

Etude expérimentale des échanges thermiques autour d'un outillage dans un autoclave modèle. Comparaison avec un modèle numérique.

Taleb GHAMLOUCH^{1,2*}, Stéphane ROUX², Jean-Luc BAILLEUL², Nicolas LEFÈVRE², Vincent SOBOTKA²

¹IRT Jules Verne - Chemin du Chaffault - 44340 Bouguenais France

²Université de Nantes, CNRS, Laboratoire de Thermique et énergie de Nantes, UMR 6607, La Chantrerie, rue Christian Pauc, BP 50609, 44306 Nantes cedex 3 - France

*Auteur correspondant : taleb.ghamlouch@irt-jules-verne.fr

Résumé – Dans cette étude on décrit dans un premier temps la conception et la réalisation d'un « autoclave modèle » sur la base de lois de similitude. Cet outil permet la visualisation de l'écoulement autour d'outillages représentatifs en utilisant la technique PIV (Particle Image Velocimetry) ainsi que la caractérisation des transferts de chaleur en utilisant des thermocouples et la caméra infra-rouge. L'objectif est d'obtenir une cartographie de la distribution du coefficient d'échange thermique autour de ces outillages dans différentes configurations. Les résultats expérimentaux sont ensuite comparés à ceux obtenus par simulations numériques avec un code CFD commercial.

Nomenclature

d	épaisseur de l'outillage, mm	h	coefficient d'échange thermique convectif, $W/m^2/K$
x, y	coordonnées cartésiennes	Q	débit volumique, m^3/h
T	température, $^{\circ}C$	P	puissance dissipée, W
U	composante x horizontale de la vitesse moyenne, m/s	K_d	coefficient d'échelle géométrique
V	composante y verticale de la vitesse moyenne, m/s	k	énergie cinétique de turbulence, m^2/s^2
u_{rms}	valeur r.m.s. de la composante – x de la quantité fluctuante de la vitesse, m/s	w	taux spécifique de dissipation, $1/s$
φ	flux de chaleur, W/m^2	<i>Indices et exposants</i>	
Xr	longueur de recollement, cm	∞	valeur à l'infini
		t	valeur totale
		c	convection
		h	chauffage
		N	numérique
		exp	expérimentale

1. Introduction

Comme dans tout secteur industriel, une problématique majeure dans le domaine de la mise en forme des matériaux composites est la dualité entre l'optimisation de la qualité des pièces produites et la réduction des temps de cycle nécessaires à leur production.

Dans la filière aéronautique, la cuisson des pièces composites par autoclave est largement répandue. Cette technique permet la réalisation de pièces de grandes dimensions tout en minimisant les porosités résiduelles grâce à l'application d'un cycle de température associé à un cycle de pression.

La diminution du temps de cycle et l'obtention d'une pièce de qualité passent, dans ce procédé, par la maîtrise des conditions thermiques autour de la pièce composite et de son

support, appelé outillage [1]. En effet, dans un autoclave, le transfert de chaleur entre l'ensemble pièce composite avec son support et l'environnement est fortement couplé avec l'écoulement environnant. Ce couplage est souvent modélisé par un coefficient d'échange thermique ($h - W/(m^2.K)$) [2], celui-ci dépendant des conditions d'écoulement [3].

Cependant, la géométrie de ces ensembles ainsi que leurs positionnements dans l'autoclave génèrent des écoulements complexes. Cette complexité implique des transferts thermiques non uniformes qui ont un impact direct sur la qualité des pièces fabriquées et le coefficient d'échange.

L'un des défis est d'étudier le champ d'écoulement dans un autoclave ainsi que le transfert de chaleur convectif entre le gaz pressurisé et chauffé et l'ensemble pièce composite et outillage.

Pour cela, et compte tenu des problèmes techniques liés à l'instrumentation et à la mesure dans un autoclave réel, "un autoclave modèle" à échelle réduite a été conçu et réalisé sur la base de lois de similitude. Cet outil permet la mesure du champ de vitesses autour des outillages représentatifs en utilisant la technique PIV. La caractérisation du transfert de chaleur se fait grâce à une caméra infra-rouge ainsi que des thermocouples. Afin de valider le concept, une première campagne de mesures a consisté à étudier l'écoulement autour d'un outillage ayant la forme d'une plaque rectangulaire installée dans l'autoclave modèle. Des essais thermiques ont été réalisés également afin d'obtenir une cartographie de la distribution du coefficient d'échange thermique autour de l'outillage. Les résultats expérimentaux ont ensuite été comparés à ceux obtenus par simulations numériques à partir d'un code CFD commercial.

2. Autoclave modèle

2.1. Conception et fabrication

Un autoclave réel de forme cylindrique [4] a été sélectionné pour servir de base à la conception de l'autoclave modèle. L'autoclave à l'échelle réelle consiste en une enceinte cylindrique d'une longueur de 8 m pour un diamètre de 3 m. Le gaz (air) peut être pressurisé jusqu'à 7 bars et chauffé par des résistances électriques jusqu'à 180 °C. L'outillage réel installé à l'intérieur de l'autoclave et supportant la pièce composite a été considéré comme une plaque rectangulaire de longueur 4 m. La vitesse moyenne de l'air dans la section de travail de l'autoclave a été estimée à environ 3 m/s. L'application de lois de similitude consiste à conserver les mêmes nombres adimensionnels entre l'autoclave modèle et celui à l'échelle réel, en nous plaçant dans le cas d'un écoulement gazeux incompressible, les nombres adimensionnels qui nous sont utiles sont le nombre de Reynolds (similarité dynamique) et le nombre de Prandtl (similarité énergétique). Le coefficient d'échelle géométrique (k_d – similarité d'échelle) est fixé à 7,5 ce qui résulte en un autoclave modèle de longueur 1 m et de diamètre équivalent de 40 cm. Il faut noter que le nombre de Reynolds autour de la pièce dans l'autoclave réel a été calculé en fonction des propriétés de l'air en se basant sur la température et la pression mentionnées précédemment.

Comme indiqué auparavant, des simulations numériques (CFD) ont été effectuées et les résultats obtenus concernant le champ de vitesses et la distribution du coefficient d'échange thermique sont comparés à ceux issus des mesures expérimentales réalisées au sein de l'autoclave modèle. Pour être pertinent, les conditions aux limites expérimentales doivent être bien contrôlées, en particulier la vitesse d'entrée ainsi que l'intensité de turbulence. Un point

crucial et important pour la conception du banc expérimental visait l'obtention d'un profil de vitesse uniforme et stable à l'entrée de l'autoclave modèle.

L'obtention d'un tel écoulement nécessite l'installation d'une chambre de tranquillisation bien conçue et équipée de « nids d'abeille » et de grilles métalliques afin de réduire les tourbillons et les fluctuations dans l'écoulement et donc rendre les profils de vitesse plus uniformes et plus stables. Elle nécessite également l'installation d'un convergent dont la taille et la forme sont soigneusement dimensionnées en raison de son rôle critique pour la qualité de l'écoulement dans la zone d'entrée de la section d'étude. Enfin, l'installation d'un divergent avec une géométrie bien conçue afin d'éviter les zones de recirculation, permet ainsi la « récupération » de la pression statique, et donc la réduction de la charge du ventilateur. Il faut noter que ces différents composants sont classiquement utilisés dans le domaine des souffleries [5].

Compte tenu des contraintes techniques liées à l'utilisation d'air pressurisé et chauffé dans l'autoclave modèle, la solution retenue pour l'étude des échanges convectifs est celle d'un outillage chauffant échangeant avec de l'air circulant à température et pression ambiante. Finalement, l'application des lois de similitude dynamique résulte en une vitesse moyenne d'environ 33 m/s dans la section d'étude de l'autoclave modèle (ce qui correspond à un débit d'environ 15 000 m³/h). Il faut noter que le débit d'air dans l'autoclave modèle peut être modifié grâce à un variateur de fréquence.

L'application de l'ensemble de ces spécifications techniques conduit au banc d'essais présenté dans les figures 1 et 2.



Figure 1: *Photo du banc d'essai (soufflerie à circuit fermé)*

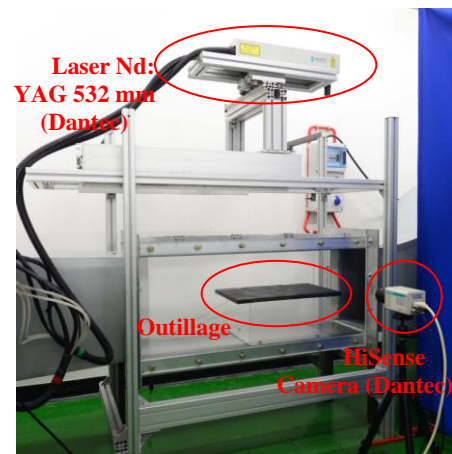


Figure 2 : *Photo de l'autoclave modèle (section d'étude)*

La figure 1 montre le banc d'essais qui est effectivement similaire à une soufflerie en circuit fermé et dont la section d'étude représente la partie « utile » de l'autoclave modèle (figure 2) où l'ensemble des outillages seront installés. Les parois de l'autoclave modèle sont en plexiglass pour permettre l'utilisation de la technique PIV.

2.2. Validation du banc d'essai

La validation du banc d'essai consiste à la réalisation de mesures de profils de vitesse de l'air dans l'autoclave modèle à vide (sans obstacle) par PIV afin de vérifier l'uniformité de l'écoulement à l'entrée de l'autoclave modèle, comme cela a été mentionné auparavant dans les spécifications techniques. Ces mesures permettent également la caractérisation de

l'écoulement en termes de vitesse (U_∞) et d'intensité de turbulence à l'infini (u_{rms}/U_∞). Ces valeurs serviront de conditions aux limites pour les simulations numériques CFD.

Les tests de validation ont été réalisés pour plusieurs débits. L'appareil PIV utilisé est de marque «Dantec» constitué d'un laser Nd: YAG 532 nm et d'une caméra HiSense avec une résolution de 2048×2048 pixels. Cette dernière a été installée et calibrée près de la zone d'entrée de l'autoclave modèle. Pour chaque configuration, 2 232 paires d'images ont été acquises. Les champs de vitesses instantanés, ont été calculés à l'aide du logiciel «DynamicStudio» puis post traités à l'aide d'un code «Matlab ©» développé au laboratoire afin de déduire les champs moyens de vitesse.

Le tableau 1 rassemble les caractéristiques de l'écoulement (U_∞) et (u_{rms}/U_∞) pour différentes valeurs de débits Q . Les faibles valeurs des intensités de turbulence (de l'ordre de 1%) ainsi que des composantes verticales de vitesse (V_∞) montrent un écoulement horizontal, stable et uniforme dans l'autoclave modèle pour l'ensemble des débits volumiques testés ce qui indique que les différents composants installés sur la veine d'essais ont été bien dimensionnés (chambre de tranquillisation, convergent et divergent). D'autre part, les valeurs des vitesses U_∞ présentent les profils uniformes dans la zone d'entrée de la section d'étude. Les résultats obtenus valident la qualité de l'écoulement dans la veine d'essais.

Q m ³ /h	U_∞ m/s	u_{rms}/U_∞ %	V_∞ m/s
160	0,35	0,85	0,01
236	0,52	0,51	0,01
1400	3,87	0,47	-0,01
5000	12,34	0,75	-0,07
10000	20,96	0,61	-0,15
15000	33,68	1,14	-0,2

Tableau 1 : *Caractéristiques de l'écoulement à l'infini*

2.3. Outillage

La validation du banc expérimental permet de passer à l'étape suivante. Cette étape consiste à étudier l'écoulement autour d'un outillage ayant la forme d'une plaque rectangulaire, toujours en utilisant la PIV (cf. figure 3). L'outillage est installé près de la zone d'entrée de l'autoclave modèle. Notons que cette étude a été effectuée en isotherme dans un premier temps. Les résultats expérimentaux sont présentés dans la partie 3 et sont comparés à ceux issus des modèles numériques (CFD).

Pour les mesures thermiques, la plaque rectangulaire chauffante est constituée principalement d'une plaque en Inox d'épaisseur 3 mm chauffée en partie basse par un film résistif. L'ensemble plaque Inox et chauffeuse est isolée dans ces parties inférieures et latérales par une enveloppe de polyamide 66. La partie inférieure est également isolée à l'aide d'une plaque de mousse «Rohacell» d'épaisseur 8mm (cf. figure 4). En effet, l'objectif est d'obtenir un flux de chaleur unidimensionnel à travers l'épaisseur de la plaque Inox afin de limiter l'instrumentation thermique à sa partie supérieure. L'outillage fait 26 cm en longueur, 30 cm de largeur pour une épaisseur (d) de 17 mm.

Pour étudier les échanges thermiques convectifs entre l'outillage et l'écoulement, la méthodologie adoptée consiste dans un premier temps à instrumenter la plaque de mousse «Rohacell» par des thermocouples sur la partie supérieure et inférieure (cf. figure 4).

L'objectif est de quantifier d'abord le flux de chaleur local qui traverse la plaque Rohacell, et ensuite déduire le flux de chaleur local (ϕ_{hx}) qui traverse la plaque Inox en connaissant le flux total du film résistif (ϕ_t). La deuxième étape consiste à mesurer le profil de température de la surface de la plaque Inox (T_x) grâce à une caméra infra-rouge.

Etant donné l'existence d'un flux de chaleur bidimensionnel dans la plaque Inox, un modèle de calcul direct a été construit sous COMSOL® et dont l'objectif est de calculer le flux de chaleur convectif local (ϕ_{cx}) entre la plaque Inox et l'écoulement. Les mesures expérimentales, i.e. le profil de température (T_x) ainsi que le flux de chaleur local (ϕ_{hx}), serviront de conditions aux limites dans le modèle de calcul.

Le flux de chaleur (ϕ_{cx}) est utilisé afin de déduire le coefficient d'échange thermique convectif local (h_x) en appliquant la loi de Newton :

$$\phi_{cx} = h_x \cdot (T_x - T_\infty) \quad (1)$$

Afin de déduire (h_x), trois puissances de chauffage différentes ($\phi_t=650 \text{ W/m}^2$, 1000 W/m^2 et 1650 W/m^2) ont été appliquées. L'objectif est d'obtenir pour chaque position « x » trois différentes valeurs de température (T_x) associées aux trois différentes valeurs de flux convectifs (ϕ_{cx}) identifiées à l'aide de COMSOL® comme c'est indiqué précédemment. Le coefficient d'échange local (h_x) est ainsi calculé pour chaque position (x) en utilisant la méthode de régression linéaire. Les résultats thermiques obtenus sont présentés dans la partie 3 et sont comparés à ceux issus des modèles numériques (CFD).

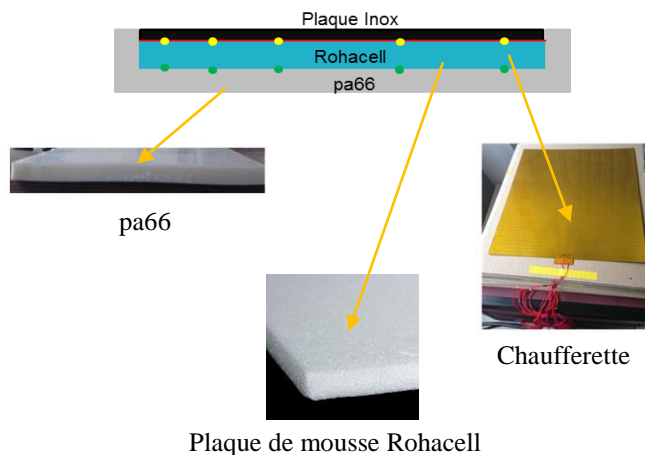


Figure 4 : Schéma descriptif de l'outillage

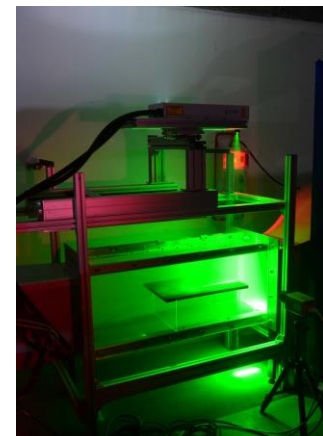


Figure 3 : Mesure PIV de l'écoulement autour de l'outillage

3. Simulations numériques (CFD)

3.1. Modèle numérique

Dans cette étude le code commercial ANSYS FLUENT® basé sur la méthode des volumes finis est utilisé pour la simulation de l'écoulement turbulent autour des outillages mais également pour la modélisation des différents modes de transfert de chaleur [6], [7]. En effet, le modèle numérique proposé est capable de coupler les différents mécanismes de transfert thermique existants dans l'autoclave modèle : conduction dans l'outillage, échanges radiatifs avec les parois de l'autoclave ainsi que les échanges convectifs avec l'air, ces derniers étant considérés prépondérants.

Des simulations numériques bidimensionnelles (2D) ont été réalisées en régime stationnaire puisque les résultats expérimentaux montrent un écoulement bidimensionnel et uniforme dans la section d'étude. Le modèle de turbulence « SST k-w » (Shear Stress Transport) a été sélectionné parmi les différents modèles de RANS (Reynolds-averaged Navier–Stokes). Sa particularité par rapport aux autres modèles est sa capacité de résoudre la sous couche limite visqueuse ce qui est d'ailleurs une condition nécessaire pour une bonne prédiction de la distribution du coefficient d'échange thermique autour de l'outillage [8].

Les caractéristiques de l'écoulement notamment sa vitesse (U_∞) et son intensité de turbulence (u_{rms}/U_∞) issues de nos résultats PIV pour les différents débits testés (voir Tableau 1), ont été imposées comme conditions aux limites sur l'entrée de la géométrie de l'autoclave modèle. Pour la partie thermique, ces conditions aux limites comprennent également la température de l'air à l'infini ainsi que la puissance de chauffage du film résistif mesurées expérimentalement.

3.2. Résultats numériques et validation – Ecoulement de l'air

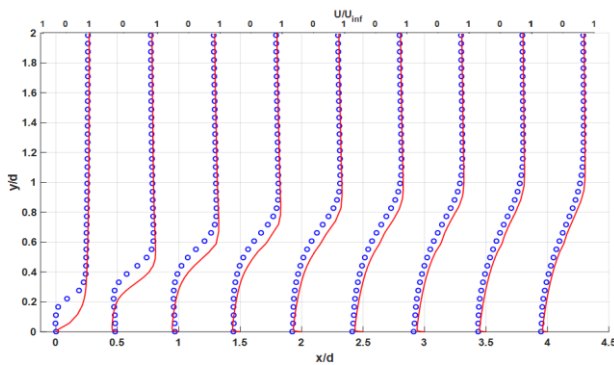


Figure 5 : Profils de vitesses dans la couche limite : \circ , mesures PIV ; —, CFD

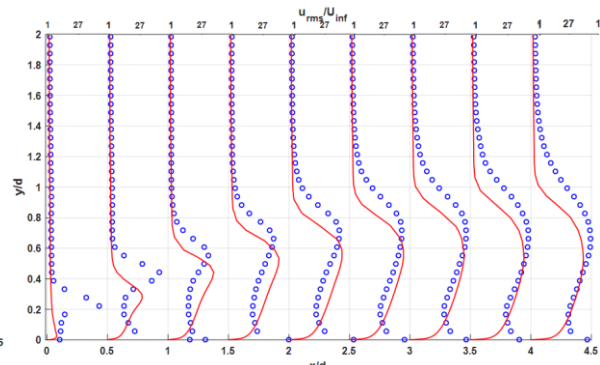


Figure 6 : Profils d'intensités de turbulence dans la couche limite : \circ , mesures PIV ; —, CFD

Les figures 5 et 6 montrent l'évolution des profils des grandeurs adimensionnelles (fig.5 : U/U_∞) et (fig.6 : u_{rms}/U_∞) dans la couche limite développée sur le bord d'attaque de l'outillage selon différentes positions (x/d). Ce bord d'attaque, sous forme carré, correspond à une zone d'étude d'une longueur de 7 cm ($x/d = 4$) de la plaque. Ces profils ont été tracés également sur toute la longueur de l'outillage (jusqu'à $x/d=15$). Les résultats présentés correspondent à un débit volumique d'environ $Q=15\,000\text{ m}^3/\text{h}$. Les lignes rouges représentent les profils obtenus par simulations numériques CFD tandis que les ronds bleus représentent les mesures PIV.

Ces profils montrent des vitesses négatives et des importantes intensités de turbulence proche de la paroi et au début de l'outillage jusqu'à environ $x/d=5$ ($X_r=8,5\text{ cm}$), à partir duquel les vitesses deviennent positives et les intensités de turbulence s'affaiblissent. Ces résultats indiquent la formation d'une zone de séparation de la couche limite au début de l'outillage et caractérisée par X_r , longueur de recollement, à partir duquel la couche limite se redéveloppe. Ce résultat aérodynamique affecte fortement le profil du coefficient d'échange thermique « h_x » comme c'est expliqué dans la partie suivante.

Ces résultats montrent une bonne corrélation entre l'expérimentale et le modèle numérique. Ainsi le modèle de simulation est validé en première étape pour un écoulement isotherme autour d'un outillage ayant la forme d'une plaque rectangulaire. Ces profils montrent

également un bon accord avec ceux obtenus dans les travaux de *N. Djilali and al.* [9] en particulier ce qui concerne la mesure de X_r .

3.3. Résultats numériques et validation – Coefficient d'échange thermique

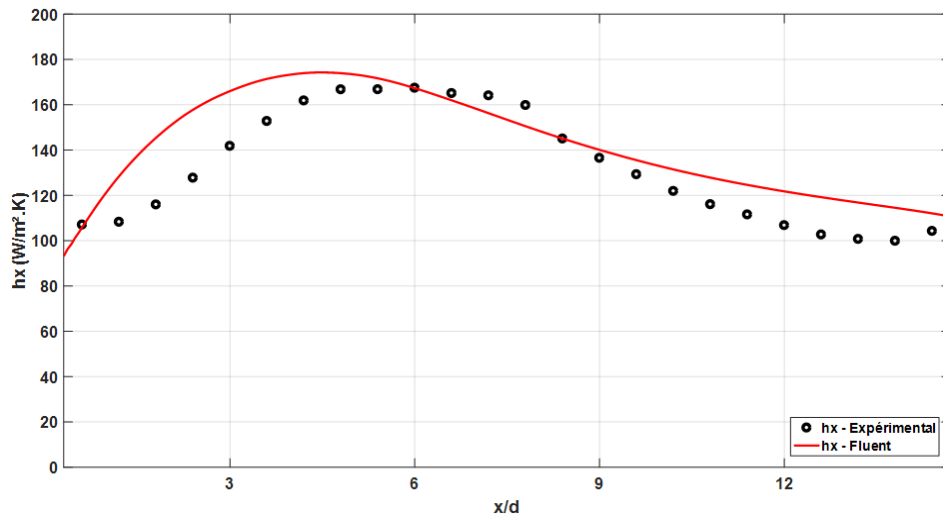


Figure 7 : Distribution du coefficient d'échange thermique autour de l'outillage

La Figure 7 représente le profil du coefficient d'échange thermique convectif « h_x » autour de l'outillage pour le débit volumique $Q=15\,000\text{ m}^3/\text{h}$. La courbe rouge représente le résultat numérique alors que les ronds noirs représentent les résultats issus des essais expérimentaux selon la méthodologie expliquée précédemment.

La comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux montre une bonne corrélation. En effet les deux résultats montrent une évolution croissante du coefficient d'échange au début de l'outillage jusqu'à environ $x/d=5$ et 6 respectivement à partir desquels « h_x » diminue. Cela est dû principalement à l'apparition de la zone de séparation de la couche limite au début de l'outillage expliquée par les profils de l'écoulement dans les figures 5 et 6. Par la suite, la diminution de « h_x » est due au recollement de la couche limite [10]. Le profil de « h_x » nous permet de déduire effectivement la longueur de recollement de la zone de séparation : $X_{rN} = 8,5\text{ cm}$ et $X_{r_{exp}} = 10,2\text{ cm}$. Ces valeurs correspondent bien à la valeur trouvée précédemment par les résultats aérodynamiques. L'erreur sur la valeur de « $X_{r_{exp}}$ » pourrait être liée à la précision de la caméra infra-rouge pendant la mesure du profil T_x . La valeur moyenne du coefficient d'échange autour de l'outillage est $127\text{ W/m}^2.\text{K}$ expérimentalement contre $140\text{ W/m}^2.\text{K}$ numériquement (environ 10% d'écart).

D'autre part ces résultats montrent une distribution non uniforme du coefficient d'échange thermique. Cette hétérogénéité contribue à l'existence de gradients de température dans l'outillage ce qui induit une mise en forme non optimale et donc un impact direct sur la qualité des pièces fabriquées dans les autoclaves réels.

4. Conclusion

Un autoclave modèle à l'échelle réduite a été conçu, fabriqué et ensuite installé en se basant sur les lois de similitude. Ce banc d'essai est capable de recréer les phénomènes physiques existant dans un autoclave réel notamment l'écoulement turbulent de gaz et les échanges thermiques convectifs. Dans cette étude, des essais expérimentaux ont été réalisés sur l'autoclave modèle et les résultats montrent un bon respect des spécifications techniques définis auparavant surtout concernant l'uniformité de l'écoulement dans la zone d'entrée et le

respect des lois de similitude. Dans ce papier, l'écoulement autour d'un outillage a été étudié en utilisant la technique PIV et les résultats montrent l'apparition d'une zone de séparation de la couche limite à environ cinq fois l'épaisseur de l'outillage. Ces résultats sont cohérents avec les résultats thermiques concernant le profil du coefficient d'échange thermique « h_x ». Ce dernier montre une distribution non uniforme du coefficient d'échange autour de l'outillage ce qui valide la problématique liée à la mise en forme des pièces composites dans les autoclaves. Des simulations numériques de l'écoulement et des échanges thermiques autour de l'outillage ont été réalisées également et les résultats montrent une bonne corrélation avec les résultats expérimentaux. Dans les futurs travaux, différentes configurations seront testées en particulier l'étude de l'écoulement et des transferts thermiques autour des plusieurs outillages installés dans l'autoclave modèle ainsi que l'utilisation d'un « outillage représentatif » dont la géométrie est plus complexe d'une plaque rectangulaire simple.

Références

- [1] C. Zhang, Y. Wang, X. Liang, B. Zhang, G. Yue, and P. Jiang, "Research with CFX software on frame mould temperature field simulation in autoclave process," *Polym. Polym. Compos.*, vol. 17, pp. 325–336, 2009.
- [2] N. Slesinger, T. Shimizu, A. Poursartip, and A. R. A. Arafath, "Heat Transfer Coefficient Distribution Inside An Autoclave," in *17Th International Conference on Composite Materials*, 2009.
- [3] T. A. Weber, J.-C. Arent, L. Münch, M. Duhovic, and J. M. Balvers, "A fast method for the generation of boundary conditions for thermal autoclave simulation," *Compos. Part A Appl. Sci. Manuf.*, vol. 88, pp. 216–225, 2016.
- [4] M. S. Gmbh, "Heißluftautoklaven für die Luft- und Raumfahrt Hot air autoclaves for aerospace industries." pp. 11–12, 2009.
- [5] R. D. Mehta and P. Bradshaw, "Design Rules for Small Low Speed Wind Tunnels," *The Aeronautical Journal*. pp. 443–449, 1979.
- [6] L. Jiao, Z. Yan-xuan, G. Pi-hai, and G. Chang-tao, "Numerical simulation and PIV experimental study of the effect of flow fields around tube artificial reefs," *Ocean Eng.*, vol. 134, no. November 2016, pp. 96–104, 2017.
- [7] P. Singh, B. V. Ravi, and S. V. Ekkad, "Experimental and numerical study of heat transfer due to developing flow in a two-pass rib roughened square duct," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 102, pp. 1245–1256, 2016.
- [8] Ansys, "Lecture 7: Turbulence modeling." 2015.
- [9] N. Djilali and I. S. Gartshore, "Turbulent Flow Around a Bluff Rectangular Plate. Part I: Experimental Investigation," *J. Fluids Engineering*, vol. 113, no. 1, pp. 51–59, 1991.
- [10] T. Ota and N. Kon, "Heat Transfer in the Separated and Reattached Flow on a Blunt Flat Plate," *J. Heat*, vol. 96, pp. 459–462, 1974.

Remerciements

Ce travail a été réalisé grâce à l'implication du « Service d'Etude et Fabrication » du « Laboratoire de Thermique et d'énergie de Nantes », notamment à messieurs Nicolas LEFÈVRE et Jérôme DELMAS pour la conception et l'installation du banc d'essai. Les auteurs remercient également l'Institut de Recherche Technologique « Jules Verne » pour son soutien financier dans le cadre de la chaire COMPETH.