

Modélisation de la montée en température des moteurs

Sensibilités et axes de progrès

C. Charmantay ^{o*}, R. Yu ^{*}, J.C. Champoussin ^o

^o Ecole Centrale de Lyon, Laboratoire de Mécanique des Fluides et d'Acoustique, UMR CNRS 5509

^{*} Renault D.R., Technocentre, Guyancourt

Résumé

Dans un contexte toujours plus contraignant en terme de consommation et d'émissions, l'outil numérique de simulation du comportement thermique transitoire moteur est un moyen efficace et économique pour les constructeurs automobiles de tester des innovations technologiques. Afin d'en améliorer la prédictivité, nous avons réalisé une étude détaillée de la description du flux cédé par la combustion et identifié différents axes de progrès.

Introduction

La majorité des trajets en automobile est effectuée en zone urbaine, à faibles vitesses et sur des durées trop courtes pour atteindre le régime stabilisé : ainsi, près d'un trajet urbain sur deux fait moins de 3 kilomètres. Dans ces conditions d'utilisation, les performances du moteur sont réduites : il consomme et pollue exagérément, d'autant plus en hiver où l'énergie extraite pour le chauffage ralentit davantage la montée en température.

Dans un contexte toujours plus contraignant en terme de consommation (engagement des constructeurs européens, japonais et coréens sur la réduction des émissions de CO₂ à 120 grammes par kilomètre d'ici à 2010 [1]) et de pollution, l'étude du comportement thermique des moteurs en régime transitoire devient une priorité pour les constructeurs. Modéliser les échanges thermiques d'un moteur permet alors de quantifier l'impact de solutions alternatives permettant d'accélérer la montée en température et donc de réduire les émissions.

Notre étude porte sur l'analyse détaillée d'un modèle de comportement thermique moteur existant. Les deux premières parties de cette étude présentent le modèle et sa validation. Une attention particulière est portée sur la description des échanges gaz / parois pour lesquels une étude de sensibilité est réalisée dans la troisième partie. Nous évaluons les erreurs qu'impliquent les hypothèses faites dans la modélisation, au niveau du flux cédé par la combustion. Cela nous permettra de définir plus précisément le cadre d'application du modèle actuel et ses perspectives d'améliorations.

1. Le modèle de comportement thermique moteur

Cette première partie résume la méthodologie de modélisation du comportement thermique moteur développée par L. Jarrier [2,3].

➤ *Principe : la méthode nodale*

Le modèle utilise la méthode nodale [4]. Basée sur une analogie thermique/électrique, cette méthode consiste à découper les volumes physiques des masses métalliques, des circuits d'eau et d'huile en un nombre fini de volumes élémentaires isothermes. A chacun de ces volumes est associé un nœud pour lequel un bilan énergétique est réalisé, prenant en compte les échanges conductifs, convectifs, radiatifs et fluidiques avec les noeuds voisins ainsi que les échanges avec les sources ou puits de chaleur.

La résolution du système d'équations non linéaires ainsi obtenu, permet de connaître la température de chaque nœud et les flux échangés entre eux dans toute la plage de fonctionnement (démarrage à froid et à chaud, cycle de conduite normalisé NEDC...) d'un véhicule.

La construction du réseau thermique équivalent nécessite trois étapes principales que nous allons présenter ci-dessous.

➤ *La découpe*

Le choix des volumes de la découpe constitue la première étape de la modélisation. Il nécessite de connaître l'ensemble des phénomènes thermiques agissant autour et au sein de l'objet. En effet, pour que le modèle soit valide, il faut que chaque nœud puisse être considéré comme isotherme. Dans les zones où sont présents à la fois les phénomènes de convection et de conduction, l'isothermicité (concept du corps thermiquement mince) est évaluée par le critère de Biot : $Bi = hL/\lambda \leq 0,1$ avec h le coefficient d'échange, L la distance de conduction et λ conductivité du matériau.

Une étude plus précise de l'influence du nombre de Biot sur la réponse du modèle est développée dans la troisième partie.

➤ *Les échanges*

La deuxième étape de la modélisation consiste à relier les nœuds précédemment définis par des conductances. Ces conductances sont conductives, convectives ou même fluidiques. Elles reposent sur la géométrie du moteur, mais aussi sur ses caractéristiques hydrauliques et utilisent des corrélations pour le calcul des coefficients de convection entre fluide et matière.

➤ *Les sources de chaleur*

La dernière étape consiste à introduire les sources de flux dans le réseau nodal. Les sources de chaleur prises en compte dans le modèle, sont les échanges aux parois de la chambre de combustion et les puissances dissipées par frottement.

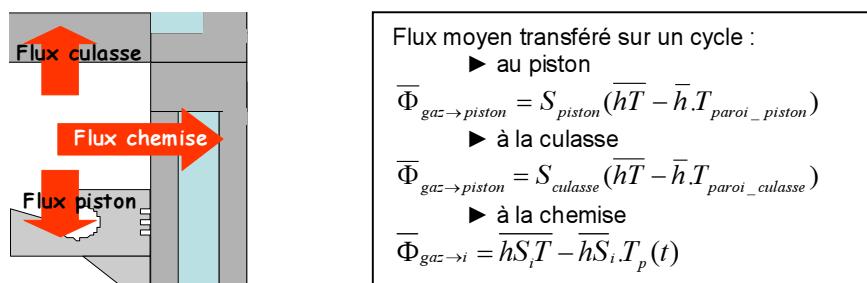
❖ *Flux aux parois de la chambre*

Le calcul de la chaleur cédée aux parois de la chambre par les gaz de combustion est basé sur une approche zéro dimensionnelle en régime stabilisé, reposant essentiellement sur la courbe de pression cylindre instantanée et le débit de gaz. Le flux est déterminé par le calcul du coefficient d'échange, de la température des gaz et la connaissance des températures de parois.

La température des gaz dans la chambre pendant le cycle $T_{gaz}(\theta)$ est calculée avec la loi des gaz parfaits pendant la phase fermée et l'hypothèse que la vidange est isentropique pendant le balayage. Le calcul du coefficient d'échange utilise la corrélation de Woschni [5].

On en déduit le flux moyen sur un cycle cédé à chaque nœud i de la paroi : $\bar{\Phi}_{gaz \rightarrow i} = \frac{1}{720} \sum_{\theta=1}^{720} h(\theta).S_p i(\theta).(T_{gaz} - T_p i)$. Le détail de la répartition est donné en figure 1.

Figure 1 : Flux aux parois de la chambre de combustion



Les valeurs surlignées sont des moyennes sur le cycle thermodynamique. Les variables d'appel des différents coefficients de transferts intervenant dans le calcul du flux sont la PMI (Pression Moyenne indiquée) et le régime. Cette approche repose donc sur l'hypothèse qu'à iso PMI, la pression cylindre et les conditions limites du calcul de flux aux parois (Température d'air admis, taux d'EGR, Pression collecteur admission...) sont identiques à chaud et à froid. Nous discuterons la validité de cette hypothèse dans la troisième partie de l'étude.

❖ Les pertes par frottement

Dans le réseau thermique, les frottements sont modélisés par des sources de chaleur introduites sur les nœuds d'huile. Avec notre approche de modélisation « système », nous répartissons les frottements sur 4 postes principaux : le vilebrequin, la distribution, l'ensemble segment piston chemise et enfin la pompe à huile.

Les PMF (Pression Moyenne de Frottement) sont déterminées en régime transitoire à partir des mesures effectuées en stabilisé, corrigées avec la viscosité de l'huile au poste concerné.

2. Validation

2.1. Validation du flux cédé aux parois

Dans le cas où l'on dispose de relevés de pression cylindre pendant les essais, il est possible de comparer le flux aux parois calculé à partir des pressions cylindre avec la corrélation de Woschni, au bilan énergétique de la chambre déduit des essais.

Le bilan énergétique de la chambre de combustion s'écrit :

$$P_{\text{parois_chambre}} + P_{\text{pipes_éch}} + P_{\text{frottement}} = P_{\text{combustion}} - P_{\text{échappement}} - P_{\text{eff}}$$

Calculées à partir de l'analyse des pressions cylindre Issues des essais ou de simulations

Pour l'analyse des pressions cylindre, on a :

$P_{\text{frottement}}$, la puissance d'entraînement du moteur (frottement+pompage), déduite de la puissance indiquée (intégrale de la pression cylindre).

$P_{\text{parois_chambre}}$, la puissance transférée aux parois de la chambre (flux donné par la corrélation de Woschni).

$P_{\text{pipes_éch}}$, la puissance transférée aux parois des pipes d'échappement, calculée avec la corrélation de Caton et Heywood [6].

Pour le calcul des pertes énergétiques à partir des essais :

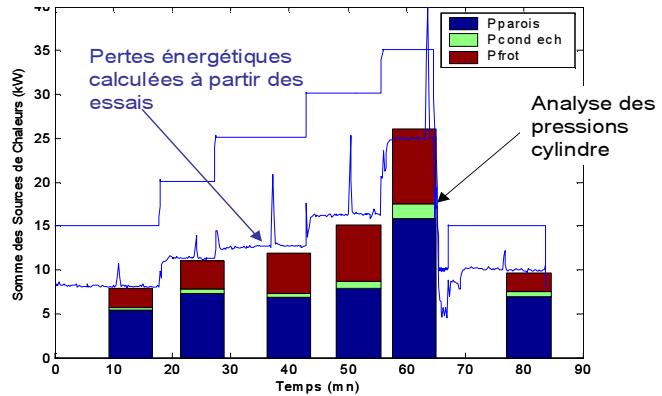
$P_{\text{combustion}} = \dot{m}_{\text{carb}} \cdot PCI \cdot \eta_{\text{comb}}$, la puissance fournie par la combustion avec \dot{m}_{carb} le débit de carburant, PCI le pouvoir calorifique inférieur massique du carburant et η_{comb} le rendement de combustion.

$P_{\text{échappement}}$, la puissance à l'échappement (calculée à partir du débit de gaz et de la température des gaz en sortie des pipes d'échappement)

P_{eff} , la puissance à l'arbre.

Cette comparaison des pertes énergétiques permet de valider notre approche (corrélation de Woschni), comme l'illustre la figure 2.

Figure 2 Comparaison entre les pertes énergétiques calculées à partir de l'analyse de pression cylindre et celles obtenues par bilan, pour PME=1 bar et 5 régimes différents



2.2. Validation du modèle

Le modèle a été validé pour un moteur diesel à injection directe d'une cylindrée de 1,9 litres, sur les températures d'eau et d'huile mais aussi sur le bilan énergétique. Pour plus de détails on pourra se référer à l'article [3]. On obtient une bonne concordance d'ensemble avec les résultats de simulations pour la plupart des essais, que ce soit sur les températures d'eau et d'huile, mais aussi sur les bilans énergétiques.

Cependant, on observe des écarts non négligeables sur quelques montées en température très lentes, c'est-à-dire sur des points très faiblement chargés et à faible température ambiante : les températures d'eau et d'huile simulées sont trop rapides par rapport aux essais. Cette observation est à l'origine de l'étude développée dans la troisième partie.

3. Analyse de sensibilité du modèle de montée en température

Nous avons conduit une analyse de sensibilité du modèle à la principale source de chaleur : le flux cédé par la combustion. Nous avons examiné l'influence de la découpe des parois sur la température d'eau et l'influence des conditions « froides » (au démarrage) et des paramètres d'injection sur le flux aux parois.

3.1. Sensibilité à la découpe des parois de la chambre

La combustion étant la source principale de flux dans le moteur, la découpe de cette zone nécessite une attention particulière. Les parois de la chambre de combustion, tant au niveau de la culasse que du bloc, sont des zones critiques traversées par des flux importants et soumises à la fois à de la convection et de la conduction.

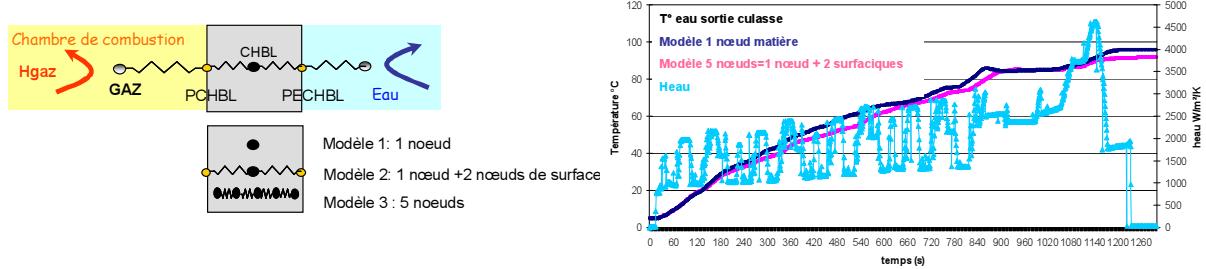
Le coefficient d'échange côté combustion est déterminé par l'analyse des pressions cylindre par la corrélation de Woschni. Du côté eau, la corrélation de Sider et Tate [7] est utilisée. Avec les corrélations utilisées, on remarque que $h_{eau} \approx 10 \cdot h_{gaz}$ quel que soit le point de fonctionnement : c'est donc le nombre de Biot côté eau qui va être limitant quant au respect du critère.

Compte tenu des valeurs des conductivités à ces températures, le critère de Biot est plus facilement respecté au niveau de la culasse. Dans la suite de l'étude, nous nous intéresserons donc plus précisément aux nœuds de la chemise bloc.

Pour la découpe du moteur diesel étudié (épaisseur de 5mm et $\lambda_{fond} = 24 \cdot W / m \cdot K$), le critère de Biot n'est respecté que pour un coefficient de convection inférieur à environ 1000.W/m²/K. Cette

valeur est dépassée, même pour de faibles régimes. Pour illustration, nous avons comparé la montée en température de l'eau sur un cycle NEDC pour trois découpes de la paroi de la chemise (figures 3 a et b). Le modèle 1 n'a qu'un seul nœud dans l'épaisseur et ne respecte donc pas le critère de Biot sur le cycle NEDC. Dans le modèle 2, le nœud matière est complété par deux noeuds de surface c'est-à-dire sans masse (un côté eau et un côté gaz de combustion) et prend donc en compte la conduction de la paroi. Enfin le modèle 3 comprend cinq nœuds dans l'épaisseur de la paroi et respecte ainsi le critère de Biot sur le cycle.

Figure 3 a et b : Simulations de la montée en température de l'eau sur cycle NEDC pour différentes découpes de paroi



Le fait de négliger la conduction dans l'épaisseur de la paroi (modèle 1) accroît l'influence de la convection côté eau et donc abaisse la température du nœud : on va donc légèrement surestimer la température utilisée pour les transferts à l'eau et sous-estimer celle du côté combustion. On observe ainsi jusqu'à 7°C d'écart sur les températures d'eau simulées entre le modèle 1 et le modèle 3 (les températures d'eau simulées par les modèles 2 et 3 sont confondues) sur un cycle où le coefficient d'échange reste relativement modéré.

Afin de prendre en compte la conduction dans l'épaisseur des parois, même à fort régime sans pour autant compliquer la modélisation, des nœuds surfaciques sont utilisés (modèle 2).

3.2. Influence des conditions froides

Lors de la validation du modèle, pour des démarriages à froid, on observe des écarts entre les essais et les simulations. Les températures ambiantes, charges et régimes sont faibles et les montées en températures sont très lentes.

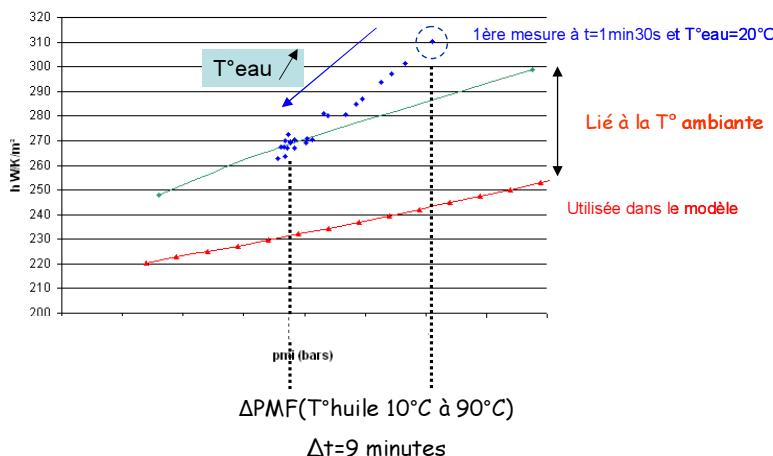
Observons que les cartographies de coefficients de transferts de chaleur aux parois de la chambre de combustion sont basées sur l'analyse de pressions cylindre relevées à chaud, c'est-à-dire en régime stabilisé, avec une température ambiante de 20°C/ 25°C. Ces mêmes coefficients de transfert sont utilisés pour la simulation de montée en température après un démarrage à froid dans des conditions de fonctionnement dites « froides ». Le modèle d'échanges gaz/parois est bien couplé aux températures des parois de la chambre, mais ne prend pas en compte l'influence de ces températures sur la combustion.

Nous quantifierons donc l'impact des conditions froides (températures de parois et température ambiante) sur les échanges aux parois, en relation avec les écarts observés.

L'étude repose sur les relevés de pressions cylindre effectués au cours d'une montée en température sur des points de fonctionnement très faiblement chargés. A partir de ces relevés, on calcule la PMI ainsi que les coefficients de transferts de chaleur \bar{h} , \bar{hT} , $\bar{hS_i}$ et $\bar{hS_iT}$. Ces résultats constituent les cartographies « à froid ». On compare ensuite ces résultats avec les cartographies « à chaud » utilisées dans le modèle et issues de l'analyse de pressions cylindre relevées pendant des essais en stabilisé. On peut ainsi alimenter le modèle moteur et comparer les évolutions des températures d'eau et d'huile.

Comme on peut le voir figure 4, à mesure que la température des parois (et donc de l'eau) augmente, les valeurs de h diminuent, mais selon une pente différente de celle définie par l'analyse des pressions cylindre en stabilisé.

Figure 4 Evolution du coefficient h en fonction de la PMI pour différentes conditions limites



En bleu, h calculés à partir des pressions cylindre relevées pendant une montée en température faibles charge et régime, $T^{\circ}\text{ambiante}=7^{\circ}\text{C}$. La première mesure correspond à une température d'eau de 20°C .

En vert, h calculés à partir de pressions cylindre relevées en stabilisé, à $T^{\circ}\text{ambiante}=7^{\circ}\text{C}$.

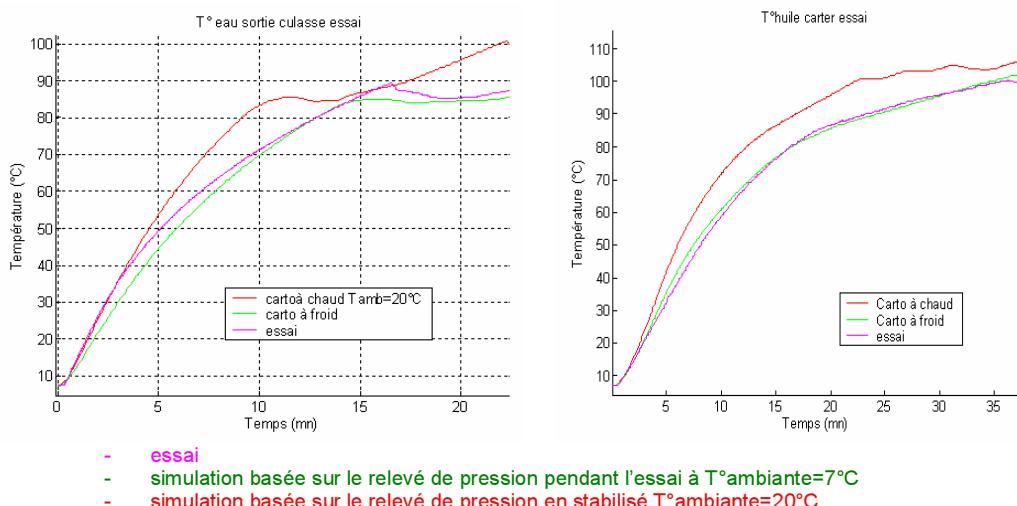
En rouge, h calculés à partir de pressions cylindre relevées en stabilisé, à $T^{\circ}\text{ambiante}=25^{\circ}\text{C}$, pour différentes charges.

Avec l'approche actuelle, on commet une double erreur sur l'estimation du coefficient. La première est liée à la montée en température des parois et la deuxième, la plus importante, est liée à la température ambiante.

Lors du calcul du flux aux parois dans le modèle thermique moteur, on va donc cumuler les erreurs, les coefficients \bar{hT} et $\bar{hS_iT}$ sont surestimés tandis que \bar{h} et $\bar{hS_i}$ sont sous-estimés.

On surestime donc le flux aux parois simulé dans le modèle pendant la montée en température et cela influence de façon non négligeable la montée en température de l'eau sortie culasse et de l'huile carter. Sur les figures 5 a et b, les températures relevées pendant l'essai (en rose) sont comparées avec deux résultats de simulation. La première simulation utilise les relevés de pression effectués à chaud (en rouge) tandis que la seconde se base sur les relevés de pression pendant l'essai (en vert), prenant donc en compte la montée en température des parois.

Figure 5 a et b Evolution des températures d'eau et d'huile (essai et simulations) $T^{\circ}\text{ambiante}=7^{\circ}\text{C}$, $N=1500$ tr/min et 15% de charge



Les températures sont donc très influencées par les conditions limites de combustion. En prenant en compte la montée en température des parois et la température ambiante, on obtient des simulations qui se superposent presque totalement aux essais.

Il faut cependant noter que même si l'utilisation des relevés de pressions cylindre effectués en stabilisé pour alimenter les simulations de comportement thermique moteur peut être source d'erreur dans le cas de montées en température très lentes (conditions froides + faible régime et charge), cette approche reste suffisante dans la plupart des études réalisées.

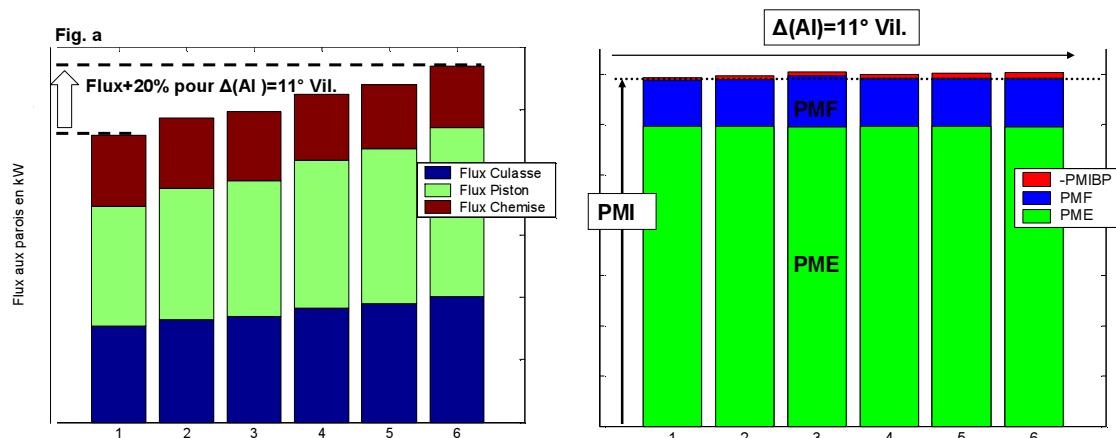
3.3. Sensibilité aux paramètres d'injection

Les paramètres d'injection prédominants pour le contrôle des émissions polluantes, comme l'avance à l'injection, le phasage et le débit de pré injection, la pression rail, ont un effet important sur le flux cédé aux parois et donc également sur la montée en température des moteurs et le bilan énergétique.

Seul le réglage de l'avance à l'injection est étudié ici. Nous comparons les flux aux parois moyens sur un cycle pour différentes valeurs d'avance à l'injection.

Les pressions cylindre utilisées pour alimenter le modèle sont issues d'essais en stabilisé, à température d'eau régulée. A mesure que l'avance augmente, la loi de dégagement d'énergie de combustion se décale : les gaz brûlés restent plus longtemps dans la chambre et donc l'échange aux parois augmente comme on peut le voir figure 6a.

Figure 6 a et b Evolution du flux aux parois et de la PMI pour différentes valeurs d'avance à l'injection. N=1500 tr/min et charge 50%



Sur la figure 6b, on peut voir que la PMI nette (Pression Moyenne Indiquée) est quasi insensible à la modification de l'avance à l'injection : en effet, les PMI BP (boucle Basse Pression) et PMI HP (boucle Haute Pression) augmentent toutes les deux et se compensent. La variable d'appel PMI ne permet donc pas de transcrire les changements observés.

En avançant l'injection sur 11 degrés de vilebrequin, le flux global transféré aux parois augmente d'environ 20%. De plus, on remarque une modification de la répartition du flux : le flux aux parois du piston et de la culasse augmentent très nettement (environ 35% pour le piston et 25% pour la culasse), le flux aux parois de la chemise diminue de plus de 10%.

C'est surtout la modification de la répartition du flux cédé aux parois de la chambre, et notamment l'augmentation de la part cédée au piston qui affecte le plus la thermique moteur. On observe ainsi une augmentation de près de 5°C de l'huile carter et de 1,2°C de l'eau sortie moteur. La table 1 présente l'impact en terme de puissance sur le bilan énergétique global.

Table 1 Impact de l'avance à l'injection sur le bilan énergétique sur un point stabilisé N=1500 tr/min et charge 50%

Variation sur 11°vil.	En %
P combustion	-2%
P échappement	-17%
P eau	+18%

L'avance à l'injection, à l'image d'autres paramètres de contrôle moteur, influence le bilan énergétique de la chambre et la thermique globale du moteur de façon non négligeable. La modélisation actuelle ne permet pas d'en rendre compte, la PMI y étant insensible.

Conclusions et perspectives

Le modèle de comportement thermique du moteur en transitoire est un outil de simulation efficace dont nous cherchons à améliorer la prédictivité et le champ d'application.

Pour cela, une étude détaillée du modèle et plus précisément de la description du flux cédé aux parois a été réalisée. La découpe des parois de la chambre nécessite une attention particulière et l'intérêt d'utiliser des noeuds de surface a été démontré. L'analyse de pressions cylindre nous a permis de quantifier l'impact des conditions « froides » et de l'avance à l'injection sur le bilan thermodynamique de la chambre ainsi que sur la thermique globale du moteur. Ainsi, l'utilisation de relevés de pression à chaud pour la simulation de montée en températures dans des conditions « froides » se révèle être une source d'erreur non négligeables sur des points très faiblement chargés.

Afin de rendre le modèle plus prédictif pour le calcul du flux cédé par la combustion, la prise en compte de la température ambiante, de la montée en température des parois de la chambre ainsi que des paramètres de contrôle moteur doit être envisagée. Disposer d'un simulateur de cycle permettrait d'évaluer les effets du contrôle moteur sur le bilan thermodynamique de la chambre et ainsi l'élaboration de stratégies de démarrage à froid.

Références

- [1] Recommandation de la commission du 5 février 1999 concernant la réduction des émissions de CO₂ des voitures particulières, Journal officiel des Communautés européennes, 13.2.1999
- [2] L. Jarrier, Comportement thermique transitoire après un démarrage à froid des moteurs à combustion interne : étude expérimentale et simulation, Thèse de doctorat, Université de Paris VI - Université de Versailles Saint Quentin en Yvelines, 1999.
- [3] L. Jarrier, J.C. Champoussin, R. Yu, D. Gentile, Warm up of a D.I. Diesel Engine : Experiment and Modeling, SAE paper 2000-01-0299, 2000.
- [4] JB. Saulnier, A. Alexandre, La modélisation thermique par la méthode d'analyse nodale, Revue Générale de Thermique N°280 pp.363-371, Avril 1985.
- [5] G. Woschni, A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engines, SAE 670931, 1967.
- [6] J.A. Caton, J.B. Heywood, An experimental and analytical study of heat transfer in an engine exhaust port, Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 24., pp585-591, 1981
- [7] F.P. Incropera and D. P. Dewitt, Fundamentals of heat and mass transfer, Wiley, New York, 1990.