

# Etude thermo hydraulique de nouvelles surfaces d'échange sur l'air pour les échangeurs automobiles.

Virginie VINCENT<sup>1\*</sup>, Herveline ROBIDOU<sup>2\*</sup>, Christophe CHEVALLIER<sup>3\*</sup>

<sup>123</sup>Valeo Engine Cooling

Route de Chemiré Le Gaudin, BP 14 – 72210 La Suze-sur-Sarthe

\*(auteurs correspondants : [virginie.vincent@valeo.com](mailto:virginie.vincent@valeo.com) ; [hrobidou@yahoo.fr](mailto:hrobidou@yahoo.fr) ; [christophe.chevallier@valeo.com](mailto:christophe.chevallier@valeo.com))

**Résumé** - On étudie ici une nouvelle surface d'échange sur l'air au moyen de simulations numériques et on la compare à un intercalaire persienné classique utilisé dans les échangeurs automobiles. Le principal avantage de ce nouveau design d'intercalaire est la légère augmentation du transfert thermique entre l'intercalaire et l'air, tandis que la perte de charge sur l'air est diminuée d'environ 25%. De plus l'écoulement d'air est tridimensionnel, car dirigé vers les surfaces des tubes, ce qui n'est pas le cas avec un intercalaire classique.

## Nomenclature

$a$	diffusivité thermique, $m^2.s^{-1}$	<i>Symboles grecs</i>	
$k$	énergie cinétique turbulente, $m^2.s^{-2}$	$\alpha, \beta$	angles de la persienne, °
$N_l$	nombre de persiennes par bloc	$\Delta P_{air}$	perte de charge sur l'air, Pa
$P$	pression, Pa	$\varepsilon$	taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente, $W.kg^{-1}$
$P_{éch}$	puissance échangée dans l'échangeur, W	$\nu$	viscosité cinématique, $m^2.s^{-1}$
$T$	température, K	$\rho$	masse volumique, $kg.m^{-3}$
$u$	vitesse, $m.s^{-1}$	<i>Indices et exposants</i>	
$U_{amont}$	vitesse de l'air en amont du faisceau, $m.s^{-1}$	$i, j$	composantes spatiales
$x, y, z$	coordonnées spatiales, m	$k$	numéro de persienne

## 1. Introduction

Ces dernières années de nombreux travaux ont été menés afin de diminuer la taille et le poids des échangeurs de chaleur automobiles. Les années 90 ont vu une première avancée avec le remplacement des échangeurs mécaniques utilisant des tubes ronds ou ovales, par des échangeurs brasés tout aluminium utilisant des tubes plats ou des plaques. Pour augmenter la compacité des échangeurs de chaleur sans détériorer la performance, on a adopté la technologie d'intercalaire persienné pour le transfert thermique côté air. Cette technologie provoque la rupture régulière de la couche limite ce qui augmente le transfert thermique.

De nos jours, une attention grandissante est accordée à la réduction de la perte de charge sur l'air, afin d'obtenir un meilleur confort acoustique dans l'habitacle ainsi qu'une diminution de la consommation énergétique. De nouveaux designs d'intercalaire sont donc en cours de développement, permettant une réduction de la perte de charge sur l'air sans impact négatif sur la performance de l'échangeur automobile.

On présentera tout d'abord un état de l'art à partir de la littérature scientifique sur les nouvelles techniques d'optimisation pour le transfert de chaleur côté air. Les parties suivantes présentent la nouvelle technologie développée ainsi que les simulations numériques réalisées par CFD sur un volume élémentaire ; le modèle, les hypothèses et les conditions limites utilisées. La dernière partie est dédiée à l'analyse des résultats obtenus.

## 2. Etat de l'art

Récemment la technique des générateurs de vortex a été étudiée pour augmenter le transfert thermique dans des applications similaires. Joardar et al. [1] ont examiné l'effet de winglets triangulaires sur la performance d'un évaporateur automobile. Les petites ailes ont été placées devant l'entrée d'air de l'intercalaire persienné. Cette technologie produit une augmentation du transfert thermique grâce à la création de vortex menant à la réduction de la couche limite à proximité du tube. L'étude montre que la géométrie et la position précise du winglet ont une influence majeure sur les résultats. L'essai montre une augmentation du transfert thermique d'environ 21% avec l'utilisation de winglets optimisés, associée à une augmentation de la perte de charge de seulement 7%. La difficulté majeure réside dans l'implantation de cette nouvelle technologie dans une production en série car le placement des winglets doit être très précis. Sanders et al. [2] ont aussi étudié l'effet de winglets sur la performance d'échangeurs compacts, en plaçant ces petites ailes sur les persiennes. Une de leurs configurations a permis d'augmenter le transfert thermique de 33% mais a également augmenté la perte de charge, une optimisation paramétrique est donc encore nécessaire.

L'utilisation de mousse métallique est également à l'étude pour des applications similaires. Tadrict et al. [3] ont remplacé l'intercalaire par de la mousse d'aluminium. Yu et al. [4] ont étudié quant à eux de la mousse de carbone, ils montrent un gain de 15% sur la performance thermique de l'échangeur pour une taille de faisceau identique. La mousse donne des résultats très prometteurs ; jusqu'à maintenant la difficulté majeure pour son application dans une production en série est le contrôle de sa structure et le coût de fabrication.

Enfin, de nombreuses études sont concentrées sur l'amélioration des intercalaires persiennés. Ces derniers sont largement étudiés ; Perottin et al. [5] promeuvent un intense transfert de chaleur au niveau des premières persiennes et surtout aux bords d'attaque. L'inconvénient est que l'écoulement d'air est surtout bidirectionnel et que le développement d'instabilités turbulentes et donc le transfert de chaleur restent limités. Un nouveau design d'intercalaire persienné permettant le développement d'un écoulement tridimensionnel est étudié dans les parties qui suivent.

## 3. Nouveau design d'intercalaire

Le nouveau design proposé dans cette étude est basé sur la technologie des intercalaires persiennés, mais avec des persiennes torsadées le long de leur grand axe.

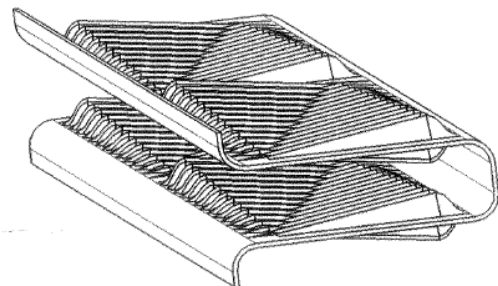
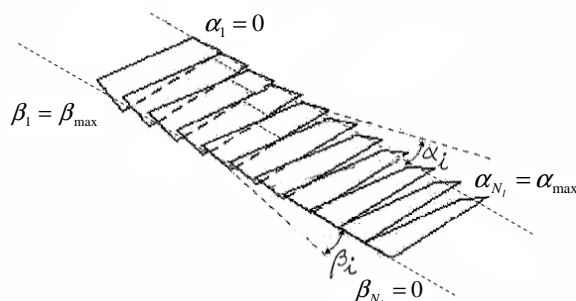


Figure 1 : Description de l'intercalaire torsadé

Figure 2 : Arrangement des blocs de persiennes

Chaque persienne est caractérisée par ses deux angles d'inclinaison  $\alpha_k$  et  $\beta_k$  évoluant d'une persienne à la suivante comme décrit sur la figure 1. L'intercalaire étudié présente une courbure périodique de forme carrée et contient deux blocs de persiennes, disposés comme

montré sur la figure 2. La première persienne d'un bloc est caractérisée par  $\alpha_1 = 0$  et  $\beta_1 = \beta_{\max}$ , les suivantes sont telles que, pour  $2 \leq k \leq N_l$  et  $\alpha_{\max} = \beta_{\max}$  :

$$\alpha_k = \alpha_{k-1} + \frac{\alpha_{\max}}{N_l - 1} ; \beta_k = \beta_{k-1} - \frac{\beta_{\max}}{N_l - 1} \quad (1)$$

La dernière persienne d'un bloc est caractérisée par  $\alpha_{N_l} = \alpha_{\max}$  et  $\beta_{N_l} = 0$ .

## 4. Simulations numériques

L'étude numérique permet de comparer les performances thermohydrauliques du nouveau design par rapport à l'intercalaire classique, au moyen des logiciels Gambit et Fluent.

### 4.1. Modèle physique

Le modèle physique est constitué du volume élémentaire d'étude, des équations à résoudre ainsi que des conditions limites. Considérant la symétrie de l'échangeur, on utilise une période d'intercalaire comme volume élémentaire pour la simulation, comme montré sur la figure 3. On suppose que l'écoulement et le transfert thermique sont identiques quel que soit l'emplacement de l'élément dans l'échangeur. Ce volume élémentaire est constitué d'une période d'intercalaire et de deux demi tubes, formant un conduit pour l'écoulement d'air. On considère également le volume d'air passant dans ce conduit ainsi qu'en amont et en aval.

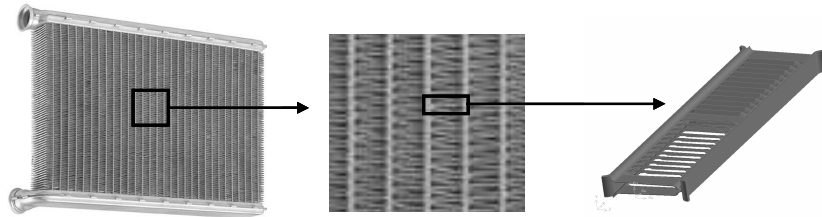


Figure 3 : Volume d'étude élémentaire

### 4.2. Equations

L'écoulement d'air est considéré stationnaire. On résout les équations de Navier-Stokes, de l'énergie et deux supplémentaires pour le cas turbulent. Les vitesses d'écoulement étant faibles, l'air est considéré comme un gaz parfait incompressible.

Nous résoudrons par la méthode des volumes finis avec Fluent les équations de continuité (2), de conservation de la quantité de mouvement (3) et de la chaleur (4), où  $i = \{1,2,3\}$ .

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2)$$

$$u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \nu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right) \quad (3)$$

$$u_j \frac{\partial T}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( a \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (4)$$

Pour le cas turbulent, nous avons choisi une approche par méthode RANS, en ayant recours au modèle "k-epsilon réalisable" pour la fermeture des équations. Nous utilisons l'option "Enhanced Wall Treatment" pour résoudre l'écoulement de façon adaptée au niveau des parois afin de traiter les couches limites turbulentes.

### 4.3. Conditions limites

Le volume d'étude est divisé en trois volumes solides et trois volumes fluides comme expliqué dans la partie 4.1 et montré sur la figure 4. La longueur des volumes d'air amont et aval est évaluée de sorte que l'écoulement soit correctement établi et au repos à la sortie. Les conditions limites sont décrites sur la figure 5.

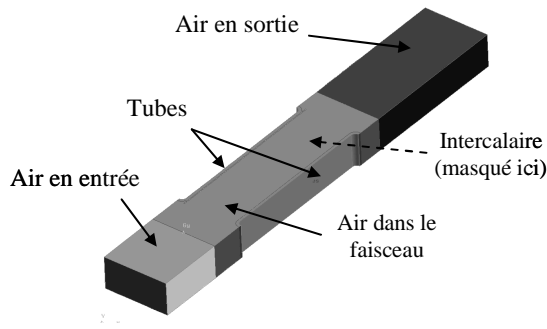


Figure 4 : Volume élémentaire d'étude

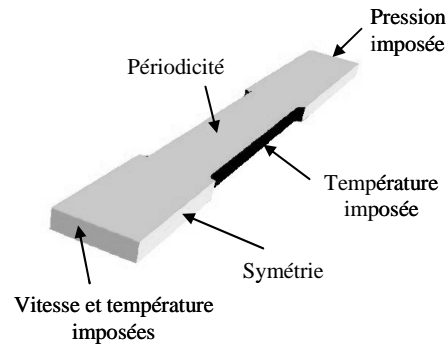


Figure 5 : Conditions limites

La condition de périodicité permet de prendre en compte l'écoulement dans les motifs adjacents sans les simuler. Dejong et al. [6] ont étudié l'écoulement au sein des motifs d'extrémité. Ils ont alors observé que l'écoulement n'est pas uniforme dans la veine d'air. La condition de périodicité que nous appliquons ne tient donc pas compte de l'écoulement dans les motifs aux extrémités de la veine d'air. L'ouverture d'air est de ce fait supposée infinie. De même la condition de symétrie permet de considérer les veines d'air adjacentes.

En entrée du volume d'air on impose une vitesse frontale de 2 ou 5  $m.s^{-1}$ , correspondant aux vitesses minimale et maximale des cahiers des charges, pour un écoulement laminaire ou turbulent respectivement, et une température de  $-15^{\circ}C$ . L'écoulement d'eau glycolée à l'intérieur des tubes est modélisé par une température moyenne imposée de  $80^{\circ}C$  sur la paroi interne, inférieure à la réalité pour tenir compte des pertes. Ces valeurs sont issues des essais.

## 5. Résultats et analyse

	$U_{amont}$ $m.s^{-1}$	$P_{éch}$ $W$	$Ecart$ $\%$	$\Delta P_{air}$ $Pa$	$Ecart$ $\%$
Modèle Classique	2	100,0	-----	100,0	-----
Modèle Torsadé	2	102,4	+2,4	76,8	-23,2
Modèle Classique	5	100,0	-----	100,0	-----
Modèle Torsadé	5	100,3	+0,3	73,3	-26,7

Tableau 1 : Résultats de simulation

Le tableau 1 permet de comparer les performances thermohydrauliques de l'intercalaire torsadé par rapport au design classique. On constate que le modèle d'intercalaire à persiennes torsadées est légèrement plus performant thermiquement que le classique tout en présentant une diminution de la perte de charge d'environ 23% à faible débit et 27% à fort débit. Ce nouveau design permet d'échanger une puissance thermique relativement similaire à celle d'un intercalaire classique tout en abaissant considérablement la perte de charge générée.

Qualitativement, on observe les champs de température, de vitesse et les lignes de courant sur trois coupes du volume d'étude, car l'angle des persiennes est évolutif et l'écoulement n'a

pas le même comportement dans tout le volume : en  $z = 0$ , c'est-à-dire au centre des persiennes, en  $z = -2.5$  mm et en  $z = 2.5$  mm comme indiqué sur la figure 6. L'intercalaire est positionné de telle sorte que l'écoulement aille de la gauche vers la droite, vers les  $x$  positifs. Toutes les figures présentées dans cet article se rapportant à ces post-traitements correspondent aux calculs effectués à fort débit d'air avec une vitesse d'entrée à  $5 \text{ m.s}^{-1}$ .

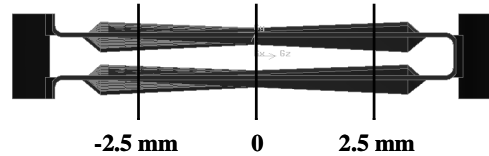


Figure 6 : Localisation des trois plans de coupe

On peut constater sur la figure 7 que le champ de température est bien différent selon la coupe considérée pour le design torsadé. Le transfert semble plus prolongé sur la longueur de l'intercalaire par rapport aux résultats obtenus sur l'intercalaire classique. La température évolue d'ailleurs sur la totalité du volume d'air, on n'a plus de zone isotherme.

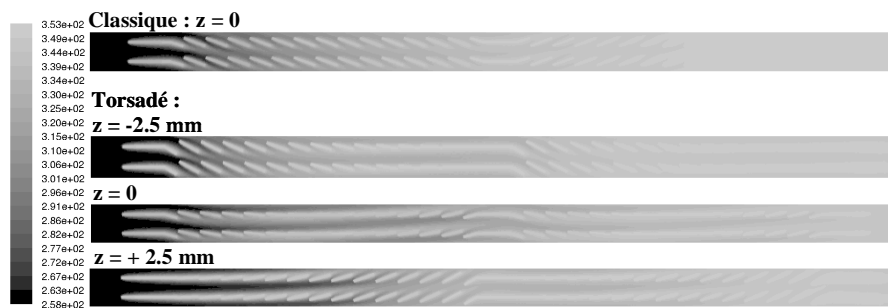


Figure 7 : Champs de température dans des plans  $z = cste$  (en K)

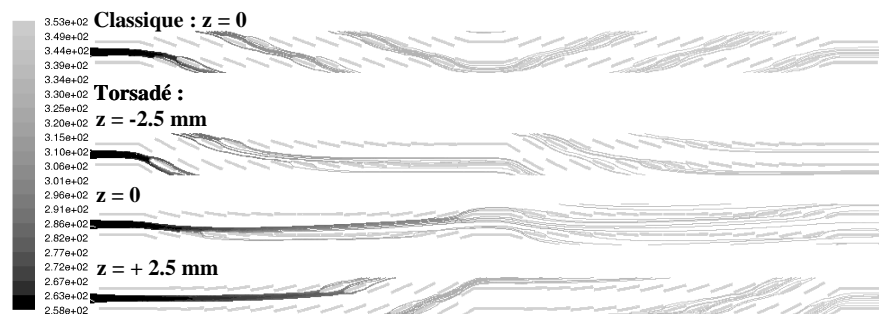


Figure 8 : Lignes de courant dans des plans  $z = cste$

Sur la figure 8 on constate que les lignes de courant de l'écoulement dans le design classique ont une forme en cloche. Cette forme dépend de la coupe considérée pour le design torsadé. En  $z = 0$  on observe un écoulement plan car les angles des persiennes sont faibles sur toute cette coupe ce qui ne change pas significativement la direction de l'écoulement. Le passage entre les persiennes a lieu mais l'écoulement reste relativement droit. En ce qui concerne les deux autres coupes on obtient des courbes en cloche allant dans la direction des persiennes. A  $z = -2.5$  mm, les grands angles d'ouverture se situent au début de chaque bloc, la cloche est donc localisée à ce niveau et les lignes de courant sont planes à la fin des blocs. A  $z = 2.5$  mm, la forme en cloche est à l'inverse située en fin de bloc car les grands angles s'y trouvent. Ces phénomènes permettent d'obtenir une plus faible perte de charge. L'orientation en douceur de la direction des lignes de courant, grâce à l'angle évolutif, contraint moins le fluide qu'avec l'intercalaire classique où le changement de direction est plus brutal.

Sur les coupes en  $y = 0$  de la figure 9 on remarque bien des zones de forte vitesse. Pour le design classique, on remarque que l'écoulement atteint une grande vitesse uniquement à proximité du tube qui est en contact avec l'air. L'écoulement n'utilise pas le potentiel tridimensionnel du volume d'étude. Par contre pour le nouveau design le fluide est dirigé à deux reprises vers les parois des tubes grâce à la géométrie torsadée des blocs de persiennes, ainsi le transfert de chaleur est plus étendu dans le volume d'étude. On obtient, comme prévu pour ce design d'intercalaire, un effet de tridimensionnalisation de l'écoulement.

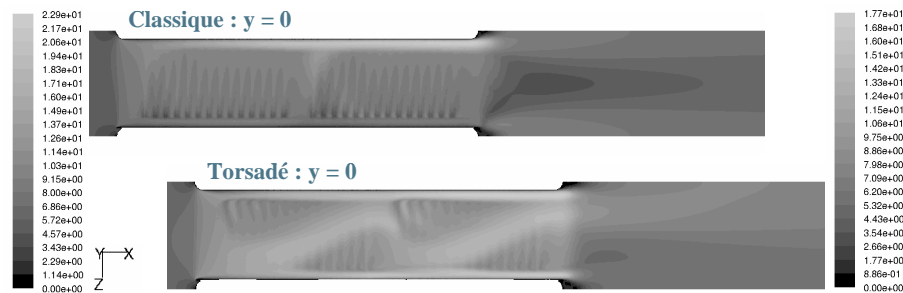


Figure 9 : Champs de vitesse dans le plan  $y = 0$  (en  $m.s^{-1}$ )

## 6. Conclusion

Cette étude a porté sur l'évaluation des performances thermohydrauliques d'un nouveau design d'intercalaire à blocs de persiennes torsadées destiné aux futurs radiateurs de chauffage de Valeo. Ce design a été comparé à un intercalaire classique de référence grâce à des simulations numériques. On a ainsi pu observer une légère augmentation de la puissance thermique échangée et une diminution de 25% de la perte de charge sur l'air, respectivement à bas et fort débit d'air.

Ces résultats sont très intéressants, en densifiant un faisceau constitué avec cet intercalaire torsadé, on pourra obtenir une performance thermique égale et même supérieure à celle d'un faisceau classique tout en conservant un gain conséquent sur la perte de charge. De plus l'amélioration de la perte de charge est très innovante car un tour d'horizon des travaux actuels montre que les principaux progrès sont surtout au niveau du transfert thermique. Il va maintenant s'agir de déterminer les possibilités de fabrication de ce type de design afin de dégager les éventuelles contraintes. Des optimisations sont également à envisager afin de déterminer les valeurs les plus performantes des paramètres géométriques de l'intercalaire. Ce nouveau design paraît donc très attractif pour les futurs échangeurs de chaleur.

## Références

- [1] A. Joardar, Impact of leading edge delta-wing vortex generators on the thermal performance of a flat tube, louvered-fin compact heat exchanger, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 48 (2005), 1480-1493.
- [2] P. A. Sanders, K. A. Thole, Effects of winglets to augment tube wall heat transfer in louvered fin heat exchangers, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 49 (2006), 4058-4069.
- [3] L. Tadrist, About the use of fibrous materials in compact heat exchangers, *Exp. Thermal Fluid Science*, 28 (2004), 193-199.
- [4] Q. Yu, Carbon-foamed finned tubes in air-water heat exchangers, *Applied Thermal Engineering*, 26 (2006), 131-143.
- [5] T. Perrotin, Thermal-hydraulic CFD study in louvered fin-and-flat-tube heat exchangers, *Int. J. Refrigeration*, 27 (2004), 422-432.
- [6] N. C. Dejong, Flow, heat transfer, and pressure drop in the near wall region of louvered-fins array, *Exp. Thermal Fluid Science*, 27 (2003), 237-250.