

# Instrumentation d'un canal coudé en vue d'estimer l'intensité du transfert thermique local à l'interface écoulement de gaz - paroi.

François BOULOC<sup>1\*</sup>, Brahim BOUROUGA<sup>1</sup>, Gwénael BIOTEAU<sup>1</sup>,  
Pierre ANTHOINE<sup>2</sup>, Thomas GUERINEAU<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Labo. de Thermocinétique UMR6607, BP 50609, Nantes cedex 3, France

<sup>2</sup> RENAULT DIM-DCT GMP, 67, rue des bons raisins, 92500 Rueil Malmaison, France

\* (auteur correspondant : [francois.bouloc@univ-nantes.fr](mailto:francois.bouloc@univ-nantes.fr))

**Résumé** - L'étude proposée présente la démarche expérimentale adoptée ainsi que les solutions techniques développées afin de mesurer le coefficient de transfert thermique instantané et local entre un écoulement d'air et la paroi d'un canal coudé de section circulaire. Afin d'optimiser l'instrumentation de la paroi au moyen de fluxmètres composés de trois thermocouples chacun, nous avons entrepris des simulations numériques à l'aide du code Fluent. Cette analyse a permis de déterminer le nombre et la position optimale des fluxmètres. Pour l'instrumentation de l'écoulement, on a pu déterminer par la simulation le type de sonde à deux thermocouples qu'il convient d'utiliser.

## Nomenclature

$T$	température, $K$	<i>Indices et exposants</i>	
$C_p$	capacité calorifique massique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	$c$	capteur
$D$	diamètre de la canalisation, $m$	$g$	gaz
$d$	diamètre de thermocouple, $m$	<i>Symboles grecs</i>	
$Nu$	Nombre de Nusselt	$\beta$	angle entre 2 sections droites du coude, $rad$
$r$	rayon, $m$	$\theta$	angle entre 2 génératrices du coude, $rad$
$r^+$	rayon adimensionnel	$\rho$	masse volumique, $kg/m^3$
$t^+$	temps adimensionnel	$\tau$	constante de temps, $s$
$U_{ax}^+$	Vitesse axiale adimensionnelle,	$\kappa$	conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$
		$\varphi$	densité de flux thermique $W.m^{-2}$

## 1. Introduction

L'évolution de plus en plus sévère des normes de dépollution pour les véhicules automobiles rend primordiale la bonne connaissance du coefficient de transfert thermique dans la ligne d'échappement. En effet, le catalyseur n'est efficace qu'à partir d'une température seuil. Afin d'avoir une bonne prédiction de cette température, il faut pouvoir estimer correctement le coefficient d'échange en amont du catalyseur. Différents auteurs [1,2] ont effectué des mesures sur des lignes d'échappement, mais les résultats sont très dispersés. En vue d'obtenir des mesures précises et facilement interprétables, la direction de Mécanique de RENAULT et le Laboratoire Thermocinétique de Nantes ont entrepris de déterminer les coefficients de transfert thermique en régime intermittent pour des géométries simples représentatives d'une ligne d'échappement. Sorin [3] a effectué des mesures de coefficient d'échange sur un tube droit dans des conditions d'entrée bien maîtrisées. Les résultats de cette campagne d'essais ont montré une intensification du transfert thermique lorsque l'écoulement est intermittent. La présente étude vise à poursuivre cette démarche en étudiant les transferts

thermiques au sein d'un canal cylindrique coudé à 90°. Cette communication a pour objet l'optimisation de l'instrumentation thermique du canal et celle de l'écoulement d'air.

## 2. Principe de mesure

Le principe de mesure du coefficient de transfert écoulement-paroi repose sur l'analyse du champ de température dans la section droite du canal coudé, au sein de l'écoulement et de la paroi. Il s'agit d'une méthode locale qui suppose que le flux transféré vers la paroi reste purement radial (conduction axiale négligeable), comme cela a été vérifié en zone d'entrée par Bourouga [4]. Le fluxmètre dans la paroi permet d'estimer par technique inverse 1D non linéaire la température et la densité de flux pariétal. Une sonde à deux thermocouples permettant de s'affranchir du phénomène d'inertie des capteurs donne la mesure de la température instantanée de l'écoulement dans la même section droite du coude. Le coefficient de transfert écoulement-paroi est alors déterminé à partir de ces trois valeurs estimées. Pour la mise en œuvre de cette démarche expérimentale, il convient d'abord d'optimiser le nombre de capteurs qui équiperont la paroi du canal et de faire un choix judicieux de leurs positions respectives. On pourra ainsi déterminer le coefficient de transfert moyen dans le coude et détecter au mieux son évolution le long du canal ainsi que ses valeurs extrémales.

## 3. Instrumentation de la paroi

### 3.1 Méthodologie

Afin de déterminer les positions des points de mesure les plus intéressants dans la singularité, des simulations numériques du transfert par convection au sein d'un coude droit identique à celui projeté dans l'expérience ont été menées. La Figure 1 représente la configuration étudiée. Ces simulations ont pour but de prédire la redistribution du coefficient de convection lors du passage de l'écoulement depuis une section droite du canal vers un coude droit, dans le cas d'un écoulement continu. Le domaine de calcul est divisé en trois parties : une section droite en amont (A), le coude à proprement parler (partie B), et une section droite en sortie (C). La section droite aval (C) a pour but d'éviter des perturbations numériques liées à la présence de la frontière à la sortie du coude. La section droite amont permet d'avoir un écoulement pleinement développé en entrée du coude. Le choix des paramètres de simulations adéquat est fait à partir d'une revue bibliographique des simulations entreprises sur ce type de géométrie. On retient notamment que l'on a utilisé un maillage hexaédrique associé à l'utilisation de lois de paroi, et un modèle de turbulence k-e RNG.

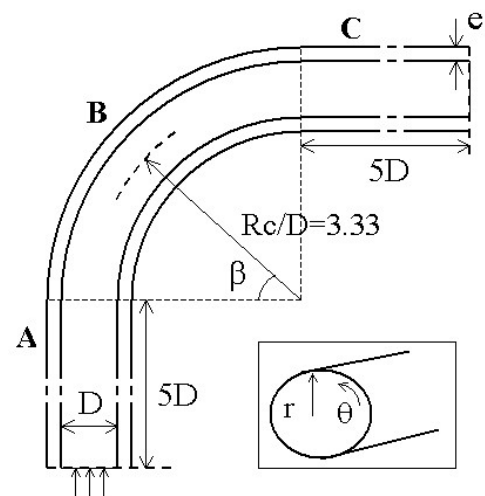


Figure 1 : schéma de la géométrie simulée

### 3.2 Résultats des simulations

Les résultats de la simulation sont fondés sur l'analyse du champ de vitesse dans le coude qui renseigne sur le transfert par convection le long du canal. La Figure 2 présente l'évolution

le long du coude de la vitesse axiale adimensionnée par rapport à la vitesse débitante. Le profil de vitesse est tracé pour 7 abscisses curvilignes entre l'entrée et la sortie du coude. L'évolution du profil de vitesse fait apparaître deux parties distinctes selon l'abscisse curviligne : d'abord le fluide accélère dans la partie intérieure du coude, la courbure extérieure étant l'obstacle à l'écoulement. Le maximum de la vitesse, qui se situe à la position radiale  $r^+ = r/D = -0.4$  dans la section d'abscisse  $\pi/12$ , va se déplacer de façon continue vers des positions radiales croissantes pour se situer en  $r^+ \approx 0.7$  dans la section d'abscisse  $\pi/2$ . A partir de  $\pi/3$ , l'écoulement s'accélère dans la partie extérieure de la section et le maximum de vitesse se rapproche de plus en plus de la surface extérieure suivant la position angulaire.

L'évolution du champ de vitesse observée se répercute sur la densité de flux thermique transféré localement comme le montre la Figure 3. On y observe une forte évolution de la densité de flux le long du coude, et plus particulièrement selon les génératrices intérieures et extérieures du canal. L'écart entre la densité de flux locale et la densité de flux moyenne le long d'une génératrice peut atteindre 24%. Cette forte distribution angulaire suggère l'instrumentation de certaines sections droites dans le coude propice au relevé de la meilleure information sur la redistribution du coefficient de transfert. On peut noter que la génératrice intérieure subit la plus grande variation de densité de flux selon la direction de l'écoulement, alors que les génératrices latérales (intermédiaires) restent proches de la densité de flux moyenne de la section droite à l'abscisse donnée. Le calcul montre que la valeur maximale se situe sur la génératrice interne et croît suivant le sens de l'écoulement dans la première partie du coude, puis cette tendance s'inverse et le maximum migre vers la génératrice extérieure entre  $\pi/6$  et  $\pi/4$ . Plus on avance dans le coude, plus la distribution angulaire est forte et marquée suivant la courbure intérieure.

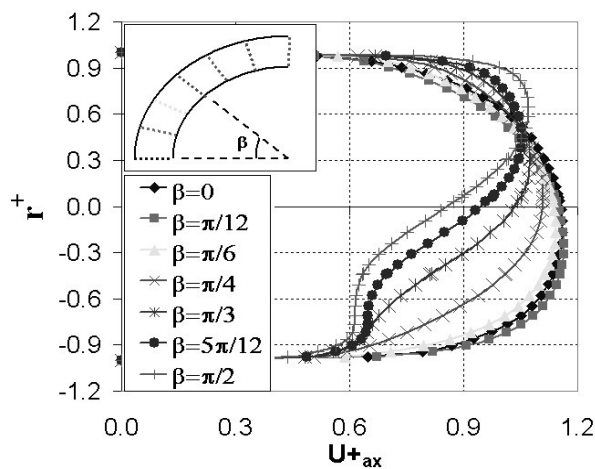


Figure 2 : Evolution du profil radial de vitesse axiale le long du coude

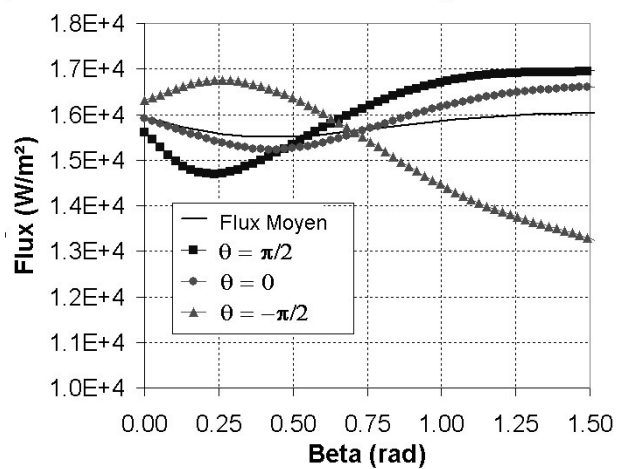


Figure 3 : Distribution de la densité de flux le long du coude

Ainsi, selon le comportement de la densité de flux locale observé numériquement, on peut faire un choix judicieux du nombre de fluxmètres nécessaire à la description par l'expérience de l'évolution du flux au sein de la paroi coudée. Pour estimer correctement le nombre de fluxmètres à implanter dans la paroi en une section droite, la valeur donnée par  $n$  capteurs est comparée à la valeur moyenne de la densité de flux calculée en cette section. La Figure 4 représente la densité de flux de chaleur transférée selon les génératrices que l'on repère au moyen des valeurs de l'angle  $\theta$  défini sur la Figure 1. Elle montre que dès que l'on peut interpolier le flux, l'erreur entre une moyenne discrète d'un nombre limité de valeurs de la densité de flux et celle de la moyenne réelle est inférieure à 0,5%. Ce résultat est bien

inférieur à la précision de mesure qui caractérisera le coefficient de transfert à mesurer. Trois capteurs suffisent donc à estimer correctement la densité de flux moyen dans une section droite. Trois sections droites ont été retenues pour être instrumentées. Il s'agit des sections  $\beta = \pi/12$ , et  $\beta = \pi/2$  où se situent les maxima globaux, ainsi que la section droite médiane à  $\beta = \pi/4$  (cf. Figure 3). A cette dernière position angulaire, le coefficient de transfert thermique est quasi uniforme dans la section droite. L'implantation d'un seul fluxmètre suffit. L'instrumentation se compose donc de sept capteurs répartis sur 3 sections comme indiqué sur le Tableau 1. Cette instrumentation permet d'estimer le coefficient de transfert thermique 'moyen' avec un écart par rapport à la solution exacte de l'ordre de 2%. Cet écart est estimé en comparant la densité de flux moyenne intégrée numériquement et la moyenne des densités de flux estimées pour les trois positions angulaires. L'instrumentation permet aussi de déterminer les valeurs extrémales avec une précision acceptable.

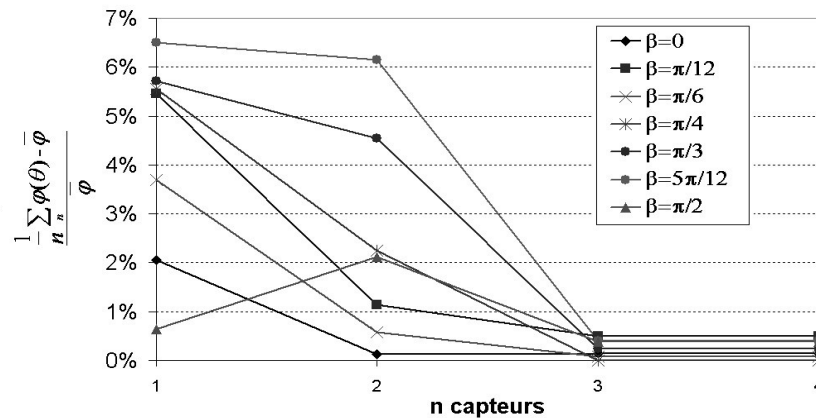


Figure 4 : Influence du nombre de capteurs sur la précision de l'estimation du coefficient de transfert

Fluxmètre	1	2	3	4	5	6	7
Position $\beta$	$\pi/15$	$\pi/15$	$\pi/15$	$\pi/4$	$\pi/2$	$\pi/2$	$\pi/2$
Position $\theta$	$-\pi$	0	$\pi$	0	$-\pi$	0	$\pi$

Tableau 1 : Répartition de sept capteurs le long du coude

## 4. Instrumentation de l'écoulement

### 4.1 Reconstitution de la température instantanée du gaz

La fréquence de réponse d'un thermocouple est relativement faible, inférieure à 5 Hz, comparée à la fréquence prospectée dans les applications moteur, qui se situe entre 10Hz et 50 Hz. La réponse d'un thermocouple à une fluctuation thermique peut s'écrire comme suit :

$$T_g - T_c = \tau \frac{\partial T_c}{\partial t} \quad (1)$$

En régime périodique, la constante de temps du thermocouple  $\tau = \rho_c C_p d^2 / \kappa Nu$  est non seulement fonction des caractéristiques physiques du capteur mais également du temps, par l'intermédiaire de  $Nu$ , nombre de Nusselt entre l'écoulement et la sphère du thermocouple. Si  $\tau$  est connue, on peut reconstituer la température du gaz à partir de l'équation (1). Pour la déterminer, nous avons choisi d'utiliser une sonde à deux thermocouples. La seconde méthode de Tagawa, permet de déterminer la constante de chacun des deux. Cette méthode est détaillée en [5]. On la teste en calculant la réponse de deux thermocouples de diamètres différents

soumis à une température de gaz périodique composée de différentes harmoniques choisies arbitrairement. A partir de ces réponses, on reconstitue la température de gaz. La température vraie ( $T_{gaz}$ ) et la température reconstituée ( $T_{rec}$ ) sont comparées sur les Figure 5 et Figure 6. Les réponses sont présentées en fonction du temps adimensionné par rapport à la période d'ouverture de la soupape. La température est correctement reconstituée, notamment en l'absence de bruit. L'écart type relatif entre la fluctuation de température vraie et la fluctuation de la température reconstituée est inférieur à 15% et l'amortissement inférieur à 8%. L'écart type est exprimé en pourcentage de l'amplitude de la fluctuation de la température vraie.

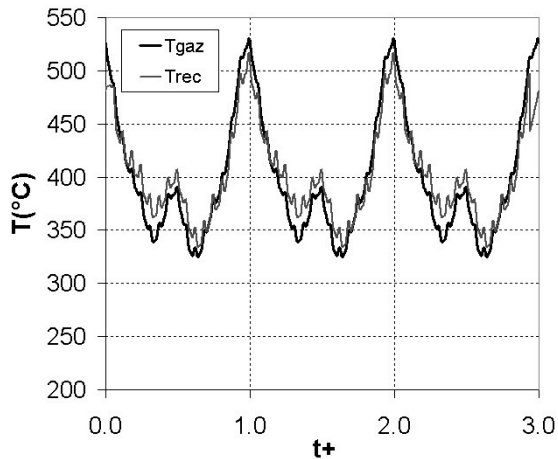


Figure 5 : Reconstitution de la température par la seconde méthode de Tagawa – signal non bruité

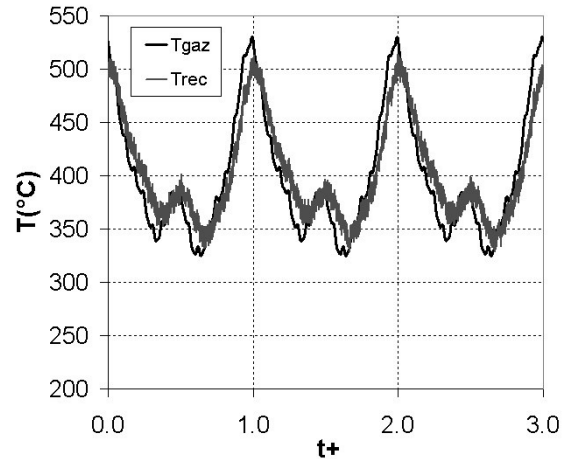


Figure 6 : Reconstitution de la température par la seconde méthode de Tagawa - signal bruité

#### 4.2 Influence des dimensions des thermocouples

Lorsqu'on a recours à une sonde à deux thermocouples, il est intéressant d'apprécier le gain en terme d'inertie et de précision de mesure liée à l'utilisation de thermocouples de plus en plus fins. Le problème de la reconstitution d'un signal de température a été résolu avec la seconde méthode de Tagawa pour un ensemble de paires de thermocouples de différents diamètres. Le calcul permet de faire une cartographie de la qualité de la réponse d'une sonde à deux thermocouples en fonction des diamètres choisis. Les résultats en terme d'écart type relatif et de déphasage entre les 'termes fluctuants' (température instantanée moins température moyenne) des températures estimées et des températures vraies sont présentés sur les Figure 7 et Figure 8. L'écart type et le déphasage dépendent essentiellement de la taille du plus petit thermocouple. En présence de bruit, la meilleure réponse sera obtenue avec l'emploi de deux sondes aussi petites que possible. Ceci reste vrai à condition que les deux diamètres choisis soient suffisamment distincts. Les valeurs non représentées sur les figures sont des pics de grande intensité dus à des tailles de diamètre de fil trop proches l'une de l'autre. Il semble qu'un écart de 20 microns soit l'écart minimum à respecter entre deux diamètres. Sur le Tableau 2, les reconstitutions faites à partir de quatre sondes différentes permettent de confirmer ces résultats, et de choisir la paire de thermocouples adéquate pour la mesure de température de gaz d'échappement. Les sondes 1 et 2 donnent la même qualité de reconstitution du terme fluctuant de la température de gaz. La différence réside dans une meilleure tenue mécanique de la sonde 2 constituée de thermocouples de 50 et 80 microns. Pour des diamètres de fils plus grands, comme c'est le cas des sondes 3 et 4, les écarts types relatifs et les amortissements deviennent substantiellement grands et de ce fait inintéressant. Le meilleur compromis précision - tenue mécanique semble être offert par la sonde 2.

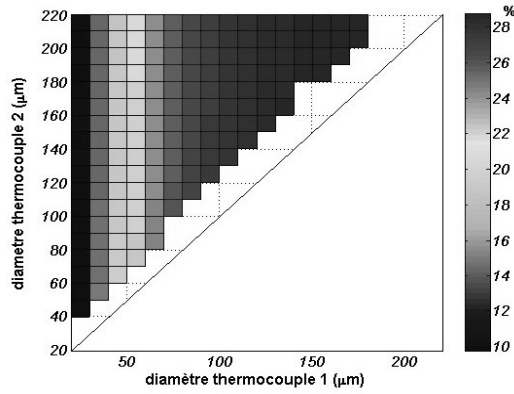


Figure 7 : Ecart type entre la température d'origine et la température reconstituée.

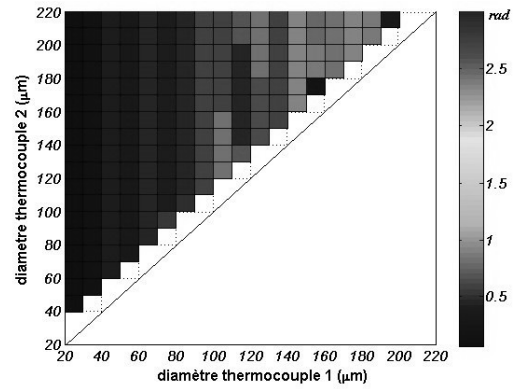


Figure 8 : Déphasage entre la température d'origine et la température reconstituée.

	Sonde 1	Sonde 2	Sonde 3	Sonde 4
$d_1 / d_2$	25µm / 80µm	50µm / 80µm	80µm / 120µm	25µm / 50µm
Ecart type relatif	13%	14%	20%	33%
Amortissement	7%	8%	14%	31%

Tableau 2 : Comparaison de quatre sondes à deux thermocouples

## 5. Conclusion

La présente étude s'attache à déterminer l'instrumentation optimale pour caractériser les coefficients de transfert thermique au sein d'un canal courbe représentatif d'une ligne d'échappement. Le choix de la position des fluxmètres le long de la paroi a été déterminé à partir de la simulation de l'expérience sur le code Fluent. Celle-ci permet de déterminer le nombre de fluxmètres et les positions angulaires les plus propices à l'estimation de l'évolution du coefficient de transfert, et permet de détecter avec précision les valeurs extrémales. L'instrumentation de l'écoulement est réalisée au moyen de sondes à deux thermocouples. Là aussi, on montre par simulation de la reconstitution de la température vraie de l'écoulement que notre dispositif nécessite l'emploi de sondes équipées de thermocouples de 50 et 80 µm.

## 6. Références

- [1] W.D Boer, J. Wenisch et J.B. Heywood, Average and time-resolved heat transfer of steady and pulsating entry flow in intake manifold of a spark-ignition engine, International Journal of Heat and Fluid Flow 19 pp.1-9, 1998
- [2] P.J. Shayler et D.J Hayden, Exhaust heat transfer and catalytic converter performance, SAE Technical Paper 1999-01-0453, 1999.
- [3] A.Sorin, Etude de l'interaction solide- fluide dans la zone d'entrée d'un tube cylindrique support d'un écoulement d'air intermittent. Application à l'étude thermique des collecteurs d'échappement de moteurs à explosion. Thèse de doctorat de l'université de Nantes, 2003.
- [4] B. Bourouga et Y. Jarny, Estimation of a Heat Transfer Coefficient in the Thermal Entrance Region, 8th Inverse problems in Engineering Seminar, New York (USA), 16-17 Juin 1997
- [5] M. Tagawa, T. Shimoji, Y. Ohta, A two-thermocouple probe technique for estimating thermocouple time constants in flows with combustion : in situ parameter identification of a first-order lag system, Review of Scientific Instruments, Vol. 69, n° 9, pp. 3370-3377. 1998