

Simulation Numérique de l'Écoulement dans un Refroidisseur EGR

M. Baghdad^{#1}, A. Ouadha^{*2}, Y. Boudouaya^{*3}, B. Beladjine^{*4}

[#] Institut Des Sciences et Technologie, Centre Universitaire El-Wancharissi
BP 182, Rue de Bougarra, 38000 Tissemsilt, Algérie

¹baghdad_cut@hotmail.fr

^{*} Département de Génie Maritime, Faculté de Génie Mécanique, USTOran
BP 1505 El-M'naouar, 31000 Oran, Algérie

²ah_ouadha@yahoo.fr

⁴bbeladjine@yahoo.fr

Résumé— Le but de cet article est d'étudier l'écoulement dans un refroidisseur EGR (Exhaust Gas Recirculation) d'un moteur à combustion interne. Les gaz d'échappement sont considérés comme un fluide parfait. Le domaine de calcul est composé par deux tubes coaxiaux. L'écoulement dans l'échangeur est supposé compressible, tridimensionnel et turbulent. Le calcul est réalisé à l'aide du code de calcul Fluent. Les résultats de la simulation ont permis de montrer le phénomène de refroidissement des gaz et donner des écarts de température entre l'entrée et la sortie qui s'accordent avec les mesures expérimentales de la littérature. D'autres résultats, tels que les lignes de courant et les contours de température ont été présentés et discutés pour plusieurs débits entrants. L'analyse du rendement d'EGR montre une relation directe avec le débit d'eau entrant dans l'EGR.

Mots clefs — Refroidisseur EGR, Simulation Numérique, Transfert de Chaleur

I. INTRODUCTION

Les moteurs Diesel représentent une source d'énergie importante et largement utilisée dans le transport maritime et terrestre. Cependant, les émissions provenant de ces moteurs sont considérées comme l'une des principales sources de pollution de l'air qui menacent sérieusement notre environnement. La législation sur les émissions de polluants des moteurs à combustion interne, de plus en plus sévère, a poussé les fabricants de moteurs à emprunter plusieurs voies dans le but de réduire les émissions de leurs moteurs. Parmi ces voies, la recirculation des gaz d'échappement (EGR, pour *Exhaust Gas Recirculation*) se distingue comme une solution très prometteuse qui combine la réduction des émissions des NOx aux bonnes performances des moteurs Diesel. Le recyclage des gaz d'échappement est un procédé de réinjection contrôlée d'une partie des gaz d'échappement dans la chambre de combustion.

Le procédé de recyclage des gaz d'échappement permet de diminuer la quantité d'oxyde d'azote (Nox) rejetée par les moteurs Diesel en envoyant une partie des gaz d'échappement dans le collecteur d'admission pour se mélanger avec l'air frais admis, ce qui entraîne une diminution de la pression et la température maximales de combustion. En effet, les hautes températures, résultant d'une combustion avec excès d'air propre aux moteurs Diesel, favorisent la formation de grandes

quantités de Nox. La réinjection d'une partie des gaz d'échappement dans la chambre de combustion permet d'une part, de diminuer la quantité d'oxygène et d'azote présente lors de la combustion et d'autre part, augmenter la capacité calorifique du mélange introduit. Ainsi, une énergie supplémentaire est nécessaire pour l'échauffement du mélange afin d'atteindre une température donnée. La température de combustion est donc diminuée, ce qui réduit le rejet de Nox. Le débit de gaz d'échappement redirigé vers les chambres de combustion doit être contrôlé à l'aide d'une vanne EGR. Une quantité trop importante de gaz d'échappement admise dans les cylindres limite la quantité d'oxygène nécessaire à la combustion ce qui favorise la formation des suies, du monoxyde de carbone et d'hydrocarbures.

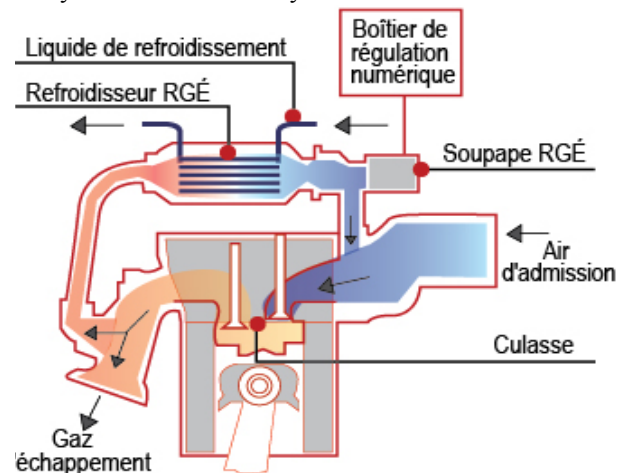


Fig. 1 Principe du procédé de recirculation des gaz d'échappement

Les gaz d'échappement redirigés vers les cylindres sont souvent refroidis pour éviter une température trop élevée du mélange d'air et des gaz d'échappement recyclés. Ainsi, le refroidissement des gaz d'échappement permet une nette diminution des rejets de NOx. Une électrovanne contrôle le passage des gaz recyclés en fonction du régime de fonctionnement. Dans certaines phases de fonctionnement, les gaz d'échappement ne doivent pas être refroidis avant leur admission dans la chambre de combustion, notamment lors des démarrages à froid pour permettre un réchauffement plus rapide du moteur.

Différents travaux ont été réalisés pour l'étude et l'analyse des systèmes de recirculation des gaz d'échappement comme moyen efficace pour réduire les émissions des NOx des moteurs. Des études expérimentales ont été consacrées par plusieurs chercheurs aux effets de l'EGR sur les performances des moteurs à combustion interne (Diesel et essence, injection directe/indirecte, suralimenté/non-suralimenté) et la qualité des émissions pour plusieurs conditions de fonctionnement [1-8]. Les résultats ont montré que l'EGR permet une économie du fuel, une réduction des émissions des NOx et une tendance à éliminer le bruit du moteur. Des analyses numériques basées sur les techniques CFD ont été également présentées par plusieurs chercheurs dans le but d'étudier l'influence de la forme interne des refroidisseurs EGR sur l'efficacité de l'échange de chaleur [9-26]. Les efficacités thermiques ont été examinées pour des refroidisseurs simples et complexes. Les résultats ont montré qu'une combinaison de l'EGR avec un préchauffage de l'air d'admission peut augmenter légèrement le rendement thermique, ce qui entraîne des niveaux réduits d'émissions de CO, HC et NOx.

L'objet de la présente étude est d'apporter une contribution sur la simulation numérique de l'écoulement dans un refroidisseur EGR. Pour atteindre cet objectif, le code de calcul CFD *Fluent* a été utilisé pour la prédiction de l'écoulement à l'intérieur d'un refroidisseur EGR.

II. MODELE MATHEMATIQUE

La présente étude vise à étudier l'écoulement et le transfert de chaleur dans un refroidisseur EGR bi-tubes de 0.6 m de longueur comme l'illustre la Figure 2. Le fluide chaud (les gaz d'échappement) circule dans un tube intérieur en cuivre de diamètres intérieur et extérieur égaux respectivement à 25 et 25.5 mm. Le fluide froid (eau de refroidissement) est introduit à travers un tube transversal de 12 mm de diamètre et envoyé dans un espace annulaire de diamètre égal à 51 mm. Cette géométrie a fait l'objet de travaux expérimentaux publiés par Duraisamy *et al.* (2012).

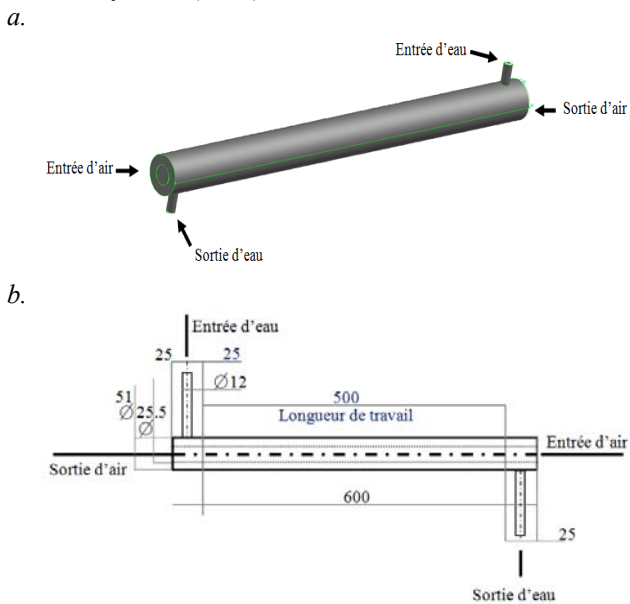


Fig. 2 Description du problème : a. Domaine du calcul ; b. dimensions

Les équations régissant l'écoulement sont les équations de continuité, de Navier-Stokes et l'équation d'énergie, qui expriment, respectivement, la conservation de la masse, la conservation de la quantité de mouvement et la conservation de l'énergie. Ces équations se résument pour le cas étudié aux formes suivantes :

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + g_i \rho (T - T_0) \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_j T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\rho a + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] - \frac{\partial q_j}{\partial x_j} \quad (3)$$

$$\rho = \frac{p}{r \cdot T} \quad (4)$$

où ρ , u_i , p et T , g , μ , a , Pr désignent, respectivement, la densité, les composants du vecteur de la vitesse suivant x , y et z , la pression statique, la température, l'accélération de la pesanteur, la viscosité dynamique, la diffusivité thermique et le nombre de Prandtl.

Le flux de chaleur q_j s'exprime, de son côté, par :

$$q_j = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \quad (5)$$

où λ est la conductivité thermique.

III. MODELE DE TURBULANCE

Une synthèse de la bibliographie relative à la simulation des écoulements dans les refroidisseurs EGR révèle que le modèle de turbulence $k-\varepsilon$ réalisable a été largement adopté. A cet effet, ce modèle est utilisé dans la présente étude pour simuler les effets de la turbulence. Les équations standard de l'énergie cinétique turbulente k et de son taux de dissipation ε ont la forme suivante (*Fluent*, 2003):

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon + S_k \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon$$

La viscosité turbulente est obtenue à partir de k et ε par la relation suivante :

$$v_t = C_\mu f_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (8)$$

Le terme de production de pression P_k est calculé par l'expression suivante:

$$P_k = v_t \left[2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right] \quad (9)$$

Le terme de flottabilité G_k est donné par:

$$G_k = -g \beta \frac{v_t}{\sigma_t} \frac{\partial T}{\partial y} \quad (10)$$

Les termes de source E_ε , S_ε peuvent être déterminés par les formules suivantes:

$$E_\varepsilon = 2\nu v_t \left[\left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right)^2 \right] \quad (11)$$

$$S_\varepsilon = 0.83 \left(\frac{k^{3/2}}{\varepsilon c_1 y} - 1 \right) \left(\frac{k^{3/2}}{\varepsilon c_1 y} \right) \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (12)$$

Les valeurs des diverses constantes dans le modèle $k-\varepsilon$ sont données dans le Tableau (1),

TABLEAU I
COEFFICIENTS EMPIRIQUE DU MODELE $K-\varepsilon$

C_1	C_2	C_μ	σ_k	σ_ε
1.44	1.92	0.99	1.0	1.314

IV. CONDITIONS AUX LIMITES

Le système d'équations différentielles décrit dans les sections précédentes est fermé à l'aide de conditions aux frontières appropriées. En plus du choix de la géométrie du confinement, il est nécessaire de fixer les conditions aux limites. Les conditions aux frontières représentatives du problème considéré dans cette étude sont regroupées dans le tableau suivant (Duraismy *et al.*, 2012) :

TABLEAU III
CONDITIONS AUX LIMITES

Température des gaz d'échappement à l'entrée, °C	74
Température de l'eau de refroidissement à l'entrée, °C	34
Débit massique des gaz d'échappement à l'entrée, kg/s	0.04916
Débit massique de l'eau de refroidissement à l'entrée, kg/s	0.00747
Pression des gaz d'échappement à l'entrée, Pa	101325
Pression de l'eau de refroidissement à l'entrée, Pa	101325

V. RESOLUTION NUMERIQUE

La résolution numérique des équations a été effectuée sur une configuration tridimensionnelle par la méthode des volumes finis à l'aide du code *CFD Fluent*. Un maillage par blocs de 600,000 cellules a été réalisé sur *Gambit*. Des éléments quadrilatéraux sur l'ensemble du domaine de calcul ont été adoptés. Dans la direction radiale, la couche visqueuse a été décrite par 10 mailles. Le maillage a été resserré près des sorties et entrées des fluides.

Le problème a été résolu en utilisant un solveur « *pressure based* ». L'équation de pression est discrétisée par le schéma *PRESTO*, les autres équations sont discrétisées par un schéma de deuxième ordre. La solution est considérée comme convergente quand le résidu des équations algébriques est inférieur à 10^{-6} et un écart des débits à l'entrée et la sortie inférieur à 10^{-10} . La convergence est assurée pour un nombre d'itérations de 700 à 1000.

Le Tableau 3 regroupe les propriétés thermophysiques de l'air et de l'eau à la température de référence. Ces propriétés sont supposées constantes.

VI. RESULTATS ET DISCUSSIONS

Les résultats englobent les lignes de courant, les vitesses, les pressions et les températures à l'intérieur du refroidisseur EGR. Ces résultats sont complétés par un paramètre global

qui est utilisé pour juger de la qualité de l'échange de chaleur dans le refroidisseur : l'efficacité.

TABLEAU IIIII
PROPRIETES THERMOPHYSIQUES DE L'AIR ET DE L'EAU

Propriétés	Air	Eau
Température de Référence, K	280	280
Chaleur spécifique, J/kg K	4182	1006.43
Viscosité, kg/m s	0.001003	1.789×10^{-5}
Conductivité thermique, W/m K	0.6	0.042

A. Validation

La validation permet de montrer les sources d'incertitudes dans la comparaison entre la solution numérique et l'expérience. C'est une mesure de la proximité entre la solution et la réalité. L'absence de données expérimentales sur les différents paramètres de l'écoulement dans un tube EGR ne permet pas une validation complète. Néanmoins, on trouve dans la littérature, des travaux expérimentaux où les auteurs présentent leurs résultats sous forme de mesures de températures moyennes dans les sections des entrées et des sorties des fluides chaud et froid.

Les résultats numériques obtenus dans cette étude ont été validés en utilisant les données expérimentales de Duraismy *et al.* (2012). La Figure 3 montre l'évolution de la température totale de l'eau (fluide froid) en fonction de la distance axiale pour les cas numériques et expérimentaux.

A première vue, les résultats numériques et expérimentaux suivent la même tendance. Cependant, les résultats numériques de la présente étude présente une déviation maximale de 4% à la position $Z=50$ mm par rapport aux mesures expérimentales.

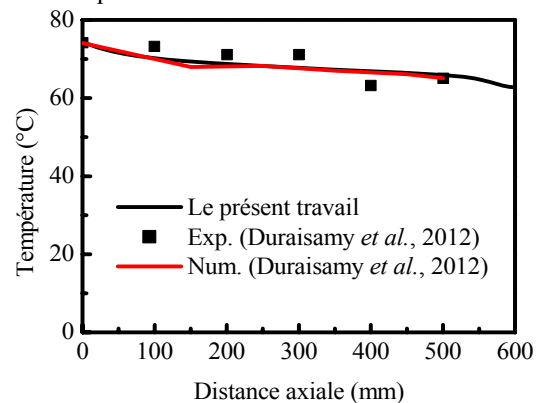


Fig. 3 Variation de la température de l'eau le long de la direction axiale

La déviation maximale entre valeurs numériques et expérimentales de la référence citée ci-dessus est nettement inférieure, elle est de l'ordre de 2% à la position $z=175$ mm.

La Figure 4 illustre l'évolution de la température de l'air (fluide chaud) en fonction de la distance axiale dans le refroidisseur EGR pour les cas numériques et expérimentaux. Les résultats des calculs numériques suivent la même tendance que les mesures expérimentales. Toutefois des écarts sont observés mais ils ne dépassent pas les 2%.

B. Champ d'écoulement

La structure de l'écoulement est analysée par des distributions radiales dans différentes sections le long du tube.

Les sections considérées englobent les positions suivantes (Figure 5) : près de l'entrée du refroidisseur ($z = 100$ mm), en son milieu ($z = 300$ mm) et à sa sortie ($z = 500$ mm).

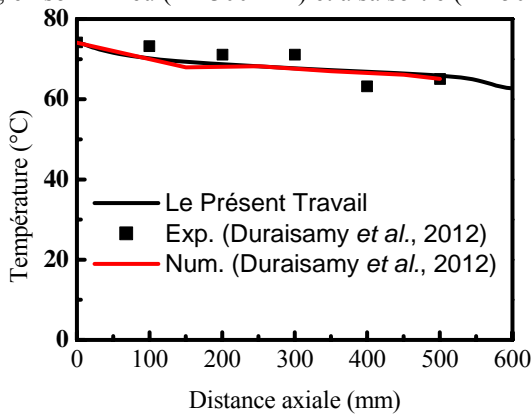


Fig. 4 Variation de la température de l'air le long de la direction axiale

De plus, des distributions dans le plan médian du refroidisseur ont été également analysées. Tous les calculs ont été réalisés pour une pression d'admission de l'air égale à 101 kPa.

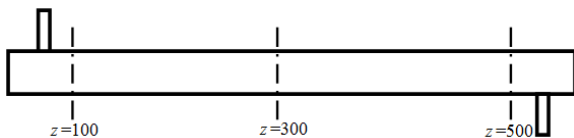


Fig. 5 Localisation des sections axiales le long du refroidisseur EGR

1) Lignes de courant

La Figure 6 montre les lignes de courants obtenues par le calcul numérique. Elle illustre en particulier l'écoulement des fluides chaud (air) et froid (eau) utilisés dans cette étude. Il est remarqué que les lignes de courant de l'eau présentent des perturbations dès leur introduction dans le refroidisseur avant de se stabiliser suivant des parallèles. Par contre, les lignes de courant de l'écoulement de l'air sont plus stables.

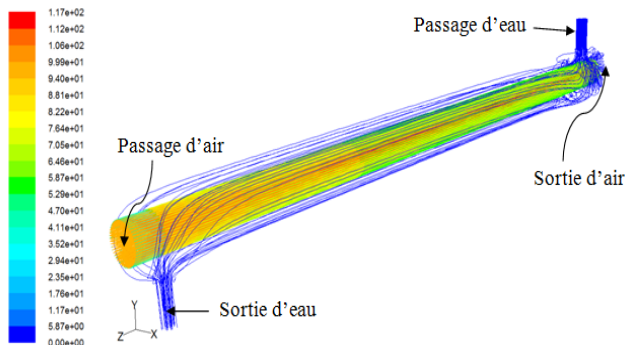


Fig. 6 Lignes de courant

2) Vitesses Axiales

La configuration de l'écoulement est analysée par les distributions radiales des profils de la vitesse axiale, la principale composante, dans les trois sections montrées ci-dessus.

La Figure 7 montre l'évolution de la vitesse axiale le long de la direction radiale. Les valeurs maximales sont atteintes au milieu du tube. Il est intéressant de constater que le profil de vitesse s'aplatit en avançant vers la sortie. De plus, l'intensité de la vitesse est atténuée en s'éloignant de l'entrée où la forte

vitesse est imposée par le débit massique introduit. D'autres parts, la Figure 8 montre la distribution de la vitesse moyenne dans un plan médian du refroidisseur. Les résultats ici viennent confirmer les profils des vitesses. Les vitesses s'atténuent en s'éloignant de l'entrée.

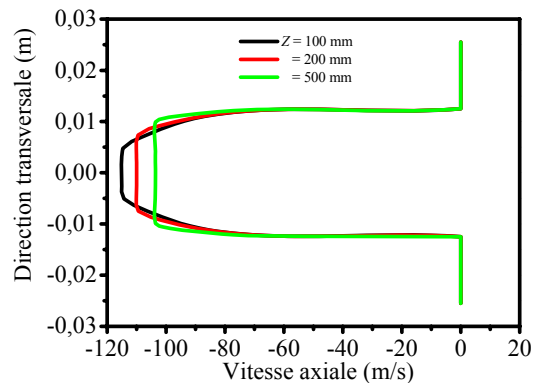


Fig. 7 Profils de la vitesse axiale

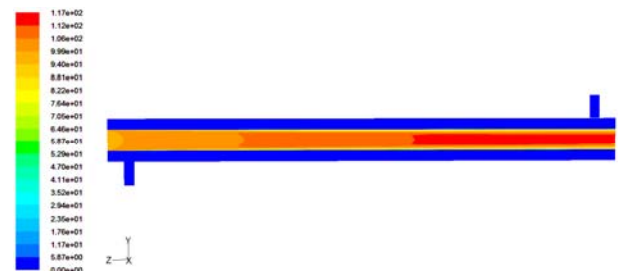


Fig. 8 Contours de la vitesse moyenne

3) Pressions

La variation des pressions statique et totale des fluides chaud et froid est représentée sous formes de contours dans les Figure 9 et 10. Les distributions de la pression totale sont obtenues à partir des distributions de la pression statique en utilisant la relation suivante :

$$p_{tot} = p_s \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right)^{\gamma / (\gamma - 1)} \quad (13)$$

La Figure 9 montre la distribution des pressions statiques dans un plan médian du refroidisseur. Le fluide froid (eau) se caractérise par des pressions relativement faibles et leur variation est négligeable. Tandis que le fluide chaud présente des variations notables de pression. De fortes pressions sont constatées dans les régions avoisinant l'entrée et l'intensité diminue en se dirigeant vers la sortie.

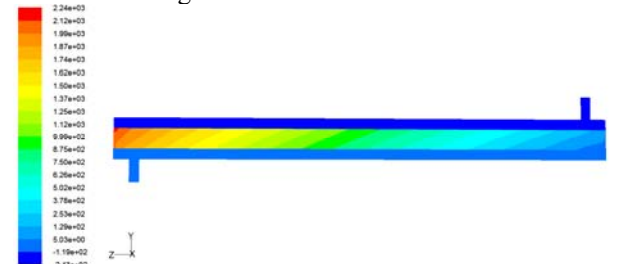


Fig. 9 Contours des pressions statiques

De même, le fluide froid (eau) est soumis à des pressions totales faibles. Tandis que le fluide chaud présente des variations des pressions totales près des parois et notamment

dans les régions avoisinant la sortie. Dans ces régions, la variation de la pression totale est plus prononcée dans la direction radiale que la direction axiale comme le montre la Figure 10.

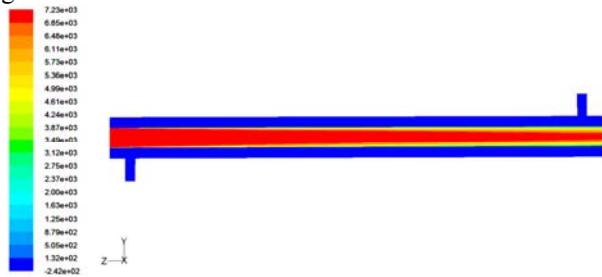


Fig. 10 Contours des pressions totales

C. Champ des Températures

La Figure 11 montre la distribution de la température totale dans un plan médian du refroidisseur. Qualitativement, le modèle permet de reproduire la physique du problème. Ainsi, des zones refroidies et d'autres réchauffées sont constatées de part et d'autre de la surface de contact entre le fluide chaud et le fluide froid.



Fig. 11 Contours des températures totales

Les profils de la température totale représentés dans la Figure 12 confirment les constatations sur les distributions des températures totales dans le plan médian. Les températures varient près de la surface de contact entre les deux fluides où le transfert de chaleur est accentué. Leurs variations sont négligeables le long de l'axe du refroidisseur.

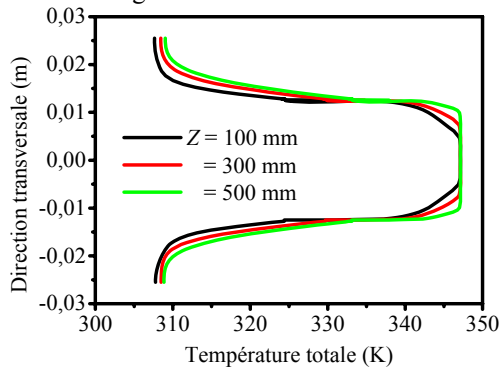


Fig. 12 Profils de la température totale

D. Efficacité du Refroidisseur EGR

Pour juger de la qualité du refroidisseur, il est nécessaire de calculer son efficacité. L'efficacité d'un échangeur de chaleur est définie comme le rapport du flux de chaleur effectivement transféré dans l'échangeur au flux de chaleur maximal qui serait transféré dans les mêmes conditions de

températures d'entrée des deux fluides dans un échangeur tubulaire de longueur infinie fonctionnant à contre-courant. Pour le calcul de l'efficacité du refroidisseur EGR, la formule suivante est utilisée :

$$\varepsilon = \frac{T_{e,air} - T_{s,air}}{T_{e,air} - T_{e,eau}} \quad (14)$$

où $T_{e,air}$ est la température d'entrée de l'air chaud, $T_{s,air}$ sa température de sortie et $T_{e,eau}$ la température d'entrée de l'eau de refroidissement.

La Figure 13 montre l'évolution de l'efficacité du refroidisseur EGR en fonction du débit massique de l'eau de refroidissement. Comme prévu, une augmentation du débit massique de l'eau de refroidissement améliore les performances du refroidisseur EGR.

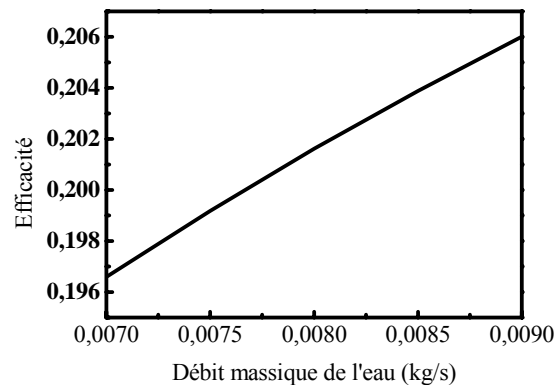


Fig. 13 Influence du débit massique de l'eau sur l'efficacité du refroidisseur EGR

VII. CONCLUSIONS

Une étude numérique d'un refroidisseur d'un système de recirculation des gaz d'échappement est présentée. Dans le refroidisseur circulent deux fluides, l'un chaud (air) et l'autre froid (eau).

Les résultats obtenus en termes d'écart de températures entre les entrées et les sorties des fluides chaud et froid ont été comparés aux mesures expérimentales. Une concordance satisfaisante avec une erreur relative ne dépasse pas les 4 % est observée entre les prédictions numériques et les mesures expérimentales. Des résultats numériques montrant les distributions des vitesses, des pressions et des températures ont été également présentés et discutés. Il est constaté que le modèle numérique adopté permet de reproduire la physique du problème. De plus, l'efficacité de l'échangeur a été calculée pour plusieurs débits d'eau. Il est confirmé que l'efficacité du refroidisseur augmente avec l'augmentation du débit massique de l'eau.

REFERENCES

- [1] R.S.G. Baert, D.E. Beckman, A. Veen, "Efficient EGR Technology for Future HD Diesel Engine Emission Targets", SAE Paper, vol. 199-01-0837, pp. 1-13, 1999
- [2] H. Heo, J. Won, K. Par, "Evaluation of thermal fluid characteristics for EGR cooler with spiral type, Transactions UAE, vol. 11, pp.44-50. 2003

- [3] J. Wagner, "Effects of Cooled EGR on a Small Displacement Diesel Engine: A reduced-order dynamic model and experimental study", *J. Energy Resources Technology*, vol. 130, pp. 1–11, 2008
- [4] J. Lee, J. Moon, C. Han, "A Study on Development of Oval Type High Efficient EGR Cooler", *Transactions KSAE*, vol. 19, pp. 89–94, 2011.
- [5] Y. Nam, K. Chul Oh, C. Lee, W. Lee, "The effect of cooling efficiency on fouling by EGR cooler internal shape", *Transactions KSAE*, vol. 19(1), pp. 101–108, 2011.
- [6] K. Hong, J. Park, K.S. Lee, "Evaluation of catalyst assisted EGR cooler system for EGR cooler fouling reduction", *Transactions KSAE*, vol. 19, pp. 76–81, 2011.
- [7] A. Mohebbi, S. Jafarmada, J. Pashae, "Performance evaluation and emissions improving of turbocharged diesel engine with exhaust gas recirculation (EGR)", *Int. J. Automotive Eng.*, vol. 2, pp. 95–106, 2012.
- [8] H. Wei, T. Zhu, G. Shu, L. Tan, Y. Wang, "Gasoline engine exhaust gas recirculation – A review", *Applied Energy*, vol. 99, pp. 534–544, 2012.
- [9] S. Park, K. Choi, H. Wang, H. Kim, "Effects of the internal shape of EGR cooler on heat exchanger efficiencies", *SAE Technical Paper 01–1252*, 2007.
- [10] C.H. Sohn, "Heat transfer Analysis of EGR Cooler with Different Tube Shape", *Transactions KSAE*, vol. 15, pp.112–117, 2007.
- [11] Syaiful, T. Hendarto, J.T., F. Mesin, Teknik, "Second order upwind differencing scheme of k- ϵ turbulence model for air and EGR flow mixtures in intake manifold of diesel engine", *J. TeknikMesin*, 13, pp. 6–12, 2008.
- [12] H. Li, G.A. Karim, "Modeling the Performance of a Turbo-Charged Spark Ignition Natural Gas Engine with cooled exhaust gas recirculation", *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 130, pp. 1–9, 2008.
- [13] M.C. Paz, J. Porteiro, A. Eiris, E. Suárez, C. Castaño, "Fouling in EGR-cooler system Development of a predictive CFD model. Part II: A CFD Fouling Model", *World Automotive Congress*, 14–19 September, Munich, Germany, 2008.
- [14] Y. Huang, X.L. Yu, G. Lu, "Numerical simulation and optimization design of the EGR cooler in vehicle", *J. Zhejiang University SCIENCE A*, vol. 9, pp. 1270–1276, 2008.
- [15] S.M. Aithal, "Impact of EGR fraction on diesel engine performance considering heat loss and temperature-dependent properties of the working fluid", *Int. J. Energy Res.*, vol. 33, pp.415–430, 2009.
- [16] A. Kalaiselvane, N. Alagumurthy, K. Palaniradja, G. Gunasegarane, "IC engine supercharging and exhaust gas recirculation using jet compressor", *Thermal Science*, vol. 14, pp.1027–1037, 2010.
- [17] A. Paykani, R. Saray, A. Kousha, M. Tabar, "Performance and emission characteristics of dual fuel engines at part loads using simultaneous effect of exhaust gas recirculation and pre-heating of in-let air", *Int. J. Automotive Eng.*, vol. 1, pp. 53–67, 2011.
- [18] B.J. Yang, S. Mao, O. Altin, Z.G. Feng, E.E. Michaelides, "Condensation Analysis of Exhaust Gas Recirculation System for Heavy-Duty Trucks", *J. Thermal Science Eng. Applications*, vol. 3, pp.1–9, 2011.
- [19] P. Shahabi, H. Niazmand, M.R.M. Razavi, "Evaluation of Effective Parameters on EGR/Blow by Distribution", *Int. J. Automotive Eng.*, vol. 1, pp.10–20, 2011.
- [20] S. Yousufuddin, K. Venkateswarlu, N. Khan, "A computational study to investigate the effects of insulation and EGR in a diesel engine", *Int. J. Energy Environment*, vol. 3, pp. 247–266, 2012.
- [21] S. Duraisamy, B. Santosh, Sundaralingam, T. Karuppa, R. Elango, "Optimization of an Exhaust Gas Recirculation Cooler using CFD Technique", *ISCA J. Eng. Sciences*, vol. 1, pp.62–67, 2012.
- [22] Sakowitz, "Computation and analysis of EGR mixing in internal combustion engine manifolds", *Doctorate Thesis*, Department of Mechanics, Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden, 2013.
- [23] Y. Zhu, N. Salman, K. Freeman, R. Reese, 2013, "Numerical study of the combustion characteristics of a Diesel micropilot ignited DI gasoline engine with turbocharging and cooled EGR", *Proceedings of the ASME 2013 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference*, October 13–16, Dearbon, Michigan, USA.
- [24] E.J. Han, "Development of New Aluminum EGR Cooler integrated with Pre-Cooler using CFD Analysis", <http://www.cd-adapco.com/article/development-new-aluminum-egr-cooler-integrated-pre-cooler-using-cfd-analysis%0B>, 2013.
- [25] Z. Liu, Y. Xu, "CFD analysis of the EGR cooler's heat transfer performance", *Advanced Materials Research*, pp. 309–317, 2014.
- [26] F. Vashahi, M. Lee, J. Kim, B. Baek, "Thermal and strain characteristics of EGR cooler", *Advanced Science Technology Letters*, vol. 47, pp. 369–373, 2014.