

Équipe

Quentin MALÉ (A,B)
 Gabriel STAFFELBACH (A)
 Antony MISDARIIS (A)
 Frédéric RAVET (B)
 Olivier VERMOREL (A)
 Thierry POINSOT (A,C)

A - CERFACS, 42 Avenue Gaspard Coriolis,
 31057 Toulouse Cedex 01
 B - Renault, Centre Technique de Lardy,
 1 Allée Cornuel, 91510 Lardy
 C - IMFT, 2 Allée du Professeur Camille Soula,
 31400 Toulouse



Simulation numérique d'un allumage par pré-chambre dans un moteur à combustion interne

8 millions d'heures

1. Introduction

1.1 Contexte

L'augmentation fulgurante de l'utilisation de l'énergie via la combustion ces trente dernières années contraint les industriels à concevoir des systèmes répondant à de nombreuses exigences en termes de consommation, d'émissions polluantes ou encore de nuisances sonores. Alors que le parc automobile mondial ne cesse d'augmenter, les émissions des véhicules participent à l'augmentation de la pollution de l'air et de la concentration de gaz à effet de serre. Face à ce constat, les motoristes recherchent des innovations qui pourraient permettre d'améliorer le rendement et de réduire les émissions polluantes des moteurs à combustion interne. La combustion pauvre homogène est l'une des voies les plus prometteuses pour cela [6]. Elle bénéficie d'une meilleure efficacité grâce à des pertes par pompage plus faibles, à des pertes de chaleur aux parois moindres et à un rapport de capacités thermiques plus élevé en comparaison avec la combustion stoechiométrique. Par ailleurs, **la combustion pauvre homogène produit de faibles émissions polluantes**. Cependant, une vitesse de combustion plus faible et un allumage plus difficile

empêchent les moteurs à allumage commandé de fonctionner en mélange pauvre homogène [20, 15]. L'allumage par bougie d'un mélange pauvre entraîne une combustion erratique, des ratés d'allumage et des combustions incomplètes. Ainsi, brûler un mélange pauvre homogène représente un défi majeur, nécessitant une rupture technologique afin d'enflammer le mélange et de produire une combustion rapide. Étudié expérimentalement [13, 8, 9, 2, 21], le système d'allumage par pré-chambre semble pouvoir ouvrir la voie à la combustion pauvre dans les moteurs à combustion interne. Ce système réduit les instabilités de combustion en induisant un allumage fiable. De plus, les multiples sources d'allumage et l'injection de turbulence impliquent une combustion rapide de la charge principale éliminant les cycles de combustion incomplets et permettant d'augmenter le taux de compression sans induire de cliquetis, augmentant ainsi à nouveau l'efficacité.





1.2 L'allumage par pré-chambre de combustion

L'allumage par pré-chambre consiste à allumer une charge auxiliaire dans une pré-chambre reliée à la chambre de combustion principale par de multiples conduits. La combustion à l'intérieur de la pré-chambre crée une augmentation de la pression due à la dilatation thermique. La différence de pression entre les chambres crée un flux de masse qui force la flamme et les gaz brûlés à pénétrer dans la chambre principale, enflammant la charge principale par un couplage complexe de mécanique des fluides, d'effets thermiques et de cinétique chimique.

1.3 Objectifs

La recherche et le développement d'une telle technologie impliquent une bonne compréhension des phénomènes physiques et de la structure des flammes turbulentes générées. Les simulations de type Large Eddy Simulation (LES) ont le potentiel de prédiction adéquat pour capter les phénomènes instationnaires primordiaux sur ce type d'application. Aujourd'hui cependant, la physique de ce type de technologie a été peu étudiée à l'aide de LES sur des configurations

réalistes de par la complexité et le coût de tels calculs. Le travail réalisé à l'aide de l'allocation d'heures de calcul «Grand Challenge» se propose de répondre à ce manque de données. La LES est ici utilisée comme outil afin d'étudier le comportement d'un système d'allumage par pré-chambre sur un moteur et un point de fonctionnement du Groupe Renault.

1.4 Défi technique

Le calcul d'une telle configuration nécessite une résolution spatiale très fine. En effet, la combustion se déroulant à haute pression et à haute température, les épaisseurs de flamme sont de l'ordre de la dizaine de micromètres. Par ailleurs, les conduits sont d'un diamètre de l'ordre du millimètre ce qui implique de très petites tailles de cellules en complément d'une loi de paroi afin de résoudre correctement les pertes de charge. Les hautes vitesses atteintes dans les conduits combinées aux faibles tailles de cellules impliquent un pas de temps très faible, de l'ordre de la nanoseconde. La cinétique chimique nécessaire à la bonne description du mécanisme d'allumage par gaz brûlés implique le transport d'une vingtaine d'espèces et la résolution de plus



de 150 réactions. Cette combinaison de difficultés nécessite de nombreuses heures de calcul et l'utilisation d'un code massivement parallèle. En outre, la déformation de la géométrie dû au mouvement du piston implique l'utilisation de méthodes numériques spécifiques.

2. Configuration numérique

Le solveur utilisé dans ce travail est un code explicite massivement parallèle qui résout les équations de Navier-Stokes compressibles multi-espèces appelé AVBP [22, 10]. Pour résoudre l'ensemble des équations LES sur maillage non structuré, un schéma numérique explicite

en deux étapes Taylor-Galerkin, est utilisé [4]. Une description complète des équations de la LES peut être trouvée dans [19]. Le modèle de turbulence de sous-maillages WALE [18] est utilisé pour modéliser les échelles turbulentes qui ne sont pas résolues. L'interaction chimie-turbulence est modélisée grâce à la formulation dynamique du modèle de flamme épaissie. Le comportement de la couche limite aux parois est modélisé avec une loi linéaire ou logarithmique en fonction de la distance à la paroi. L'allumage par bougie est modélisé par le modèle de dépôt d'énergie décrit par [14]. La description de la chimie est réalisée à l'aide d'une chimie analytiquement réduite (ARC de l'anglais Analytically Reduced Chemistry) en raison de l'importance de la chimie dans le processus d'allumage par gaz brûlés [7, 1, 23].

2.1. Caractéristiques du maillage

Afin d'optimiser le coût de calcul associé à la taille du maillage, trois configurations sont utilisées : AERO, COMB^{pc} et COMB^{mc}. Les tailles caractéristiques associées aux zones du maillage présentées sont présentées au sein de la Figure 1. La configuration AERO est utilisée de la fermeture des soupapes d'admission jusqu'à 4 degrés vilebrequin avant l'allumage par bougie de la pré-chambre ; COMB^{mc} est utilisée à partir de 4 degrés vilebrequin avant l'allumage par bougie jusqu'à l'instant où les gaz brûlés évacuent la pré-chambre ; COMB^{mc} est utilisée dès l'instant où les gaz brûlés évacuent la pré-chambre jusqu'à la fin de la combustion.

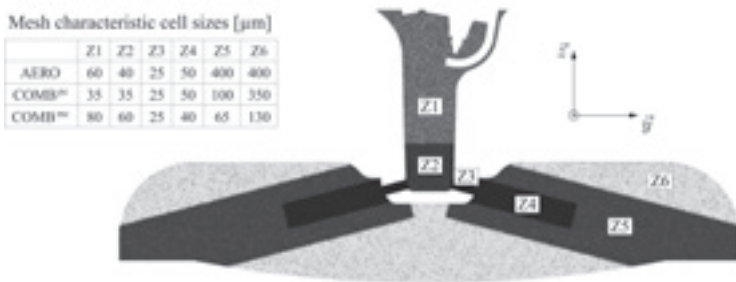


Figure 1 : Zones du maillage.

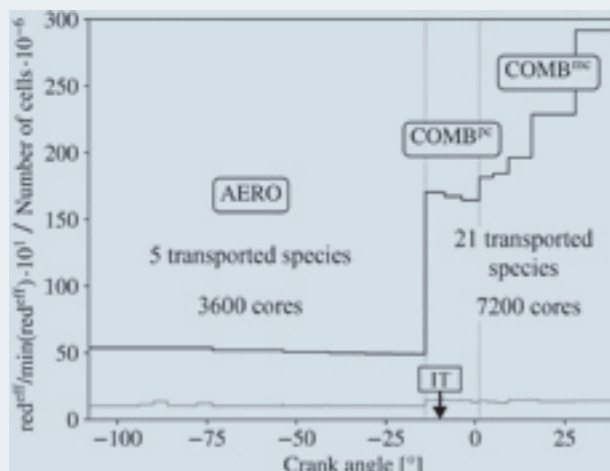


Figure 2 : Evolution du nombre de cellules et de l'efficacité réduite.

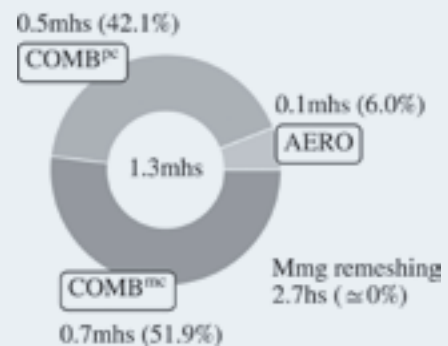


Figure 3 : Temps de calcul divisé en 3 parties : AERO, COMB^{pc} et COMB^{mc}.



2.2. Maillage mobile et remaillage automatique

La résolution des équations de Navier-Stokes sur maillage mobile est obtenue en utilisant une méthode de type Arbitrary Eulerian Lagrangian (ALE) [12]. En raison de la déformation du maillage, les cellules sont de plus en plus déformées au fil du temps jusqu'à ce que les erreurs numériques deviennent trop importantes pour être négligées. Dans ce cas, la méthode ALE peut être utilisée avec des techniques de remaillage et d'interpolation pour changer le maillage au cours de la simulation [17]. La méthode développée au cours de ce « Grand Challenge » utilise la librairie Mmg [5] afin de remailler le domaine de façon automatique. Lorsque qu'une cellule dans le domaine atteint un rapport d'aspect supérieur à 2 [16], la bibliothèque Mmg est appelée afin de remailler automatiquement le domaine de calcul. La solution courante est interpolée sur le nouveau maillage avant de continuer la simulation. Le surcoût associé au remaillage est négligeable en comparaison des coûts de simulation (Figure 3).

2.3. Temps et efficacité du calcul

La Figure 3 affiche le coût de calcul pour les 3 configurations de calcul. Afin d'optimiser les coûts de calcul associés aux équations résolues, la configuration AERO est effectuée en utilisant seulement 5 espèces : C_3H_8 , O_2 , N_2 , CO_2 et H_2O , sans résoudre les réactions chimiques. Grâce à cette stratégie combinée à un nombre relativement faible de cellules, le calcul AERO ne représente que 6 % du coût total de calcul, malgré la durée élevée du calcul en degrés vilebrequin. La Figure 2 présente l'efficacité réduite, définie par

$$red^{eff} = \frac{n_{CPU} \cdot t_{CPU}}{n_{it} \cdot n_{cell} \cdot n_{eq}}$$

où n_{CPU} est le nombre de processus de calcul utilisés, t_{CPU} est le temps du calcul, n_{it} est le nombre d'itérations, n_{cell} est le nombre de cellules et n_{eq} est le nombre d'équations résolues. Cet indice donne un aperçu de l'efficacité du calcul et doit varier le moins possible suite à l'augmentation de n_{cell} et n_{eq} . La faible variation de red^{eff} lors du calcul montre le bon comportement du solveur numérique suite au changement de n_{cells} et de n_{eq} . La légère augmentation de red^{eff} entre les configurations AERO et COMB est due au calcul des réactions chimiques.

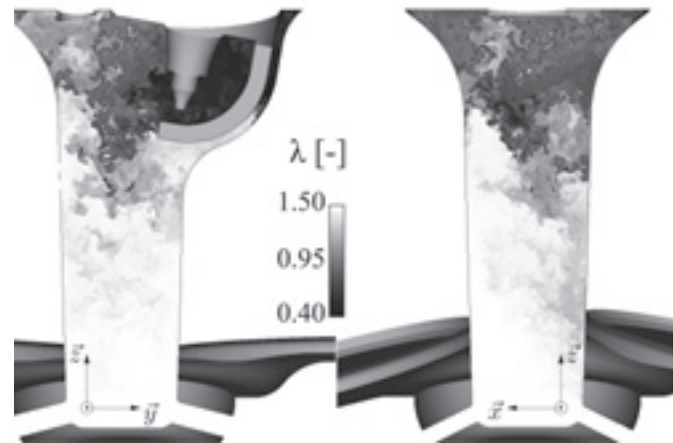
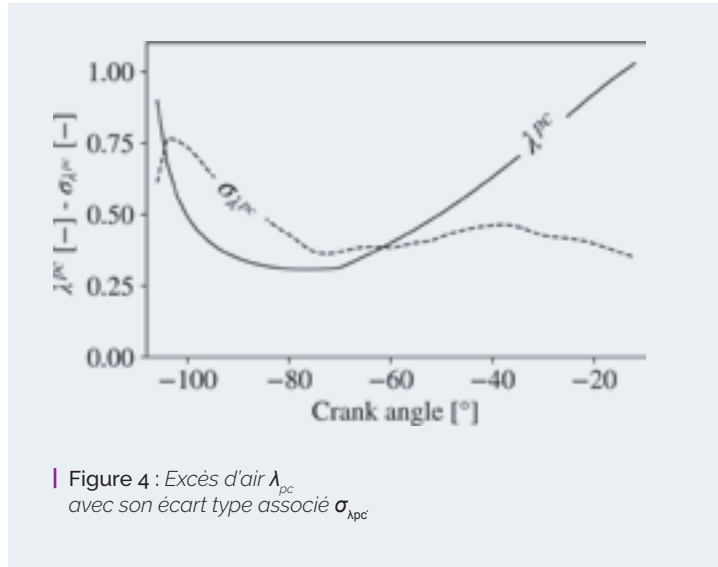


Figure 5 : Coupe médiane de la pré-chambre à 10.5 degrés vilebrequin colorée par l'excès d'air.

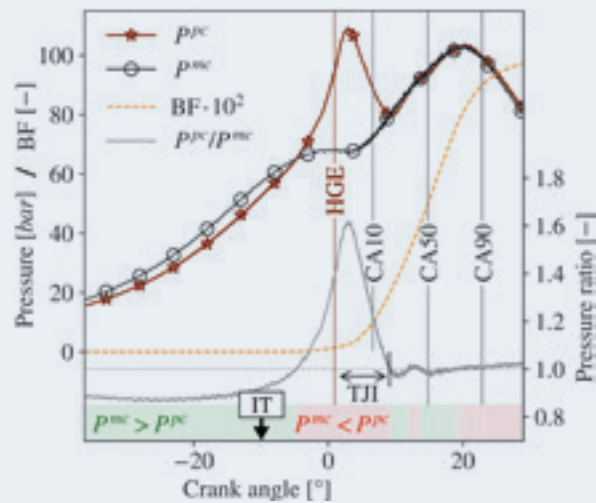
3. Point de fonctionnement

La LES est initialisée à partir d'une solution issue d'une simulation préliminaire de type RANS (Reynolds Average Navier Stokes) à la fermeture des soupapes d'admission. Elle se termine à la fin de la combustion de la chambre principale. Les parois sont maintenues à une température constante de 420 K. Le propane est utilisé comme carburant.

La pression, la température et l'excès d'air λ à l'admission sont de respectivement 2.6 bars, 373 K, 1.5. L'injection gazeuse de propane dans la pré-



Figure 6 : Pression dans la pré-chambre et dans la chambre principale, rapport de pression entre chambre principale et pré-chambre et fraction brûlée en fonction du degré vilebrequin.



chambre commence immédiatement après la fermeture des soupapes d'admission. L'allumage dans la pré-chambre est commandé à -10 degrés vilebrequin.

4. Remplissage de la pré-chambre

La pré-chambre est remplie à la fois par des gaz frais provenant de la chambre principale à un excès d'air égal à $\lambda = 1.5$ et par du carburant gazeux provenant d'une injection effectuée directement dans la pré-chambre. Pendant la phase de compression, les gaz frais se propagent à travers les conduits en raison de la différence de pression entre la pré-chambre et la chambre principale due à la compression par le piston. L'injection de carburant depuis la fermeture des soupapes d'admission jusqu'à un angle vilebrequin de 70.0 permet d'obtenir un mélange stœchiométrique à l'intérieur de la pré-chambre au moment de l'allumage par bougie.

L'excès d'air dans la pré-chambre λ^{pc} diminue significativement lors de l'injection de carburant, puis augmente en raison de la dilution par les gaz frais provenant de la chambre principale pour atteindre $\lambda^{pc} = 1$ au moment de l'allumage par bougie de la pré-chambre (Figure 4). L'écart-type de l'excès d'air dans la pré-chambre $\sigma_{\lambda^{pc}}$ présente des valeurs élevées significatives, ce qui signifie

une forte ségrégation du mélange. La Figure 5 illustre cette ségrégation avec un mélange riche situé en haut de la pré-chambre, confiné par le flux de gaz frais provenant des conduits liant pré-chambre et chambre principale, situés en bas de la pré-chambre. Ces résultats montrent que le mélange peut être considérablement amélioré afin de produire une charge plus homogène au sein de la pré-chambre.

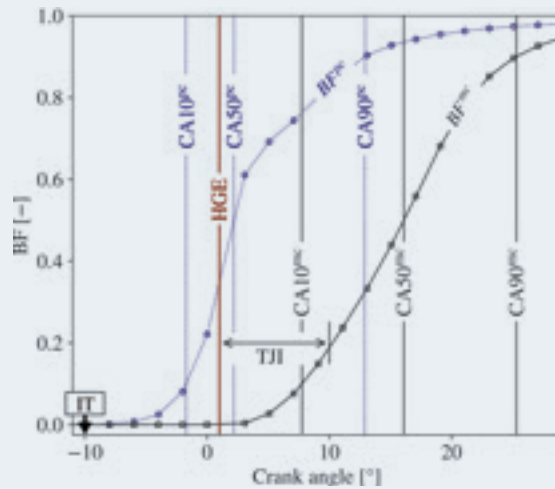
5. Aérothermochimie

5.1. Comportement général

L'allumage par bougie de la pré-chambre se produit à un angle vilebrequin de 10, 0. La Figure 6 montre l'évolution de la pression à l'intérieur de la pré-chambre et de la chambre principale, ainsi que le rapport de pression entre les chambres et la fraction brûlée globale, définie comme la quantité de carburant brûlée. CAx représente l'angle de vilebrequin auquel x % de carburant a été brûlé. Les fractions brûlées à l'intérieur de la pré-chambre et de la chambre principale sont indiquées sur la Figure 7. Suite à l'allumage de la pré-chambre (IT de l'anglais « Ignition Timing »), après un délai dû à la cinétique chimique et à la croissance du noyau de flamme, la pression augmente rapidement en raison de la combustion dans le petit volume semi-confiné de la pré-chambre, ce qui a deux



Figure 7 : Fraction brûlée en fonction de l'angle vilebrequin.



conséquences. Premièrement, la vitesse de consommation augmente avec la compression des gaz frais. Deuxièmement, les gaz frais sont expulsés de la pré-chambre par les conduits. Ces deux phénomènes produisent une augmentation rapide de la fraction brûlée à l'intérieur de la pré-chambre jusqu'à environ CA50°. Par la suite, la combustion dans la pré-chambre est ralentie par les pertes de chaleur aux parois ainsi que par la combustion des poches de mélange riche dues à la ségrégation du mélange. Le rapport de pression entre les chambres atteint une valeur maximale de 1.61, ce qui produit de vigoureux jets turbulents. La première éjection de gaz brûlés, indiquée par HGE (de l'anglais « Hot Gases Ejection »), se produit à un angle vilebrequin de 1.0 soit 11.0 après l'allumage par bougie de la pré-chambre. Les jets turbulents de gaz brûlés enflamment la chambre principale pendant la phase TJI (de l'anglais « Turbulent Jet Ignition »).

5.2. Propriétés des jets

La Figure 8 présente l'évolution de grandeurs caractéristiques intégrées à travers une surface normale aux conduits, située à la sortie des conduits (côté chambre principale).

Toute moyenne surfacique d'une variable ξ s'écrit

$$\langle \xi \rangle = \frac{1}{S} \iint_S \xi dS \quad (2)$$

où S est la surface d'intégration. Le débit d'enthalpie totale est défini comme

$$\dot{H}_t = \iint_S \rho h_t \vec{u} \cdot \vec{n} dS \quad (3)$$

où ρ est la densité, h_t est l'enthalpie totale par unité de masse, u est la vitesse de l'écoulement, n est la normale à la surface S . Le nombre de Reynolds Re est calculé en utilisant la valeur moyenne de la densité ρ , la vitesse normale U_n et la température T pour le calcul de la viscosité. Le nombre de Reynolds atteint des valeurs allant jusqu'à

$4 \cdot 10^5$ lors de l'éjection des gaz frais et chute rapidement lors de l'éjection des gaz brûlés en raison de l'augmentation de la viscosité avec la température. Cependant, l'ordre de grandeur est toujours de 10^5 , ce qui classe les jets comme turbulents. Bien que le rapport de pression entre les chambres atteigne une valeur élevée (Figure 6), il n'atteint pas le rapport de pression critique d'amorçage du conduit estimé à 1, 85 avec un rapport de capacité calorifique constant $\gamma = 1, 33$. Le nombre de Mach moyen normal

$\langle M_n \rangle$ atteint des valeurs allant jusqu'à 0,75, alors que la vitesse normale moyenne dépasse 600 m/s. L'allumage par gaz chauds commence lorsque les premiers produits de combustion traversent un des conduits et se termine lorsque le rapport de pression entre les chambres divisées devient proche de l'unité (débit massique proche de zéro). La durée de



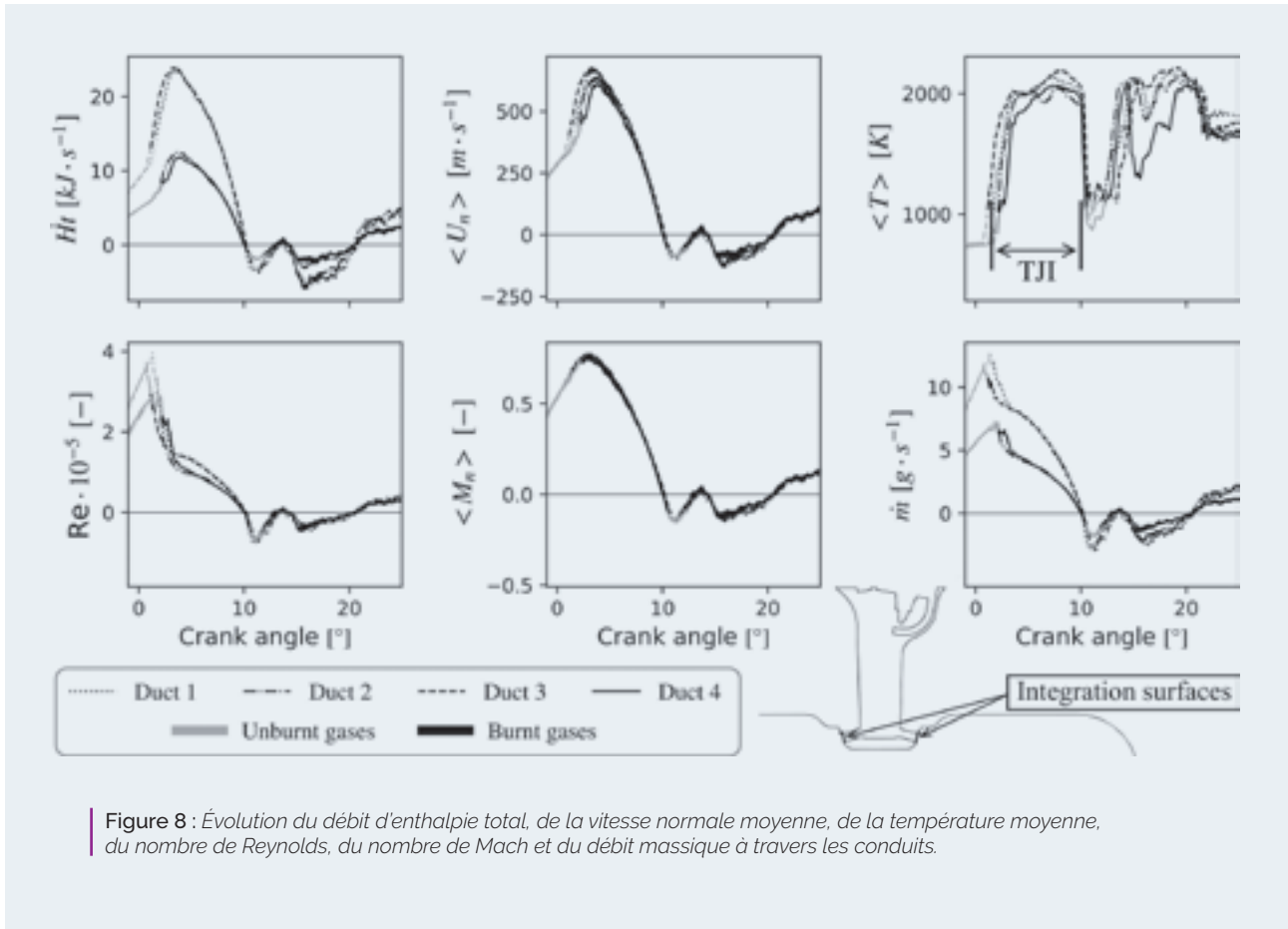


Figure 8 : Évolution du débit d'enthalpie total, de la vitesse normale moyenne, de la température moyenne, du nombre de Reynolds, du nombre de Mach et du débit massique à travers les conduits.

l'allumage par jet de gaz chaud (TJI) est d'environ 9 degrés vilebrequin (Figure 8).

5.3 Allumage de la chambre principale —

Avant l'éjection des gaz brûlés, les jets turbulents de gaz frais agissent comme une source de turbulence pour la chambre principale. Par la suite, les jets turbulents de gaz brûlés agissent également comme source de chaleur, et source de radicaux de combustion. Une fois la chambre principale allumée, les jets assistent la combustion jusqu'à l'équilibre de pression entre les chambres.

La Figure 9 montre la topologie de la flamme lors de l'allumage de la chambre principale (3 degrés vilebrequin) et lorsqu'une flamme réussit à se développer dans la chambre principale (6 degrés vilebrequin).

— L'allumage de la chambre principale se fait dans un régime de combustion dispersée [23]. En raison de la forte intensité de la turbulence, le mélange est rapide, les gaz brûlés sont rapidement dilués par le mélange

frais environnant et le taux de réaction global est principalement limité par la chimie.

— Plus tard, une flamme réussit à se développer et à former un front de flamme, plissé par la turbulence. Il existe encore des zones de mélange intense réactives. Les jets soutiennent encore la combustion dans la chambre principale en fournissant des gaz brûlés et une source de turbulence jusqu'à ce que la combustion dans la chambre principale rétablisse un équilibre de pression entre les chambres.

La Figure 10 montre plusieurs quantités intégrées à travers une surface normale aux conduits, situées à la sortie des conduits (côté chambre principale). La moyenne surfacique est calculée via l'Equation 2. La fraction massique des produits intermédiaires de combustion est définie comme :

$$Y_i = 1 - (Y_{C_3H_8} + Y_{O_2} + Y_{CO_2} + Y_{H_2O} + Y_{N_2}) \quad (4)$$

L'éjection des gaz brûlés peut être divisée en trois phases annotées sur la Figure 10 :

— 1) des produits intermédiaires de combustion sont expulsés à cause de la convection de



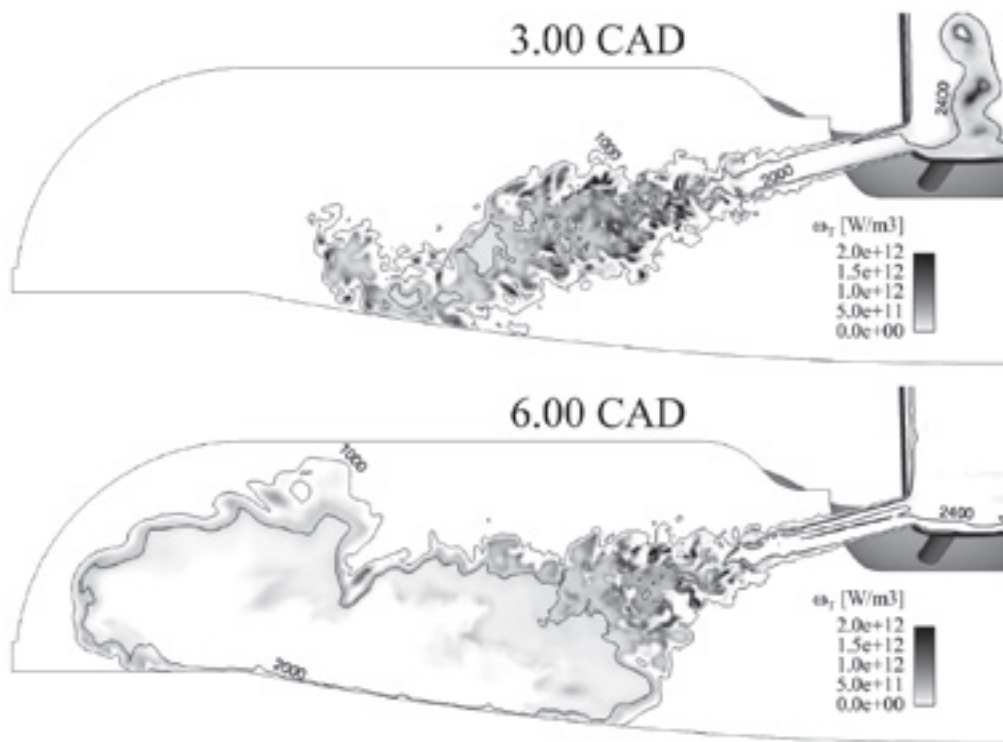


Figure 9 : Coupe plane normale à l'axe x colorée par le taux de dégagement de chaleur avec trois iso-niveaux de température.

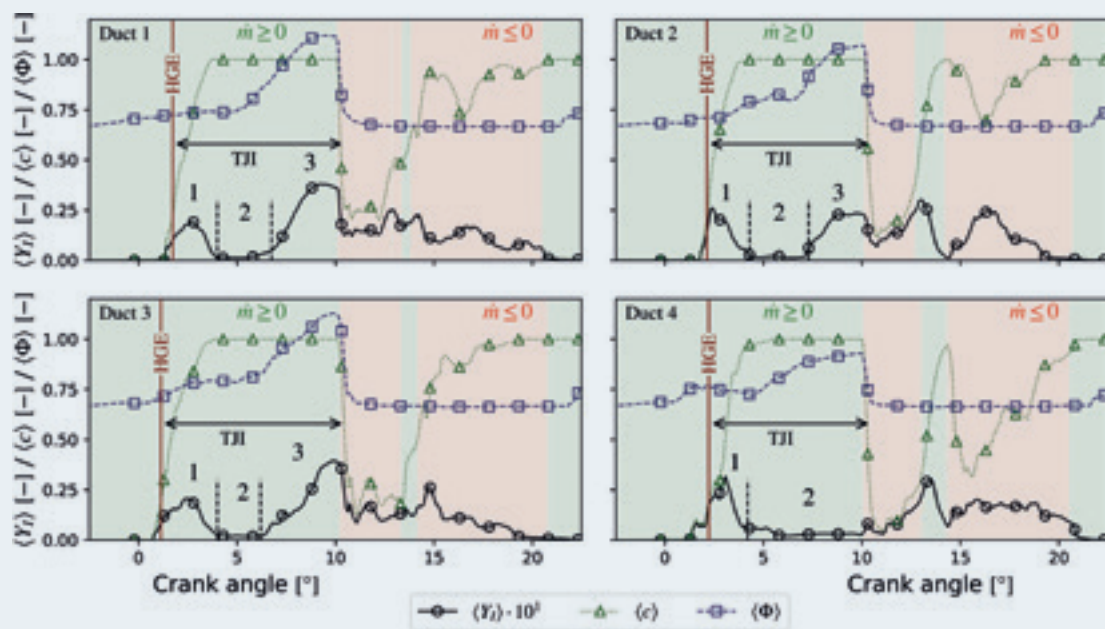


Figure 10 : Moyenne surfacique des fractions massiques, de la variable de progrès et de la richesse à travers les conduits.



fronts de flamme à travers les conduits entre 1 et 4 degrés vilebrequin où $0.1 < c < 0.9$.

— 2) des gaz brûlés pauvres produits par une combustion complète sont éjectés entre environ 4 et 7 degrés vilebrequin selon le conduit.

— 3) le mélange brûlé riche préalablement emprisonné dans la partie supérieure de la pré-chambre atteint le fond de la pré-chambre et est évacué par les conduits. Lorsque la pression dans la chambre principale devient supérieure à la pression dans la pré-chambre, un retour d'écoulement se produit, l'allumage par jet (TJI) est considéré comme terminé.

■ 6. Conclusion

L'allocation d'heures de calcul «Grands Challenges» a permis de réaliser à la fois un défi technique et scientifique. En effet, un calcul de type LES en configuration industrielle comprenant une grande discrétisation spatiale, de nombreuses espèces transportées, un maillage mobile et une stratégie de remaillage automatique a pu être réalisée en parallèle sur plus de 7 000 processus de calcul. Scientifiquement, la base de données générée est très riche : elle a donné lieu à une publication [24] et sera exploitée tout au long du **processus de recherche mené par le CERFACS et le Groupe Renault**. En plus de permettre la compréhension détaillée des phénomènes physiques dont un aperçu est donné dans ce document, elle permet également de fournir des références et des ordres de grandeurs utiles pour la construction de cas académiques plus simples, représentatifs de systèmes d'allumage par pré-chambre.

■ 7. Remerciements

Les résultats des travaux de développement menés dans le cadre du projet EAGLE et certains résultats sont publiés dans Mueller, C., B. Morcinkowski, C. Schermus, K. Habermann, T. Uhlmann, «Development of a pre-chamber for spark ignition engines in vehicle applications», 4^e Conférence Internationale "Ignition Systems for Gasoline Engines", Dec. 2018

En outre, les auteurs remercient le projet EAGLE pour la publication des données relatives à ce travail sur les systèmes d'allumage par pré-chambre.

Le projet EAGLE a reçu un financement du programme de recherche et d'innovation, Horizon 2020 de l'Union européenne, au titre de la convention de subvention n° 724084.

■ 8. Références

- [1] P M Allison, P de Oliveira, A Glusti, and E Mastorakos. *Fuel*, 230, 274–281, 2018.
- [2] W P Attard, E Toulson, A Huisjen, X Chen, G Zhu, and H Schock. *SAE 2012 World Congress & Exhibition*, 1 :2012-01-0823-16, 2012.
- [3] S Biswas, S Tanvir, H Wang, and L Qiao. *Applied Thermal Engineering*, 106(C) :925–937, 2016.
- [4] O Colin and M Rudgyard. *Journal of Computational Physics*, 162(2) :338–371, 2000.
- [5] C Dapogny, C Dobrzynski, and P Frey. *Journal of Computational Physics*, 262(C) : 358–378, 2014.
- [6] Derek Dunn-Rankin and Peter Therkelsen, editors. *Lean Combustion - Technology and Control*. Academic Press, second edition edition, 2016.
- [7] Q Fei, A Shah, H Zhi-wei, P Li-na, P Tunestal, and B Xue-Song. *Combustion and Flame*, 188 :1–10, 2017.
- [8] F A R Filho, J G C Baêta, A F Teixeira, R M Valle, and J L F de Souza. *Energy Conversion and Management*, 121(C) :251–271, 2016.
- [9] F A R Filho, A F Teixeira, R B R da Costa, J G C Baêta, and R M Valle. *SAE Technical Paper Series*, pages 1–9, 2016.
- [10] L Y M Gicquel, N Gourdain, J-F Boussuge, H Deniau, G Staffelbach, P Wolf, and T Poinso. *Comptes Rendus Mécanique*, 339(2-3) :104–124, 2011.



[11] J O Hirschfelder, C F Curtiss, R Byron Bird, and M G Mayer. *Molecular theory of gases and liquids*, volume 26. Wiley New York, 1954.

[12] C W Hirt, A A Amsden, and J L Cook. *Journal of Computational Physics*, 135 :203–216, 1997.

[13] A Jamrozik. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 29(5) :2269–2278, May 2015.

[14] G Lacaze, E Richardson, and T Poinso. *Combustion and Flame*, 156(10) :1993– 2009, 2009.

[15] H Li, G A Karim, and A Sohrabi. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 131(1) :012801–7, 2009.

[16] V Moureau. PhD thesis, 2004.

[17] V Moureau, G Lartigue, Y Sommerer, C Angelberger, O Colin, and T Poinso. *Journal of Computational Physics*, 202(2) :710–736, 2005.

[18] F Nicoud and F Ducros. *Flow, Turbulence and Combustion*, 62(3) :183–200, 1999.

[19] L Y M Gicquel G Staffelbach T Poinso, G Staffelbach, and T Poinso. *Progress in Energy and Combustion Science*, 38(6) :782–817, 2012.

[20] A A. Quader. SAE International, 1976.

[21] R P Roethlisberger. *Applied Thermal Engineering*, pages 1–13, 2002.

[22] T Schoenfeld. *AIAA Journal*, 37(11) :1378–1385, 1999.

[23] S Yamaguchi, N Ohiwa, and T Hasegawa. *Combustion and Flame*, 59 :177–187, 1985.

[24] Q. Malé, G. Staffelbach, O. Vermorel, A. Misdariis, F. Ravet and T. Poinso. *Flow Turbulence and Combustion*, 2019.

