftao. Kinetic combustion mechanism, 2003
- [8] Ravindra Aglave. CFD Simulation of Combustion Using Automatically Reduced, Reaction Mechanisms: A Case for Diesel Engine, Thèse de Doctorat à l'Université de Heidelberg, Germany, 2007
- [9] J. Kim, S. Wook Park, R. Reitz. Reduction of NOx and co emissions in stoichiometric diesel combustion using a 3-way catalyst, Engine Research Center, University of Wisconsin-Madison Madison, USA, 2009
- [10] W.Richard, D.Boubel, D Turner. Fundamentals of air Pollution, Third edition, academic press, Sydney, 1994
- [11] P. Sovanna. Moteurs thermiques : combustion et suralimentation, 2004
- [12] Anthony UNG. Cartographie de la pollution atmosphérique en milieu urbain a l'aide de données multisources, Thèse de Doctorat, Université de Paris, 2003
- [13] Axel Vincent. Conception et simulation d'un réacteur fil-cylindre à décharge couronne avec barrière diélectrique adaptée au traitement des oxydes d'azote dans des effluents marqués par un isotope, thèse de doctorat de l'université Pierre et Marie Curie, 2002
- [14] Popovich, M., and Hering, C. Fuels and Lubricants. Oregon State University Press, Corvallis, 1978
- [15] A.Haupais. Combustion dans les moteurs Diesel, Techniques de l'Ingénieur, pp. 1-33, 1994
- [16] Vincent Faivre. Étude expérimentale et numérique du contrôle actif de jets dans des chambres de combustion. Thèse de Doctorat à l'institut national polytechnique de Toulouse, 2003
- [17] J. B. Heywood . Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill book CO, Singapore, 1988
- [18] N. L. Johnson. The Legacy and Future of CFD At Los Alamos, *Proceedings of the 1996 Canadian CFD Conference* Invited talk. Ottawa, Canada June 3-4, 1996
- [19] Développement d'un code de calcul pour la Simulation d'écoulements de fluides non Miscibles. Application à la désintégration Assistée d'un jet liquide par un courant Gazeux, thèse de Doctorat à l'ENSA – Toulouse, 2007

- [20] A. A. Amsden, T. D. Butler, P. J. O'Rourke, J. D. Ramshaw. Kiva: a comprehensive model for 2-D and 3-D engine simulations, SAE Paper 850554, 1985
- [21] A. A. Amsden, J. D. Ramshaw, P. J. O'Rourke, J. K. Dukowicz. Kiva: a computer Program for two- and three-dimensional fluid flows with chemical reactions and fuel sprays. Los Alamos National Laboratory Report LA-10245-MS, 1985
- [22] P. J. O'Rourke, A. A. Amsden. Three-dimensional numerical simulations of the UPS-292 stratified charge engine, SAE Paper 870597, 1987
- [23] A. A. Amsden. kiva-3v: A kiva Program with Block-Structured Mesh for Complex geometries, Los Alamos National Laboratory report LA-12503-MS, 1993
- [24] A. A. Amsden. Kiva-3v: A Block-Structured kiva Program for Engines with Vertical or canted Valves, Los Alamos National Laboratory report LA-13313-MS, 1997
- [25] A. A. Amsden. Kiva-3v release 2, improvements to kiva-3v, Los Alamos National Laboratory report LA-13608-MS, 1999
- [26] R. D. Reitz Computational Fluid Dynamics Modeling of Diesel Engine Combustion and Emissions, Engine Research Center, University of Wisconsin-Madison, 2005

NOMENCLATURE

Lettres latines :

E	Températures d'activation de la réaction [K]
G	Accélération due à la gravité [$m \cdot s^{-2}$]
K	Energie cinétique turbulente [$J \cdot kg^{-1}$]
K _r	Constante d'équilibre de la réaction n° r [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]
P	Pression du mélange [$N \cdot m^{-2}$]
R	Constante universelle des gaz parfaits [$J \cdot mole^{-1} \cdot K^{-1}$]
T	Le temps [s]
T	Température du mélange [K]

Lettres grecques :

E	Taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente. [$m^2 \cdot s^{-3}$]
μ	Viscosité dynamique de l'air. [$kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$]
	Masse volumique du mélange. [$kg \cdot m^{-3}$]

Nombres sans dimensions :

P _r	Nombre de Prandtl du mélange gazeux.
R _e	Nombre de Reynolds.