

# Effets d'un jet relâché sur les transferts thermiques en aval d'une marche descendante non-confinée

Nicolas LANCIAL<sup>1,2,\*</sup>, Gilles ROLLAND<sup>1</sup>, François BEAUBERT<sup>2</sup>, Souad HARMAND<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Département Technologie Et Modélisation des Infrastructures du Système électrique (THEMIS)  
EDF Research and Development, 92140, Clamart, France

<sup>2</sup> Dynamique des Fluides et Transferts Thermiques (DF2T)

Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis, 59304, Valenciennes, France

\*Correspondant auteur : nicolas.lancial@edf.fr

**Résumé** - Ce travail consiste à étudier les effets d'un jet relâché sur les transferts thermiques dans le cas d'une marche descendante non-confinée, chauffée en aval, par approches expérimentale et numérique. Plusieurs configurations ont été testées afin d'analyser l'influence de l'écoulement amont et de la hauteur de la marche. Des fils chauds et une caméra infrarouge ont été utilisés respectivement pour mesurer la vitesse instantanée et visualiser une carte de la température. La corrélation entre l'écoulement pariétal et les transferts de chaleur a été mise en exergue par l'étude respective du coefficient de frottement pariétal et de la température ou du nombre de Nusselt. Ce dernier est obtenu par le calcul des coefficients d'échanges locaux, eux-mêmes déduits à partir d'une méthode inverse. Un bon accord entre les résultats expérimentaux et les prédictions numériques est obtenu. Ce travail a permis enfin de corréler l'étude du transfert maximum de chaleur avec le nombre de Reynolds maximum, indépendamment de la hauteur de marche ou de la vitesse d'entrée.

**Mots clés** : Marche non-confinée, jet relâché, mesures infrarouge, méthode inverse, nombre de Nusselt local, mesures par fils chauds, coefficient de frottement pariétal, CFD

## Nomenclature

$AR$	rapport d'aspect	$x_m$	position de transfert de chaleur maximal, m
$C_f$	coefficient de frottement pariétal	$x_r$	position du point de recollement, m
$C_P$	capacité thermique, J/kgK	$y^+$	distance normale en coordonnées de paroi
$D_h$	hauteur de la buse, m	$y$	distance à la paroi, m
$ER$	facteur d'élargissement	$x,y,z$	coordonnées Cartésiennes
$e$	épaisseur de la plaque, m	<i>Symboles grecs</i>	
$h$	coefficient de transfert de chaleur, W/m <sup>2</sup> K	$\alpha_1$	coefficient de régularisation
$H$	hauteur de la marche, m	$\varepsilon$	taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente, m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup>
$Nu_D$	nombre de Nusselt local	$k$	énergie cinétique turbulente, m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>
$Nu_m$	nombre de Nusselt maximal	$\lambda$	conductivité thermique, W/mK
$p$	production interne, W/m <sup>3</sup>	$\nu$	viscosité cinématique, m <sup>2</sup> /s
$Re_D$	nombre de Reynolds	$\rho$	masse volumique, kg/m <sup>3</sup>
$Re_m$	nombre de Reynolds maximal, m	$\varphi$	flux de chaleur local, W/m <sup>2</sup>
$V_m$	vitesse maximale, m/s		

## 1. Introduction

Ce travail s'inscrit en amont d'une étude aérothermique de machines électriques tournantes de grande taille à partir d'outils numériques et expérimentaux. Contextuellement, les pertes qui se développent dans ces types de machines, principalement évacuées par transfert convectif forcé, provoquent des échauffements locaux par mauvaise circulation fluïdique (recirculations) ou par effet de concentration de pertes électromagnétiques. Ces points chauds peuvent conduire

à des avaries qu'il est essentiel de pouvoir anticiper. Il est alors fondamental de comprendre les mécanismes et la nature du couplage entre la dynamique de l'écoulement et des transferts convectifs dans une gamme de Reynolds proche de celle trouvée dans ce type de machine. Il s'agit pour cela de mettre en place une méthodologie de détection de points chauds pour fiabiliser le fonctionnement de ces machines électriques. Ce travail vise à valider la méthodologie évoquée sur une configuration simple de marche descendante (figure 1).

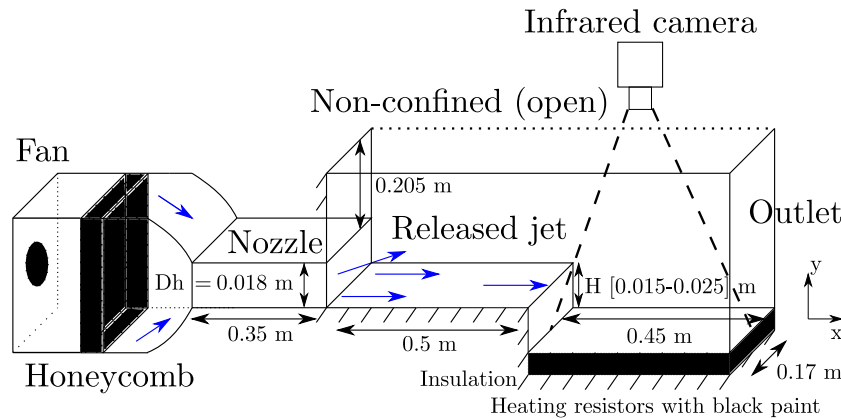


Figure 1 : Présentation du banc d'essai

Plusieurs auteurs ont déjà contribué à l'étude de la marche descendante. Selon Driver *et al.* [1], il est important de garantir une longueur de  $40H$  en aval de la marche afin de limiter des écoulements de retour en sortie du domaine de calcul, ainsi qu'une longueur minimale de  $4H$  en amont de la marche afin de garantir un écoulement pleinement développé. Eaton et Johnston [2] étudient les paramètres prédominants dans l'étude de la marche. D'autres auteurs comme Durst et Tropea [3] s'intéressent aux coefficients qui influencent fortement les résultats comme le rapport d'aspect  $AR$ , défini comme étant le ratio entre la largeur de la veine et  $H$ , ou le facteur d'élargissement  $ER$  (ratio entre  $D_h$  et  $H$ ). Le premier, selon De Brederode et Bradshaw [4], permet notamment de savoir si l'on peut négliger ou non les effets tridimensionnels dans le cas où ce ratio serait supérieur à 10, où plus  $AR$  est grand et moins les effets tridimensionnels sont importants. Le second permet d'étudier en particulier le comportement de la longueur de recirculation, remarquant que cette dernière se trouve comprise entre  $5H$  et  $7H$  dans une marche descendante confinée (Adams et Johnson [5]). Concernant cette même longueur de rattachement, elle est définie au calcul du coefficient de frottement pariétal ( $C_f = \tau_w / 0.5 \rho_{air} V_m^2$ ), avec  $\tau_w$  la contrainte tangentielle, par la formulation  $C_f = 0$ . D'autres auteurs, comme Boizumault *et al.* [6], s'intéressent à l'influence des caractéristiques de l'écoulement en amont de la marche sur le transfert convectif local. Ce papier se concentre sur l'étude d'un jet relâché et ses conséquences sur les transferts thermiques en aval d'une marche descendante non-confinée. Ce cas a été maintes fois étudié en condition de confinement, mais peu à l'air libre. Seule l'étude de Nait Bouda *et al.* [7] avec jet relâché en entrée de domaine était non-confinée.

Une caméra infrarouge et plusieurs fils chauds ont été utilisés respectivement pour visualiser la carte de température de la plaque chauffée en aval de la marche et pour mesurer les vitesses instantanées. Les précisions de mesures des dispositifs sont de l'ordre de moins de  $2^\circ\text{C}$  pour une température atteignant  $100^\circ\text{C}$  par caméra infrarouge (de type Jade III MWIR) et de l'ordre de 2,44% pour les mesures de fil chaud. Ces dernières ont été effectuées sur 2048 échantillonnages à  $0,6\text{kHz}$ . Le temps d'intégration pour chaque vitesse moyennée est de 3,413s.

Une procédure d'identification du coefficient d'échange convectif local a été réalisée grâce à l'utilisation de la méthode inverse.

Les données expérimentales sont comparées à deux approches numériques de type CFD sous Code\_Saturne 2.1, une RANS, elle-même décomposée en deux modèles,  $k - \omega$  SST et v2f, et l'autre LES, avec le modèle de sous-maille de Smagorinsky dynamique. Un couplage entre le modèle RANS  $k - \omega$  SST et un modèle thermique a été également réalisé avec le logiciel SYRTHES 4.0.

## 2. Méthode d'identification des transferts de chaleur

Dans ce problème, les mesures de température ont été utilisées pour identifier les coefficients d'échanges convectifs. Nous avons concentré notre étude sur la résolution d'un problème 1D en régime permanent (au centre de la plaque, l'écoulement pouvant être considéré comme 2D sachant que  $AR = 11,33$ ).

La méthode directe permet de déterminer la valeur de la température calculée, notée  $T_{cal}$ , en supposant que les valeurs de  $\varphi$  et de  $p$  sont connues. Elle implique la résolution de l'équation différentielle de la chaleur. L'équation du système dans un modèle direct est écrite alors sous la forme :

$$p + \lambda \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) = (1/e)\varphi \quad (1)$$

avec  $p$  production volumique interne liée aux pertes machines et  $\varphi$  le flux de chaleur local à la paroi.

Cette équation est alors discrétisée et résolue par la méthode des différences finies. Les différences centrées ont été utilisées pour les termes du second ordre :

$$p_i + \lambda (T_{i+1} - 2T_i + T_{i-1}/\Delta x^2) = (1/e)\varphi_i \quad (2)$$

L'équation s'écrit alors matriciellement :

$$[T_{cal}] = [A]^{-1} \cdot [(1/e) [\varphi] - p] \quad (3)$$

Cependant, la distribution de  $\varphi(x)$  n'étant pas connue dans notre cas, on compare la température mesurée par infrarouge et celle calculée par le modèle direct pour déterminer  $\varphi(x)$ , par processus itératif.

Comme expliqué par Tikhonov et Nikolayevich [8], un coefficient de régularisation, noté  $\alpha_1$ , peut être utilisé pour réduire les bruits de mesures sous la forme :

$$S = \sum_x [T_{cal}^n(x) - T_{mes}(x)]^2 + \alpha_1 \sum_x \left[ \overrightarrow{grad}(\varphi^n(x)) \right]^2 \quad (4)$$

Pendant l'itération, le flux de chaleur local à l'itération  $n+1$ ,  $\varphi^{n+1}$ , est déterminé en connaissant  $\varphi^n$  à l'itération  $n$ . La fonction S est alors minimisée par :

$$\varphi^{n+1} = \varphi^n + \Delta\varphi \quad (5)$$

avec

$$\Delta\varphi(i) = - \{ [J] [J]^t + \alpha_1 [X] \}^{-1} \{ [J] ([T_{cal}^n] [\varphi^n] - [T_{mes}] + \alpha_1 [X] [\varphi^n]) \}$$

et

$$[J] = \left[ \frac{\partial T_{cal}^n}{\partial \varphi^{n+1}} \right], [X] = \frac{1}{2} \left[ \frac{\partial S_1}{\partial \varphi^{n+1}} \right] [\varphi^{n+1}]^{-1}, S_1 = \sum_i [\varphi_{i+1}^{n+1} - \varphi_i^{n+1}]$$

En général, pour  $\alpha_1 = 0$ , la courbe présentant le coefficient d'échange convectif fluctuera beaucoup, alors que pour  $\alpha_1^{opt}$ , la courbe est lissée le plus fidèlement possible. La valeur optimale de  $\alpha$  correspond à l'optimum du conditionnement de la matrice  $([J] [J]^t + \alpha_1 [X])$ , à savoir :

$$cond([J] [J]^t + \alpha_1^{opt} [X]) = \min \{ cond([J] [J]^t + \alpha_1 [X]) \} \quad (6)$$

Nous allons décrire dans la section suivante l'approche numérique avant de présenter par la suite les résultats obtenus.

### 3. Approche numérique

La modélisation des écoulements a été réalisée par l'utilisation d'un logiciel CFD, Code\_Saturne (version 2.1, EDF [9]) couplé au code de thermique solide SYRTHES (version 4.0, Rupp et Peniguel [10]). La géométrie et le maillage ont été réalisés sur une plateforme de pré et de post-traitement, SALOME (version 6.4.0). Ce sont des codes open-source développés par EDF R&D.

En entrée du domaine de calcul ( $x/D_h = -27, 78$ ), un profil moyen de vitesse en puissance 1/7 a été appliqué et vérifié. Une condition de non-glissement et une condition de symétrie ont été appliquées respectivement sur les murs et le haut du domaine. La température moyenne appliquée en condition limite dans le domaine est de 23,5°C et le flux imposé sur la plaque est de  $\varphi = 2185 \text{ Wm}^{-2}$ , les pertes liées à l'isolation imparfaite de la plaque chauffée étant déjà prises en compte.

Notons que la longueur de buse de 0,35m est suffisante pour assurer un écoulement pleinement développé. L'écoulement étant considéré comme bidimensionnel, la hauteur de la buse  $D_h$  correspond à la moitié du diamètre hydraulique.

Pour toutes les simulations, les tailles de cellules respectent  $\Delta x^+ < 30$ ,  $\Delta y^+ \simeq 1$ ,  $\Delta z^+ < 30$ , avec  $y^+ = y \times u_\tau / \nu$ . Plusieurs tests de sensibilité au maillage ont été réalisés. Un agrandissement artificiel de la géométrie a été réalisé en sortie et en haut du domaine, afin de garantir l'innocuité des conditions aux limites sur ces frontières.

Les modèles de turbulence RANS utilisés sont le  $k - \omega$  SST et  $v_2f$  phi model. Un calcul conjugué entre la CFD et la thermique a été également réalisé, en garantissant la conservation des flux à l'interface à l'itération  $n$  sous la forme :

$$\phi_s^{(n-1)} = h^{(n-1)} (T_f^{(n-1)} - T_s^{(n)}) \quad (7)$$

$$\phi_f^{(n-1)} = h^{(n-1)} (T_s^{(n-1)} - T_f^{(n)}) \quad (8)$$

Pour la simulation des grandes échelles turbulentes, le modèle de sous-maille de Smagorinsky dynamique a été utilisé.

## 4. Résultats et analyses

Le tableau 1 présente les différentes configurations étudiées, avec  $Re_D = V_m \times D_h / \nu_{air}$ . Dans la suite de l'article, nous nous focaliserons principalement sur l'étude du *Cas b*, ce dernier étant le cas où le nombre de Reynolds est le plus élevé. Notons que le maximum du nombre de Reynolds est calculé à partir de la vitesse maximale  $V_m$  en sortie de buse.

	H	$V_m$	Max. $Re_H$	Max. $Re_D$
	m	m.s <sup>-1</sup>		
<i>Cas a</i>	0,015	14,2	13567	16280
<i>Cas b</i>	0,015	19,62	18745	22495
<i>Cas c</i>	0,025	14,2	22612	16280

Tableau 1 : *Tableau des différentes configurations étudiées*

Les figures 2 et 3 comparent les distributions de vitesse moyenne longitudinale  $\langle V_x \rangle$  pour ce qui concerne les approches du premier ordre. Ce dernier surestime  $\langle V_x \rangle / V_{max}$  de plus de 25% pour obtenues expérimentalement et numériquement en amont et en aval de la marche. Il est intéressant de noter que la LES prédit le mieux les résultats dynamiques, comparée aux mesures expérimentales, et que le modèle  $k-\omega$  SST donne de meilleurs résultats que le modèle  $v_2f$  pour ce qui concerne les fermetures du premier ordre. Ce dernier surestime  $\langle V_x \rangle / V_{max}$  de plus de 25% pour la distribution transverse.

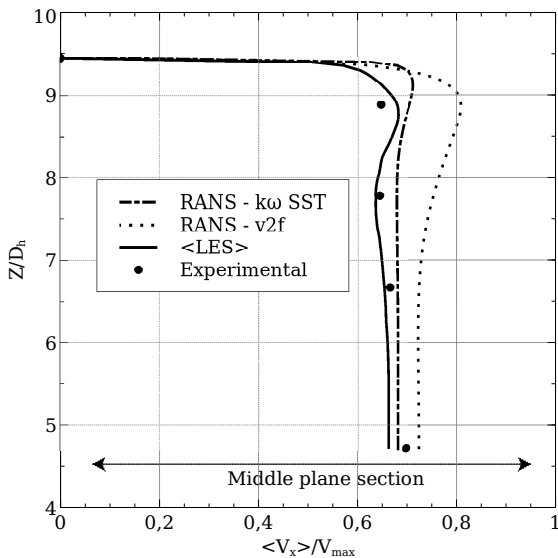


Figure 2 : *Distribution transversale de la vitesse  $\langle V_x \rangle$  en amont de la marche ( $x/D_h = -13,89$ )*

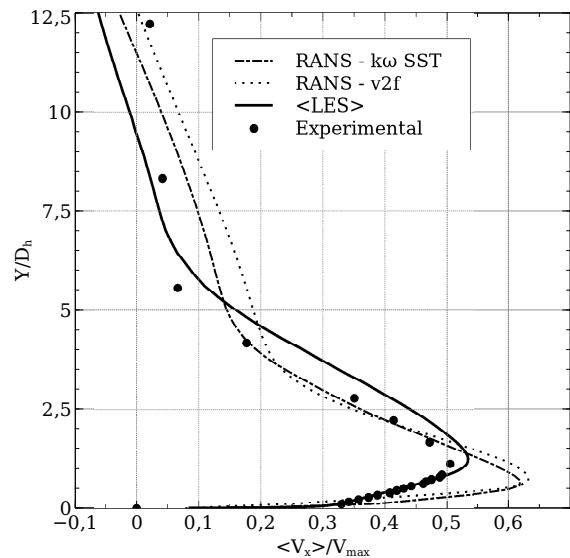


Figure 3 : *Distribution verticale de la vitesse  $\langle V_x \rangle$  ( $x/D_h = 4,98$ ) en aval ( $y/D_h = 0,83$ )*

Si l'on se focalise maintenant sur la partie thermique pour les différents cas étudiés, il a été possible de déterminer le nombre de Nusselt  $Nu_D = h \times D_h / \lambda_{air}$  avec la méthode inverse présentée auparavant. Des zones caractéristiques ont été retrouvées par caméra infrarouge, à savoir la zone de recirculation primaire et la région de redéveloppement de l'écoulement (figures 4 et 5). On peut remarquer que, logiquement, plus la vitesse est grande et plus le nombre

de Nusselt est important. La position du point froid  $x_r$  (longueur de rattachement) est égale entre les *Cas a* et *b* (pour un  $Nu_D$  maximum), prouvant ainsi que l'écoulement est pleinement turbulent pour tous les cas présentés (Adams et Johnson [5]). On peut aussi ajouter que plus la hauteur de marche est grande, et plus le nombre de Nusselt est petit avant rattachement du fluide (d'une valeur maximale moindre), avant de devenir plus important par la suite.

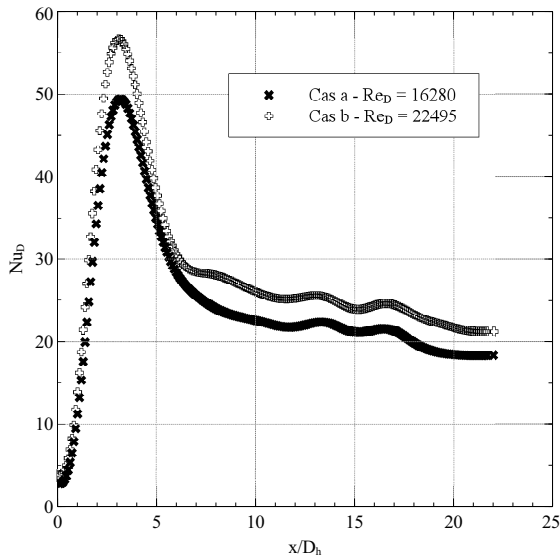


Figure 4 : Hauteur de marche fixée, avec  $H = 0,015 \text{ m}$

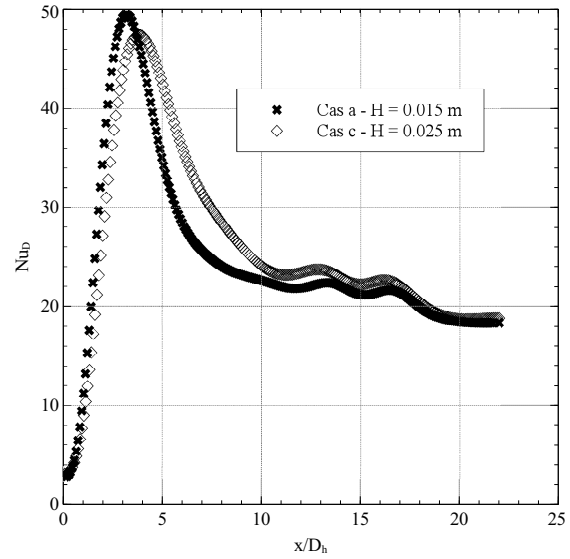


Figure 5 : Nombre de Reynolds fixé, avec  $Re_D = \frac{V_m \times D_h}{\nu} = 16280$

Concernant plus précisément la position et la température du point chaud pour le *Cas b*, le tableau 2 indique que le couplage entre le modèle RANS  $k - \omega$  SST et le code de thermique SYRTHES donne les meilleurs résultats de l'ordre de 2% d'erreur sur la position. La différence de température entre l'expérimental et le numérique est de l'ordre de 3°C.

	Exp.	Couplage $v_2f$	Couplage $k - \omega$ SST	LES
Position (m)	0,092	0,0045	0,0009	0,011
Err. relative (%)	—	51,1	2,2	19,5
Max. temp. (°C)	63,5	55,4	66,9	77,6
Diff. temp. (°C)	—	-8,1	3,4	14,1

Tableau 2 : Identification de la position et de la température du point chaud

Concernant les caractéristiques du point froid pour le même cas, le tableau 3 montre que la simulation LES se rapproche le plus des essais, avec 2 à 5% de différence. Notons qu'expérimentalement, il n'a pas été possible d'obtenir précisément la position de  $C_f = 0$  : son erreur relative a alors été calculée à partir de la position du point froid. La comparaison avec les simulations numériques s'est faite ici sur la position de la température minimale. On constate que la longueur de rattachement est égale à 3,7H, ce qui est inférieur à celle généralement trouvée dans un espace confiné (5 à 7H), rejoignant la même remarque faite par Nait Bouda *et al.* [7]. Notons que la différence de température entre la LES et l'expérimental est de l'ordre de 6°C.

	Exp.	Couplage $v_2f$	Couplage $k - \omega$ SST	LES
$C_f = 0$ (m)	—	0,073	0,065	0,059
Err. relative (%)	—	30,4	16,1	5,4
Posit. temp. (m)	0,056	0,0945	0,067	0,054
Err. relative (%)	—	68,8	19,6	1,9
Min. temp. (°C)	53	50,25	63,2	46,6
Diff. temp. (°C)	—	-2,75	10,2	-6,4

Tableau 3 : Identification de la position et de la température du point froid

Il a été finalement possible de comparer la position et les valeurs de la distribution du coefficient de frottement pariétal  $C_f$  avec celles du nombre de Nusselt ou de la température, le long de la ligne centrale en aval de la marche (figures 6 et 7). La position du point chaud est correctement donnée par  $C_f$ , par  $Nu_D$  ou par T, dans l'ordre de grandeur de leurs erreurs respectives. La même remarque peut être faite pour le point froid. Notons que la corrélation entre la température et le nombre de Nusselt n'est pas évidente du fait de l'utilisation de la méthode inverse qui ne garantit pas forcément une même tendance et a été vérifiée pour tous les cas étudiés.

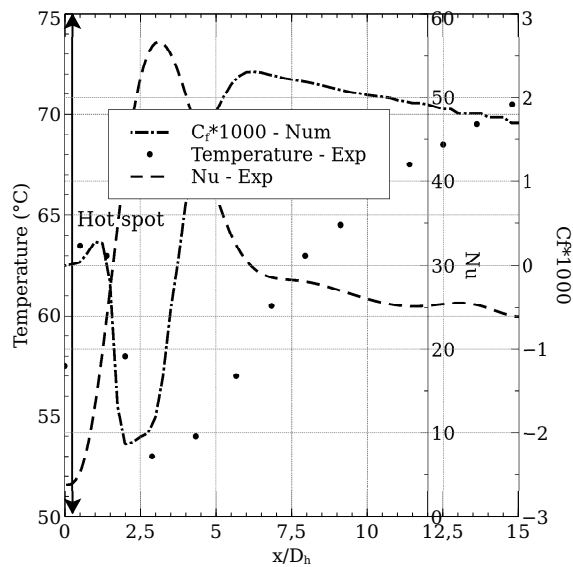


Figure 6 : Localisation du point chaud

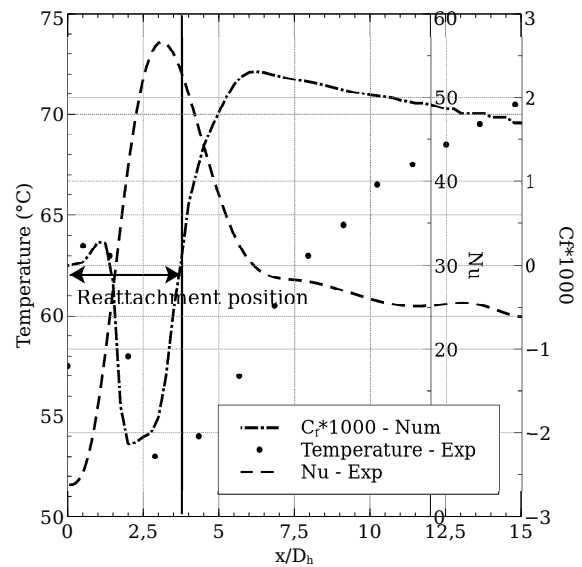


Figure 7 : Localisation du point froid

Enfin, l'analyse a été complétée par l'étude du transfert maximum de chaleur  $Nu_m = h_m x_m / \lambda_{air}$ , corrélée avec  $Re_m = V_m x_m / \nu_{air}$ , indépendamment de la hauteur de marche ou de la vitesse d'entrée. L'écoulement étant pleinement turbulent, la position  $x_m$  est corrélée à la position du point froid  $x_r$  par la relation  $x_{max} = 0,9 \times x_r$  (Boizumault *et al.* [6]). On peut alors écrire  $Nu_m$  sous la forme :

$$Nu_m = 0,106 \times Re_m^{2/3} \quad (9)$$

Les données sont correctement prédites avec un coefficient de corrélation de l'ordre de  $r = 0,9985$  et un coefficient de détermination de l'ordre de  $r^2 = 0,997$ .

## 5. Conclusions et perspectives

Les résultats obtenus numériquement, comparés à ceux du banc d'essai, donnent satisfaction, notamment pour la LES et pour le couplage CFD-Thermique avec le modèle de turbulence  $k - \omega$  SST. Plusieurs comparaisons ont été réalisées entre l'écoulement, par l'intermédiaire du coefficient de frottement pariétal  $C_f$ , et la thermique, par le nombre de Nusselt  $Nu_D$  et la température  $T$ , pour la détermination de la position du point chaud et du point froid. Les températures données par le numérique sont proches de celles obtenues expérimentalement. La longueur de rattachement a été trouvée inférieure à  $4H$  en milieu non-confiné, ce qui montre une différence notable par rapport à des mesures réalisées en confiné. Enfin il a été possible de décrire le nombre maximal de Nusselt avec le nombre de Reynolds maximal indépendamment des conditions en amont.

Ces résultats sont prometteurs pour de futures études pour lesquelles la rotation sera prise en compte dans une configuration rotor-stator. L'étude de la marche, ainsi que la configuration en rotation, sont nécessaires avant d'envisager l'étude complète d'une maquette de machine électrique tournante de grande taille de type industriel.

### Remerciements

Les auteurs souhaitent exprimer leur gratitude au projet MEDEE pour leur soutien financier, ainsi que la région Nord-Pas-de-Calais, le projet européen FEDER et l'ANRT.

### Références

- [1] D.M. DRIVER, H.L. SEEGMILLER et J. MARVIN : Time-dependent behaviour of a reattaching shear layer. *AIAA Journal*, vol. 25:pp. 914–919, 1987.
- [2] J.K. EATON et J.P. JOHNSTON : A review of research on subsonic turbulent flow reattachment. *AIAA Journal*, vol. 19:pp. 1093–1100, 1981.
- [3] F. DURST et C. TROPEA : Turbulent, backward-facing step in two-dimensional ducts and channels. *In Proc. Turbulent Shear Flow 3 Symp. Davis*, 1981.
- [4] V. DE BREDERODE et P. BRADSHAW : Three-dimensional flow in nominally two-dimensional separation bubbles. i. flow behind a rear-ward-facing step. Aeronautical report, Imperial College, 1972.
- [5] E.W. ADAMS et J.P. JOHNSON : Effects of the separating shear layer on the reattachment flow structure. *Pressure & turbulent quantities, Expts. In Fluids*, pages pp. 400–408, 1988.
- [6] F. BOIZUMAULT, S. HARMAND et B. DESMET : Influence of the characteristics of an aerodynamically perturbed flow on the local heat transfer by convection from a wall. *International Journal of heat Mass Transfer*, vol. 43:pp. 791–806, 2000.
- [7] N. NAIT BOUDA, R. SCHIESTEL, M. AMIELH, C. REY et T. BENABID : Experimental approach and numerical prediction of a turbulent wall jet over a backward-facing step. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, pages 927–944, 2008.
- [8] TIKHONOV et A. NIKOLAYEVICH : *On the stability of inverse problems*, doklady akademii nauk sssr, pp. 195-198 édition, 1963.
- [9] *Code Saturne 2.1 theory*. EDF R&D - Chatou, code saturne documentation édition, December 2011.
- [10] I. RUPP et C. PENIGUEL : *Syrthes 4.0 - user guide*. EDF R&D, December 2011.