

THESE DE DOCTORAT DE

L'UNIVERSITE DE NANTES

ECOLE DOCTORALE N° 602

Sciences pour l'Ingénieur

Spécialité : *Thermique - Mécanique des fluides - Automatique*

Par

Emmanuel AGYEMAN

Étude expérimentale, optimisation et régulation des transferts de chaleur lors du refroidissement d'une section d'outillage haute température par l'utilisation de multi-jets impactants

Thèse présentée et soutenue à l'IUT de Nantes, le 25 Janvier 2021

Unité de recherche : **Laboratoire GEPEA, UMR 6144**

Composition du jury :

Président du jury	Michel GRADECK	Professeur, Université de Lorraine
Rapporteurs :	Nicolas RIMBERT Cédric LEBOT	Professeur, Université de Lorraine Maître de conférences HDR, Bordeaux INP
Examineurs :	Eva DORIGNAC Michel GRADECK Damien LECOINTE	Professeur, Université de Poitiers Professeur, Université de Lorraine Ingénieur de recherche, IRT Jules Verne
	Pierre MOUSSEAU Alain SARDA Denis EDELIN	Professeur, directeur de thèse, Université de Nantes Maître de conférences, co-encadrant de thèse, Université de Nantes Enseignant-chercheur, co-encadrant de thèse, ICAM

**<< Action without thought is empty.
Thought without action is blind >>**

Kwame Nkrumah

Sommaire général

Sommaire général	i
Liste des illustrations	ii
Liste des tableaux	x
Remerciements	xi
I Introduction générale	1
II Etude bibliographique	11
III Études expérimentales qualitatives et études numériques	60
IV Description du banc expérimental	90
V Résultats expérimentaux, analyse de la vitesse de refroidissement et de l'homogénéité thermique de la surface supérieure de l'élément test	112
VI Régulation de la vitesse de refroidissement de l'élément test	150
VII Conclusion générale et perspectives	172
Références:	177
Annexes	191

Liste des illustrations

Figure I-1: Projets sur l'innovation des procédés de mise en forme des composites thermoplastiques.	2
Figure I-2 : Différents axes de recherche du programme PERFORM.	3
Figure I-3: Système de refroidissement des moules [4].	4
Figure I-4: Configuration des canaux de refroidissement: a) Canaux connectés en parallèle b) Canaux connectés en série [4].	4
Figure I-5: Effet d'un emplacement de canaux non optimal [4].	5
Figure I-6: Illustration des canaux conformes [4].	5
Figure I-7: Influence de la densité de flux thermique sur la distribution des phases de l'eau le long d'un canal cylindrique pendant un écoulement diphasique [5].	6
Figure I-8: Influence du débit d'eau sur la distribution des phases de l'eau le long d'un canal cylindrique pendant un écoulement diphasique [5].	7
Figure I-9: Distribution de la température le long d'un canal cylindrique pendant un écoulement diphasique de l'eau [6].	7
Figure I-10 : Illustration de la méthode de refroidissement testée dans la thèse.	8
Figure II-1: Ordre de grandeur des coefficients d'échange convectif selon la nature, l'état du fluide, type de convection et la méthode de refroidissement [8].	14
Figure II-2 : Comparaison entre les types d'échange de la chaleur par ébullition, refroidissement par convection naturelle d'un liquide (FC-72) et refroidissement par convection forcée par de l'air [7].	15
Figure II-3 : Courbe d'ébullition [9].	16
Figure II-4 : Refroidissement de plusieurs modules à multi-puces par thermosiphon [7].	17
Figure II-5 : Influence de la pression du fluide caloporteur sur la densité de flux thermique lors d'un refroidissement par trempé [11].	18
Figure II-6 : CHF pendant le refroidissement des modules à multi-puces en fonction de la température d'entrée pour : a) Liquide saturé et , b) Liquide sous-refroidi [7].	19
Figure II-7 : Effets sur le CHF de la vitesse d'écoulement, la température du liquide de refroidissement et l'orientation du tube [15].	19
Figure II-8 : Régimes d'écoulement en convection forcée – cylindre vertical [20].	20
Figure II-9 : Régimes d'écoulement en convection forcée – cylindre horizontal [23].	21
Figure II-10 : Refroidissement par microcanaux et minicanaux pour : a) Refroidissement direct et, b) Refroidissement indirect [7].	23
Figure II-11 : a) jet libre, b) jet submergé [35].	24
Figure II-12 : Visualisation d'un jet rond pour $Re = 5500$ [37].	25
Figure II-13 : Distribution radiale du nombre de Nusselt sur la surface pendant l'impact d'un jet rond immergé pour $H/D = 2$ et divers nombres de Reynolds [36].	26
Figure II-14 : Visualisation par fumée d'un jet rond impactant pour $Re = 10000$ et $H/D = 2$ [38].	26
Figure II-15 : Distribution de la densité de flux thermique sur une paroi impactée par un jet d'air chaud [39].	26
Figure II-16 : a) Différents types d'orifices testés, b) Influence de la géométrie de l'orifice sur le nombre de Nusselt [40].	27
Figure II-17 : Influence du nombre de Mach sur le refroidissement par un jet impactant [42].	28

Figure II-18 : Tomographie laser d'un jet plan (fente d'épaisseur e) à $Re = 500$ pour différents valeurs du nombre de Strouhal [44].	29
Figure II-19 : a) Effets de la concavité de la surface sur le nombre de Nusselt moyen, b) Effets de la concavité de la surface sur le nombre de Nusselt au niveau du point de stagnation du jet, c) Illustration des différentes parois testées [45].	30
Figure II-20 : Classification de jets impactants [49].	31
Figure II-21 : Profils de vitesse, de pression et zones de circulation d'un jet circulaire [46].	32
Figure II-22 : Courbe d'ébullition d'un jet impactant [54].	33
Figure II-23 : Modes de transfert thermique dans la zone mouillée par un jet impactant sur un plateau d'acier fixe [58].	34
Figure II-24 : Distribution de T , h , et q sur la surface 0,5 s après l'impact d'un jet d'eau sur une plaque d'acier [59].	35
Figure II-25 : Evolution du nombre de Nusselt au niveau du point de stagnation en fonction de la distance entre la plaque et l'injecteur [60].	36
Figure II-26 : Distribution de T , h , et q sur la surface 4,5 s après l'impact de deux jets d'eau sur une plaque en acier [61].	37
Figure II-27 : Illustration de la forme d'un spray impactant [90].	41
Figure II-28 : Illustration de la désintégration d'un jet liquide [92].	42
Figure II-29 : Modes de pulvérisation [94].	43
Figure II-30 : Différents types d'atomiseurs [94].	44
Figure II-31 : Différents formes de sprays générés par des buses à pression [89].	44
Figure II-32 : Classification de sprays en fonction du nombre de gouttes qui impactent la surface : a) Spray dilué, b) spray intermédiaire et c) spray dense [96]–[98].	45
Figure II-33 : Représentation schématique de : a) Spray orienté vers le bas, b) Spray orienté vers le bas impactant une petite surface, c) Spray orienté vers le haut, (d) Spray orienté dans l'axe horizontal et, e) Spray incliné [89].	45
Figure II-34 : Principe utilisé pour le développement du modèle d'estimation du débit par unité de superficie [102].	48
Figure II-35 : Modes de transferts thermiques présents pendant le refroidissement d'une surface par un spray impactant [92].	49
Figure II-36 : Courbe d'ébullition typique [109].	49
Figure II-37 : Illustration du remplacement de la couche d'eau par une couche de vapeur [110].	50
Figure II-38 : Forme idéalisée d'une couche de vapeur formée sur la surface pendant le CHF [111].	50
Figure II-39 : Schéma du banc expérimental de Lin et al. [112].	51
Figure II-40 : Schéma du banc expérimental de Yan et al. [113].	52
Figure II-41 : Schéma du banc expérimental de Lin et Leland [115].	52
Figure II-42 : Différentes orientations pour refroidissement par spray impactant, (a) Horizontale vers le haut, (b) Verticale, (c) Horizontale vers le bas [115].	53
Figure II-43 : Emplacement des Siphons [116].	53
Figure II-44 : Comparaison de la performance thermique des jets et des sprays impactants [118].	55
Figure II-45 : Distributions de la rugosité sur les surfaces S4, S5, S6, et S7 [119].	56
Figure II-46 : Evolution du flux en fonction de la température de surchauffe pour surfaces à rugosités différentes [119].	56
Figure II-47. Mode de fonctionnement d'un matériau poreux [120].	57
Figure III-1: a) Image du banc expérimental, b) Schéma illustrant les différents composants du banc expérimental.	64

Figure III-2: Influence des débits des fluides sur la superficie et la forme de la zone mouillée	65
Figure III-3: Influence d'une augmentation continue du débit d'air sur la stabilité des jets pour $d = 1$ mm, a) $\sigma = 0,75$, b) $\sigma = 0,61$, c) $\sigma = 0,52$.	66
Figure III-4 : Illustration du point de mesure des températures.	67
Figure III-5 : Influence des débits des fluides sur, a) L'évolution de la température sur le point A en fonction du temps, b) L'évolution de la vitesse de chauffage en fonction du temps, c) Distribution de la température le long de la surface extérieure du tube extérieur à $t = 40$ s.	69
Figure III-6 : Diffusion de la chaleur le long du tube pendant l'impact d'un jet d'eau chaud.	69
Figure III-7 : a) Schéma illustrant les différents composants du banc expérimental, b) Dimensionnement du bloc d'acier.	71
Figure III-8 : Images illustrant les phénomènes d'ébullition lors de l'impact d'un jet d'eau sur une paroi concave surchauffée ($T_i = 310$ °C, $Re_j = 3600$) : a) Dans le sens de la pesanteur, b) Dans le sens opposé de la pesanteur.	73
Figure III-9 : Refroidissement par un seul jet, a) Évolution de la température en fonction du temps dans la zone A, b) Évolution de la température en fonction du temps dans la zone B, c) Évolution de la température en fonction du temps dans la zone C, d) Illustration du positionnement des différentes zones.	74
Figure III-10 : Refroidissement par deux jets ayant un nombre de Reynolds de 3600, a) Fréquence d'acquisition de 10 ms, b) Fréquence d'acquisition de 1 ms, c) Positionnement des thermocouples sur la paroi.	75
Figure III-11 : Géométrie et conditions limites, a) Géométrie de l'outillage, Ω b) Zones de répartition des densités de flux thermique sur la surface du canal, Ω_1 c) Pertes par convection naturelle sur toutes les surfaces extérieures de l'outillage, Ω_2 .	78
Figure III-12 : Évolution des densités de flux thermique sur les différentes zones de la surface du canal [61], [124].	79
Figure III-13 : Maillage retenu pour les simulations.	79
Figure III-14: Évolution des écarts de température maximum en fonction du temps.	80
Figure III-15 : Cartographie thermique de l'outillage à $t = 500$ s (température en K).	80
Figure III-16 : Illustration du positionnement des canaux dans l'outillage.	81
Figure III-17 : Évolution des écarts de température maximum en fonction du temps pour un scénario de refroidissement par 2 canaux.	82
Figure III-18 : Cartographie thermique d'un outillage à deux canaux à $t = 500$ s (Température en K).	82
Figure III-19 : Paramètres à régler lors du pilotage de la vitesse de refroidissement.	83
Figure III-20 : Schéma illustrant le pilotage de la vitesse de refroidissement et l'optimisation de la valeur de h.	84
Figure III-21 : Évolution du coefficient d'échange en fonction de la vitesse de refroidissement.	85
Figure III-22 : Évolution de la température moyenne (T_s) par rapport à la température de consigne (T_c) en fonction du temps pour différentes vitesses de refroidissement, a) 2 °C.min ⁻¹ , b) 5 °C.min ⁻¹ , c) 10 °C.min ⁻¹ , d) 15 °C.min ⁻¹ , e) 20 °C.min ⁻¹ , f) 25 °C.min ⁻¹ .	86
Figure IV-1: Illustration de la méthode de refroidissement testée.	91
Figure IV-2 : Schéma du banc expérimental.	92
Figure IV-3 : Montage complet du banc expérimental.	93
Figure IV-4: Joint en mastic silicone entre le tube en quartz et l'élément test : a) Image du joint, b) Vue en coupe du joint (plan yz).	94
Figure IV-5: a) Image des supports des tubes concentriques, b) Vue éclatée des sections des supports des tubes et des tubes (plan yz).	95
Figure IV-6: Supports de l'élément test.	95

Figure IV-7: Alignement de l'axe du canal à l'axe du tube central.	95
Figure IV-8: Mesures contre l'endommagement des tubes en quartz lors de la dilatation thermique de l'élément test : a) Glissière, b) Desserrage de la vis de serrage.	96
Figure IV-9: Vue de l'élément test en 3D : a) Vue non transparente, b) Vue transparente.	97
Figure IV-10: Vues en plan de l'élément test.	98
Figure IV-11: Illustration des zones de contrôle du chauffage de l'élément test.	98
Figure IV-12: a) Image du positionnement des thermocouples sur la surface supérieure de l'élément test, b) Illustration des points de soudure des thermocouples.	99
Figure IV-13: Isolation de l'élément test.	100
Figure IV-14: Influence de l'isolant sur les pertes de la chaleur au niveau des surfaces extérieures de l'élément test.	100
Figure IV-15: Orifices des jets.	101
Figure IV-16: Illustration de l'approche utilisée pour aligner les orifices vers la verticale, a) Ligne de repère, b) Point d'intersection entre la ligne de repère et la ligne verticale tracées sur le support du tube centrale.	101
Figure IV-17: Image haute définition de chaque orifice : a) Orifice 1, b) Orifice 2, c) Orifice 3, d) Orifice 4, e) Orifice 5, f) Orifice 6, g) Orifice 7, h) Illustration de l'emplacement des orifices par rapport à l'entrée du canal.	103
Figure IV-18: Illustration de l'approche utilisée pour mesurer les surfaces des orifices, a) Contours tracés à la main, b) Conversion de pixels en mm en se servant de la mesure de référence.	103
Figure IV-19: a) Image de l'insertion des cartouches chauffantes dans l'élément test, b) Image des cartouches chauffantes.	105
Figure IV-20: Section d'une cartouche chauffante.	106
Figure IV-21: Variateur de puissance opto-isolé.	106
Figure IV-22: Image de la surface supérieure de l'élément test peinte en noire.	107
Figure IV-23: Cartographie thermique de la surface supérieure de l'élément test pendant la phase de chauffage : a) $t = 30$ s, b) $t = 60$ s, c) $t = 120$ s, d) $t = 180$ s.	107
Figure IV-24 : Profils de température sur la longueur de l'élément test pour différents instants (mesurée par caméra thermique).	108
Figure IV-25: Boîtier de contrôle des débitmètres et des électrovannes.	109
Figure IV-26: Carte de commande National Instruments.	109
Figure IV-27: Schéma électrique du banc expérimental.	109
Figure V-1 : Numérotation des 25 thermocouples placés sur la surface de l'élément test.	117
Figure V-2 : État du champ de température de la surface à la fin du chauffage, a) Distribution de la température sur la longueur de la surface, b) Distribution de la température sur la largeur de la surface.	118
Figure V-3 : L'état du champ de température de la surface à l'état initiale du refroidissement par jets impactants, a) Distribution de la température sur la longueur de la surface, b) Distribution de la température sur la largeur de la surface.	118
Figure V-4 : a) Evolution des températures sur la partie centrale de la surface au cours de temps, b) Evolutions des vitesses de refroidissement sur la partie centrale de la surface au cours du temps ($Q_e = 1,2 \text{ l.min}^{-1}$, $Q_a = 58 \text{ l.min}^{-1}$).	120
Figure V-5 : Évolution de la température et de la vitesse de refroidissement moyenne au cours du temps ($Q_e = 1,2 \text{ l.min}^{-1}$, $Q_a = 58 \text{ l.min}^{-1}$).	121
Figure V-6 : Schéma illustrant le modèle numérique utilisé pour la méthode inverse.	122
Figure V-7 : Points d'extraction des mesures utilisées pour la méthode inverse.	123
Figure V-8 : Evolution de, a) La densité de flux thermique en fonction du temps et de, b) La température de paroi en fonction du temps ($Q_e = 1,2 \text{ l.min}^{-1}$, $Q_a = 58 \text{ l.min}^{-1}$).	123

- Figure V-9 : Courbe d'ébullition du refroidissement par multiples jets impactants et un écoulement d'air transverse ($Q_e = 1,2 \text{ l.min}^{-1}$, $Q_a = 58 \text{ l.min}^{-1}$). 124
- Figure V-10 : Évaluation de l'homogénéité de la température sur la longueur de la surface supérieure de l'élément test au cours du refroidissement ($Q_e = 1,2 \text{ l.min}^{-1}$, $Q_a = 58 \text{ l.min}^{-1}$). 126
- Figure V-11 : Distribution de la température sur la longueur de la surface supérieure de l'élément test pour $t = 300 \text{ s}$ ($Q_e = 1,2 \text{ l.min}^{-1}$, $Q_a = 58 \text{ l.min}^{-1}$). 127
- Figure V-12 : Évaluation de l'homogénéité de la température sur la largeur de la surface supérieure de l'élément test au cours du refroidissement ($Q_e = 1,2 \text{ l.min}^{-1}$, $Q_a = 58 \text{ l.min}^{-1}$). 128
- Figure V-13 : Distribution de la température sur la largeur (profil 2) de la surface supérieure de l'élément test pour $t = 300 \text{ s}$ ($Q_e = 1,2 \text{ l.min}^{-1}$, $Q_a = 58 \text{ l.min}^{-1}$). 128
- Figure V-14 : Schéma illustrant l'influence du positionnement du canal de refroidissement sur la distribution de la température et la vitesse de refroidissement sur la largeur de la surface de l'élément test. 129
- Figure V-15 : Influence du débit d'eau sur, a) L'évolution de la température moyenne de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps, b) L'évolution de la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps ($Q_a = 90 \text{ l.min}^{-1}$). 131
- Figure V-16 : Influence du débit d'eau sur, a) L'évolution de la température moyenne de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps, b) L'évolution de la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps ($Q_e = 1,6 \text{ l.min}^{-1}$). 132
- Figure V-17 : Influence des débits des fluides sur la vitesse de refroidissement maximale. 133
- Figure V-18 : Évolution de, a) La densité de flux thermique en fonction du temps et de, b) La température de paroi en fonction du temps ($Q_a = 58 \text{ l.min}^{-1}$), c) Influence du débit d'eau sur la courbe d'ébullition ($Q_a = 58 \text{ l.min}^{-1}$) 135
- Figure V-19: Évaluation de l'homogénéité de la température sur la longueur de la surface supérieure de l'élément test pour un débit d'eau de $0,6 \text{ l.min}^{-1}$: a) Écart moyen, b) Écart type, c) Écart maximum, d) Distribution de la température sur la longueur de l'élément test pour $t=300 \text{ s}$. 136
- Figure V-20: Évaluation de l'homogénéité de la température sur la longueur de la surface supérieure de l'élément test pour un débit d'eau de $1,2 \text{ l.min}^{-1}$: a) Écart moyen, b) Écart type, c) Écart maximum, d) Distribution de la température sur la longueur de l'élément test pour $t=300 \text{ s}$. 138
- Figure V-21: Évaluation de l'homogénéité de la température sur la longueur de la surface supérieure de l'élément test pour un débit d'eau de $1,6 \text{ l.min}^{-1}$: a) Écart moyen, b) Écart type, c) Écart maximum, d) Distribution de la température sur la longueur de l'élément test pour $t=300 \text{ s}$. 139
- Figure V-22: Évaluation de l'homogénéité de la température sur la largeur de la surface supérieure de l'élément test pour un débit d'eau de $0,6 \text{ l.min}^{-1}$: a) Écart moyen, b) Écart type, c) Écart maximum, d) Distribution de la température sur le profil 2 pour $t=300 \text{ s}$. 140
- Figure V-23 : Évaluation de l'homogénéité de la température sur la longueur de la surface supérieure de l'élément test pour différentes valeurs de S: a) Écart moyen, b) Écart type, c) Écart maximum, d) Distribution de la température sur la longueur de l'élément test pour $t=300 \text{ s}$. 142
- Figure V-24: Influence de la température de l'eau, a) Évolution de la température moyenne de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps, b) Évolution de la vitesse de refroidissement de la surface supérieure en fonction du temps. 144
- Figure V-25: Évolution de la température et de la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test pour un débit d'air de 380 l.min^{-1} . 145

Figure V-26: Évaluation de l'homogénéité de la surface supérieure de l'élément test sur sa longueur pour un débit d'air de 380 l.min ⁻¹ : a) Évolution des critères d'évaluation en fonction du temps, b) Distribution de la température sur la longueur de l'élément test dans des instants différents.	146
Figure V-27: Évaluation de l'homogénéité de la surface supérieure de l'élément test sur sa largeur pour un débit d'air de 380 l.min ⁻¹ : a) Évolution des critères d'évaluation en fonction du temps, b) Distribution de la température sur la largeur de l'élément test (profil 2) dans des instants différents.	147
Figure VI-1 : Algorithme de pilotage du refroidissement du bloc d'acier.	152
Figure VI-2: Évolution de la température moyenne de la surface supérieure du bloc en fonction du temps pour des vitesses de refroidissement différentes : a) 5 °C.min ⁻¹ , b) 10 °C.min ⁻¹ , c) 15 °C.min ⁻¹ , d) 20 °C.min ⁻¹ , e) 25 °C.min ⁻¹ .	153
Figure VI-3: Plages de température contrôlable pour chaque vitesse de refroidissement testée.	154
Figure VI-4 : Valeurs de l'écart quadratique moyen pour différentes vitesses de refroidissement.	155
Figure VI-5: Description du MPC.	157
Figure VI-6: Illustration du principe de fonctionnement d'un MPC.	158
Figure VI-7: Évolution du débit d'eau, de la température moyenne et de la vitesse de refroidissement de la surface supérieure du bloc d'acier en fonction du temps.	160
Figure VI-8: Signal d'entrée et signal de sorti utilisés pour créer la fonction de transfert.	161
Figure VI-9: Comparaison entre la température mesurée et la température simulée par la fonction de transfert.	161
Figure VI-10: Réponse impulsionnelle de l'élément test déterminée par la fonction de transfert.	162
Figure VI-11: a) Vitesse de refroidissement de 5 °C.min ⁻¹ , b) Vitesse de refroidissement de 10 °C.min ⁻¹ , c) Vitesse de refroidissement de 15 °C.min ⁻¹ , d) Vitesse de refroidissement de 20 °C.min ⁻¹ .	164
Figure VI-12: Illustration de l'étape d'apprentissage d'un modèle prédictif.	164
Figure VI-13: Procédure d'optimisation des modèles.	166
Figure VI-14: Évaluation de la précision d'estimation du modèle ARMAX.	167
Figure VI-15 : Évaluation de la précision de prédiction du modèle ARMAX, a) Expériences R1 à R3, b) Expériences R7 à R10.	167
Figure VI-16 : Évaluation de la précision d'estimation de la fonction de transfert.	168
Figure VI-17: Validation de la précision de prédiction de la fonction de transfert, a) Expériences R1 à R3, b) Expériences R7 à R10.	168
Figure VI-18: Comparaison de la précision des modèles pour différentes vitesses de refroidissement, a) 5 °C.min ⁻¹ , b) 10 °C.min ⁻¹ , c) 15 °C.min ⁻¹ , d) 20 °C.min ⁻¹ , e) 25 °C.min ⁻¹ .	170
Figure VI-19: Valeurs de la RMC pour différentes vitesses de refroidissement et pour différentes approches de refroidissement autonome.	170
Figure VII-1 : Moule de mise en forme des composites thermoplastiques Roctool®.	173
Figure VII-2 : a) Évolution des températures moyennes des surfaces supérieure et inférieure du moule pendant un cycle de cuisson, b) Évolution des écarts de température maximum des surfaces supérieure et inférieure du moule pendant un cycle de cuisson.	174
Figure 0-1 : a) Condition aux limites, b) Sources de puissance.	192
Figure 0-2 : Emplacements des capteurs sur la surface supérieure de l'élément test.	193
Figure 0-3 : Illustration de la méthode inverse.	194
Figure 0-4 : Sensibilités normalisées en fonction du temps.	196
Figure 0-5 : Evolution de la valeur de la fonction coût en fonction du nombre d'itérations.	197

Figure 0-6 : Comparaison entre le profil de température moyen de la surface supérieure mesurée expérimentalement et le profil obtenu numériquement après l'optimisation des paramètres.	198
Figure 0-7 : Principe de la méthode de Beck.	200
Figure 0-8 : Algorithme d'exécution de la méthode.	201
Figure 0-9 : Evolution des propriétés de l'acier 316 L en fonction de la température [128].	202
Figure 0-10 : Influence du r sur l'écart quadratique entre les mesures expérimentales et les températures calculées pour $dt = 4$ s.	203
Figure 0-11 : Influence du pas de temps (dt) sur l'écart quadratique entre les mesures expérimentales et les températures calculées pour $r = 5$.	203
Figure 0-12 : Influence du pas de temps sur l'écart quadratique entre les mesures expérimentales et les températures calculées pour un horizon fixe ($r \cdot dt = 100$).	204
Figure 0-13 : Influence du coefficient d'échange imposé sur les surfaces extérieures sur : a) Les valeurs des flux estimées, b) L'écart quadratique moyen et les écarts absolus entre les mesures expérimentales et les températures calculées.	204
Figure 0-14 : Evolution des incertitudes sur les valeurs de q estimées en fonction du temps pour un bruit de mesure de $0,74$ °C.	205
Figure 0-15 : Cartographie thermique de la surface supérieure de l'élément test pendant son refroidissement ($Q_e = 2,6$ l.min ⁻¹ , $Q_a = 58$ l.min ⁻¹) : a) État initial ($T_i = 300$ °C), b) 120 s après l'enclenchement des jets, c) 240 s après l'enclenchement des jets, d) 360 s après l'enclenchement des jets.	206
Figure 0-16 : Profils de température sur la longueur de l'élément test pour différents instants (mesurée par une caméra thermique).	207
Figure 0-17 : Influence du débit d'eau sur, a) L'évolution de la température moyenne de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps, b) L'évolution de la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps ($Q_a = 58$ l.min ⁻¹).	208
Figure 0-18 : Influence du débit d'eau sur, a) L'évolution de la température moyenne de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps, b) L'évolution de la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps ($Q_a = 150$ l.min ⁻¹).	209
Figure 0-19 : Influence du débit d'eau sur, a) L'évolution de la température moyenne de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps, b) L'évolution de la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps ($Q_a = 250$ l.min ⁻¹).	209
Figure 0-20 : Influence du débit d'eau sur, a) L'évolution de la température moyenne de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps, b) L'évolution de la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps ($Q_a = 410$ l.min ⁻¹).	210
Figure 0-21 : Influence du débit d'eau sur, a) L'évolution de la température moyenne de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps, b) L'évolution de la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps ($Q_e = 0,6$ l.min ⁻¹).	211
Figure 0-22 : Influence du débit d'eau sur, a) L'évolution de la température moyenne de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps, b) L'évolution de la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps ($Q_e = 1,2$ l.min ⁻¹).	211
Figure 0-23 : Influence du débit d'eau sur, a) L'évolution de la température moyenne de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps, b) L'évolution de la vitesse de	

refroidissement de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps ($Q_e = 2,6 \text{ l.min}^{-1}$). 212

Figure 0-24 : Influence du débit d'eau sur, a) L'évolution de la température moyenne de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps, b) L'évolution de la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps ($Q_e = 3,5 \text{ l.min}^{-1}$). 212

Figure 0-25 : Evaluation de l'homogénéité de la température sur la longueur de la surface supérieure de l'élément test pour un débit d'eau de $2,6 \text{ l.min}^{-1}$: a) Ecart moyen, b) Ecart type, c) Ecart maximum, d) Distribution de la température sur la longueur de l'élément test pour $t=300 \text{ s}$. 213

Figure 0-26 : Evaluation de l'homogénéité de la température sur la longueur de la surface supérieure de l'élément test pour un débit d'eau de $3,5 \text{ l.min}^{-1}$: a) Ecart moyen, b) Ecart type, c) Ecart maximum, d) Distribution de la température sur la longueur de l'élément test pour $t=300 \text{ s}$. 214

Figure 0-27 : Evaluation de l'homogénéité de la température sur la largeur de la surface supérieure de l'élément test pour un débit d'eau de $1,2 \text{ l.min}^{-1}$: a) Ecart moyen, b) Ecart type, c) Ecart maximum, d) Distribution de la température sur le profil 2 pour $t=300 \text{ s}$. 215

Figure 0-28 : Evaluation de l'homogénéité de la température sur la largeur de la surface supérieure de l'élément test pour un débit d'eau de $1,6 \text{ l.min}^{-1}$: a) Ecart moyen, b) Ecart type, c) Ecart maximum, d) Distribution de la température sur le profil 2 pour $t=300 \text{ s}$. 216

Figure 0-29 : Evaluation de l'homogénéité de la température sur la largeur de la surface supérieure de l'élément test pour un débit d'eau de $2,6 \text{ l.min}^{-1}$: a) Ecart moyen, b) Ecart type, c) Ecart maximum, d) Distribution de la température sur le profil 2 pour $t=300 \text{ s}$. 217

Figure 0-30 : Evaluation de l'homogénéité de la température sur la largeur de la surface supérieure de l'élément test pour un débit d'eau de $3,5 \text{ l.min}^{-1}$: a) Ecart moyen, b) Ecart type, c) Ecart maximum, d) Distribution de la température sur le profil 2 pour $t=300 \text{ s}$. 218

Liste des tableaux

Tableau II-1 : Synthèse des travaux sur le refroidissement par écoulement diphasique.	22
Tableau II-2 : Synthèse des travaux sur le refroidissement par microcanaux et par minicanaux (orientation horizontal).	23
Tableau II-3 : Synthèse des travaux sur le refroidissement par jets d'air (régime stationnaire).	30
Tableau II-4. Synthèse de quelques travaux sur les jets d'eau.	39
Tableau II-5. Synthèse des travaux impliquant la thermique des sprays impactants.	54
Tableau II-6. Comparaison de la performance thermique de 3 sprays différents et d'un jet impactant ($T_i = 546 \text{ °C}$) [116].	54
Tableau III-1 : Valeurs de h optimales pour différentes vitesses de refroidissement.	85
Tableau IV-1: Comparaison des surfaces et des débits d'eau provenant des orifices.	104
Tableau IV-2: Propriétés thermiques des composants des cartouches chauffantes (tirées de la littérature).	106
Tableau V-1 : Valeurs des débits d'eau mesurées pendant les expériences.	116
Tableau V-2 : Nombres de Reynolds des fluides.	119
Tableau V-3 : Valeurs de σ pour différentes combinaison de débit d'eau et de débit d'air.	137
Tableau V-4 : Paramètres expérimentaux.	141
Tableau V-5: Valeurs exactes des températures et des débits mesurées au cours des expériences.	143
Tableau VI-1: Synthèse des expériences effectuées afin de créer et de valider les modèles prédictifs.	163
Tableau 0-1 : Comparaison entre les valeurs réelles et les valeurs obtenues par la méthode inverse.	196
Tableau 0-2 : Résultats du problème inverse comparés aux valeurs présentes dans la bibliographie.	198

Remerciements

Ces travaux de thèse n'auraient pas pu être réalisés sans l'aide d'un certain nombre de personnes qui ont toutes, de leurs manières respectives, contribué à l'avancement de la thèse.

J'aimerais remercier mes encadrants de thèse commençant par mon directeur de thèse Pierre Mousseau qui a cru en moi et qui m'a permis de réaliser mon potentiel. J'aimerais aussi remercier Alain Sarda qui m'a fait questionner toutes mes idées et qui m'a rendu plus rigoureux, et Denis Edelin pour son attention aux détails et pour sa réactivité, et finalement Damien Lecointe pour sa réactivité, sa passion, et pour son éthique de travail contagieux. Je remercie Nadine Allanic qui n'était pas une encadrante officielle mais qui a néanmoins suivi ma thèse avec beaucoup d'intérêt et d'attention du début à la fin. J'aimerais aussi remercier les rapporteurs, les examinateurs et les membres extérieurs du comité de suivi de ma thèse qui m'ont aidé à améliorer mon travail et à le regarder sous un autre angle.

Je remercie également tous les techniciens du laboratoire qui ont transformé des concepts théoriques en bancs expérimentaux réels. Notamment Yannick, Erwann, Jordan et Christophe.

Je ne peux pas oublier de remercier mes collègues de bureau qui par leur bonne ambiance, leur bonne humeur et par nos débats « féministes contre machistes » incessants ont rendu l'expérience de thèse excitant et convivial. Merci Erica pour avoir partagé ta vaste expérience dans les philosophies de la vie « bonnes comme mauvaises », merci Cyrine pour ton innocence et pour ta liberté d'esprit, merci Queen pour tes petits plats Libanais et pour avoir partagé toute ta vie avec nous, merci Artem pour tes astuces et tes recommandations, merci Nicolas pour ta bonne humeur, merci Elodie pour ton éthique de travail contagieux et pour avoir partagé ton savoir compréhensive des procédures administratives de l'école doctorale SPI, et finalement merci Itzel pour tes petits plats mexicains.

Je remercie l'ensemble des membres de l'équipe OPERP du GEPEA, du secrétariat recherche, du service informatique et tous les personnels de l'IUT qui ont tous de leur manière, rendu ma vie à l'IUT plus facile, tout particulièrement Christine pour sa bonne humeur et pour avoir partagé sa vaste connaissance de la culture française avec moi.

Je remercie les personnels de l'IRT Jules Verne qui ont suivi les avancements de mes travaux de thèse, notamment Valérie Donald, Stéphanie Colliou, Nathalie Guerin et les membres de l'équipe SIM.

Je suis très reconnaissant pour mes parents Hilda et Kwasi Agyeman qui m'ont toujours encouragé à donner le meilleur de moi-même et qui m'ont appris qu'avec travail et détermination, on était capable de réaliser tous ses rêves. Je remercie mon frère Kofi et ma sœur Akosua pour m'avoir toujours montré le bon exemple. Je remercie tout autre membre de ma famille et chaque ami qui m'a encouragé pendant ces trois années de thèse. Notamment Sherryll qui a toujours su me booster le morale, et qui, grâce à ses plats, m'a fait me sentir chez moi.

I Introduction générale

Sommaire

1.	Contexte industriel	2
2.	Problématique industrielle	3
3.	Problématique Scientifique	6
4.	Objectifs des travaux	8
5.	Conclusion	9

1. Contexte industriel

Ces travaux de thèses ont été cofinancés par l'IRT Jules Verne qui est un centre de recherche mutualisé dédié au manufacturing. Les axes de recherche principaux de l'IRT sont la conception intégrée produit/procédé, procédés innovants, systèmes flexibles et intelligents. L'IRT mène un nombre de projets visant l'optimisation des procédés et au développement de nouvelles technologies de mise en forme des composites thermoplastiques (cf. **Figure I-1**).

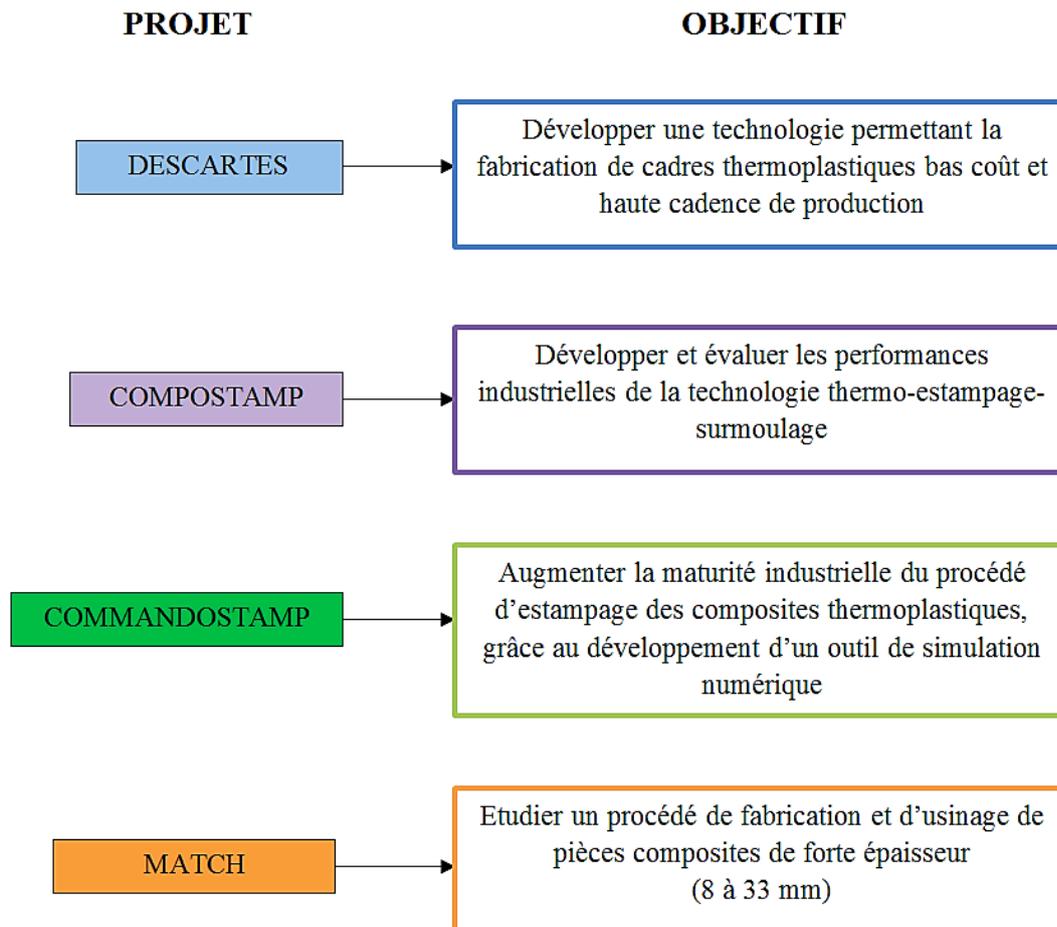


Figure I-1: Projets sur l'innovation des procédés de mise en forme des composites thermoplastiques.

Cette thèse fait partie du programme PERFORM qui traite 6 thématiques principales qui sont : les procédés de formage et de préformage, la flexibilité de la production, la fabrication additive, l'assemblage, et la mobilité dans l'espace industriel (cf. **Figure I-2**). Chaque année, des nouvelles thèses sont attribuées à chacune de ces thématiques. La problématique de cette thèse est celle de l'optimisation des cycles thermiques des procédés de mise en forme des composites qui rentre dans le cadre de la thématique «procédés de formage et de préformage».

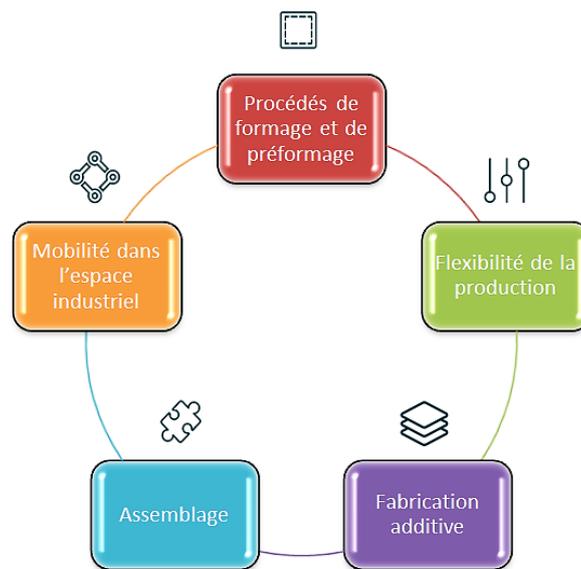


Figure I-2 : Différents axes de recherche du programme PERFORM.

La mise en forme de certains matériaux composites nécessite des températures de cuisson élevées (450 °C) [1]. Ces matériaux sont souvent formés par la méthode de moulage par compression nécessitant une phase préalable de chauffage du moule, suivi par une phase de refroidissement afin de compléter le cycle de cuisson du matériau. La méthode la plus répandue de refroidissement des moules haute température est l'écoulement de fluides caloporteurs (eau, huile, air, etc.) dans des canaux cylindriques qui sont soit percés directement dans le moule soit percés dans l'outillage de la presse qui supporte le moule. Afin de produire des pièces de haute qualité, un refroidissement contrôlé et homogène est primordial. Un refroidissement non-homogène ou trop rapide dans certains cas peut entraîner des pièces incomplètes, des contraintes internes, des distorsions géométriques, un rétrécissement ou une fissuration de la pièce [2], [3].

Dans la prochaine section, les différentes configurations des canaux de refroidissement et les problématiques industrielles liées à ces configurations sont présentées.

2. Problématique industrielle

Le système de refroidissement d'un moule haute température est illustré sur la **Figure I-3**. Il consiste principalement de canaux de refroidissement, de distributeurs/collecteurs du fluide caloporteur, des déflecteurs du fluide (baffles), d'un régulateur de température et d'une pompe. Il existe deux configurations d'emplacement de canaux de refroidissement principales ; canaux connectés en parallèle (cf. **Figure I-4a.**) et canaux connectés en série (cf. **Figure I-4b**). Les canaux connectés en parallèle ne sont pas directement liés les uns aux autres mais ils sont tous connectés aux mêmes collecteurs de fluide tandis que des canaux connectés en série sont directement liés et le fluide caloporteur s'écoule progressivement dans

tous les canaux avant de se vider dans le collecteur. Une connexion des canaux en parallèle peut avoir un effet négatif sur l'homogénéité de la température du moule lors de la phase de refroidissement lorsque qu'il y a des écarts importants de débit du fluide caloporteur entre les canaux. C'est l'une des raisons pour laquelle la connexion de canaux en série est la configuration la plus répandue en industrie parce que non seulement le débit du fluide est presque identique le long des canaux, mais l'écoulement turbulent généré par la transition du fluide d'un canal à l'autre améliore les transferts thermiques.

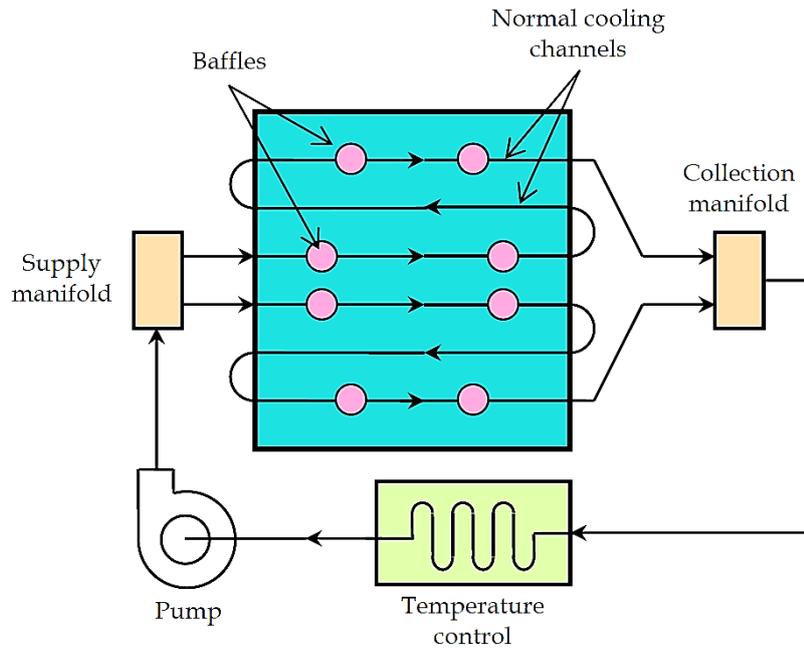


Figure I-3: Système de refroidissement des moules [4].

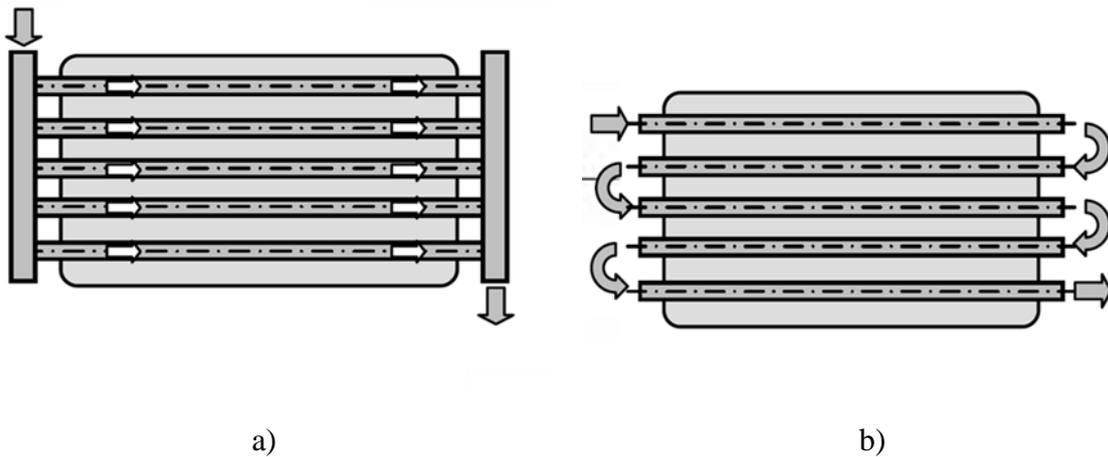


Figure I-4: Configuration des canaux de refroidissement: a) Canaux connectés en parallèle b) Canaux connectés en série [4].

Comme évoqué dans la section précédente, un refroidissement non homogène du moule peut avoir un effet dégradant sur la qualité de la pièce formée. C'est pour cela qu'il est

important de placer les canaux de refroidissement de sorte à assurer le refroidissement le plus homogène possible. La **Figure I-5** nous montre les effets non désirés d'un refroidissement hétérogène dû à un emplacement non optimal des canaux.

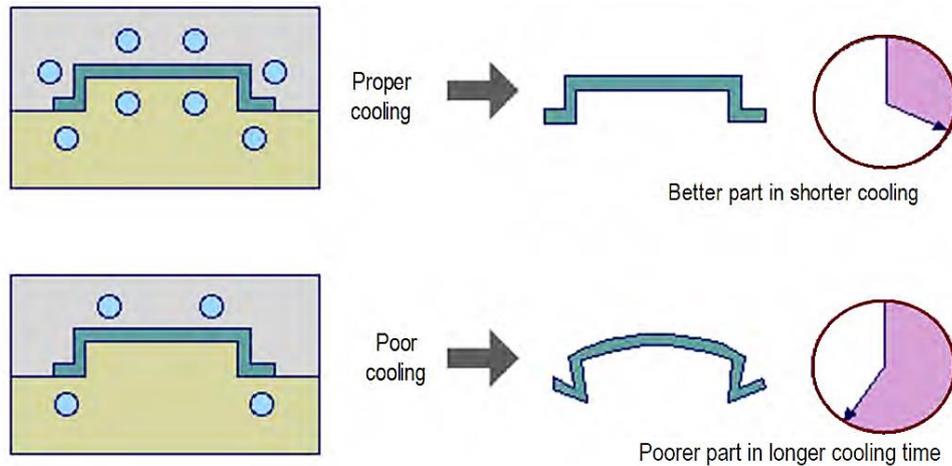


Figure I-5: Effet d'un emplacement de canaux non optimal [4].

Dû à la complexité de quelques pièces, il n'est pas parfois suffisant de faire usage de canaux droit, qu'ils soient connectés en série ou en parallèle. Afin d'assurer un refroidissement homogène de la pièce, les canaux de refroidissement doivent s'adapter à la géométrie de celle-ci. Des progrès en usinage et en fabrication additive ont permis le développement de canaux plus sophistiqués, appelés canaux conformes, qui permettent un alignement plus précis des canaux sur les surfaces des pièces ayant des géométries complexes. La **Figure I-6** nous montre des exemples de canaux conformes.

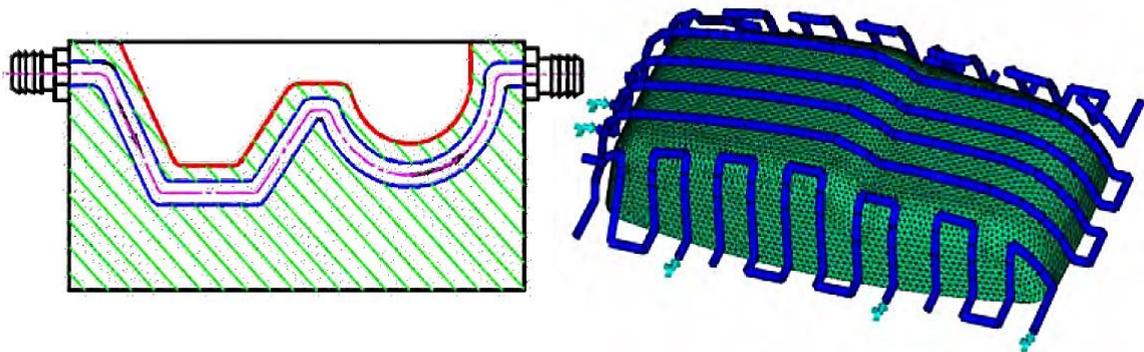


Figure I-6: Illustration des canaux conformes [4].

Lorsque l'eau est le fluide de refroidissement choisi, une nouvelle problématique entre en jeu. Ceci est notamment le cas pour des moules de mise en forme des matériaux composites hautes températures. Dû aux températures de cuisson élevées ($> 200\text{ }^{\circ}\text{C}$) de ces moules, il y a un changement d'état de l'eau quand elle s'écoule le long des canaux de refroidissement en raison de sa température de saturation relativement basse. Ce changement d'état mène à une distribution hétérogène des phases de l'eau (liquide et vapeur) le long des canaux, causant un

refroidissement hétérogène du moule. Cette problématique ne peut pas être résolue par une optimisation des positions et des géométries des canaux et nécessite donc une autre solution. De plus, un écoulement diphasique de l'eau accélère la vitesse de refroidissement des moules dû à l'énergie latente de vaporisation élevée de celle-ci. Deux nouvelles problématiques sont donc créées lors de l'usage de l'eau comme fluide caloporteur pour le refroidissement des moules hautes température.

3. Problématique Scientifique

La **Figure I-7** nous montre les effets de la densité de flux thermique sur la distribution des phases de l'eau le long d'un canal cylindrique durant un écoulement diphasique pour un débit d'eau de $0,45 \text{ l.min}^{-1}$. On observe sur ce schéma que pour les 4 densités de flux les plus élevées, la plupart de l'eau se vaporise après un écoulement d'environ 60 cm par rapport à l'entrée du canal. Pour des débits plus élevés, allant jusqu'à 1 l.min^{-1} (cf. **Figure I-8**), on constate que l'eau ne se vaporise pas complètement mais il y a une formation de poches de vapeur dans la partie supérieure du canal.

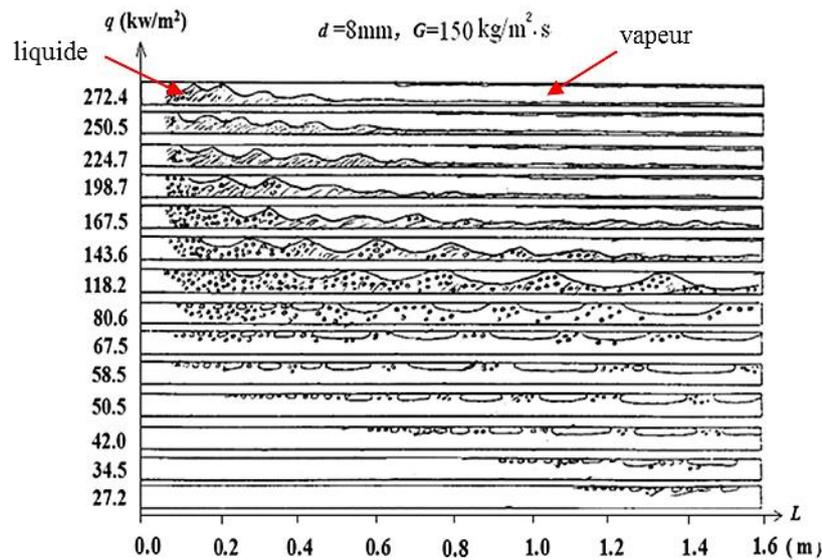


Figure I-7: Influence de la densité de flux thermique sur la distribution des phases de l'eau le long d'un canal cylindrique pendant un écoulement diphasique [5].

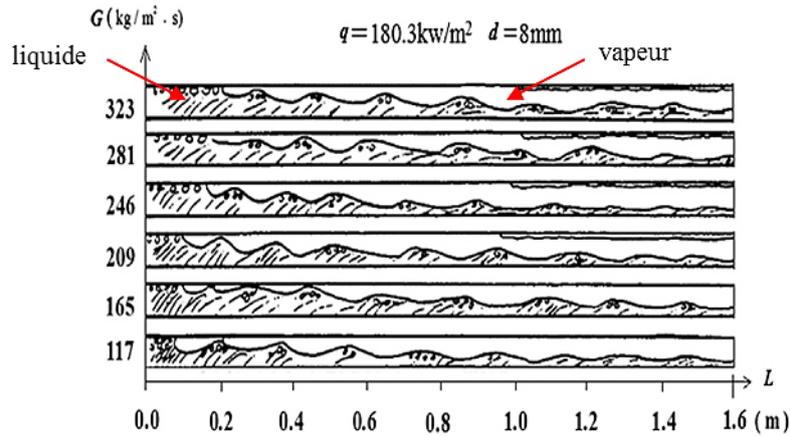


Figure I-8: Influence du débit d'eau sur la distribution des phases de l'eau le long d'un canal cylindrique pendant un écoulement diphasique [5].

Tymen et al. [6] ont effectué des études sur l'écoulement diphasique de l'eau dans un canal percé le long du centre d'un barreau d'acier chauffé jusqu'à une température de $450\text{ }^{\circ}\text{C}$. Les études ont démontré les effets d'une distribution des phases hétérogène sur la distribution de la température le long du canal. On observe sur **Figure I-9** que l'entrée du canal refroidit plus rapidement que sa sortie.

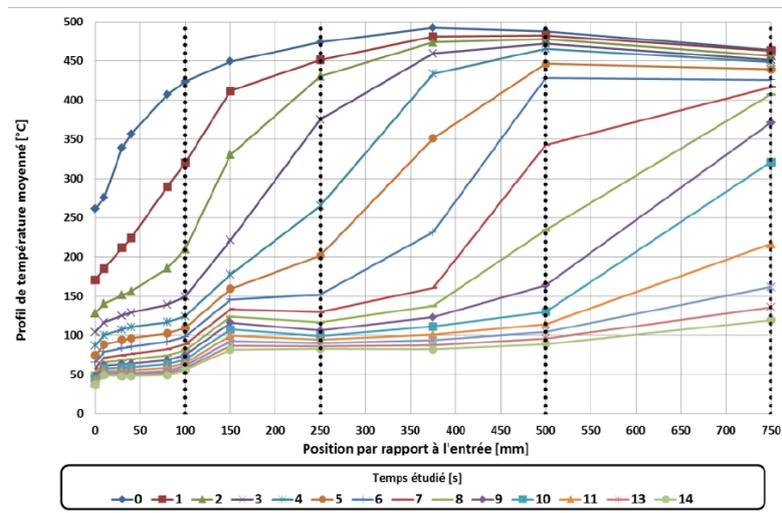


Figure I-9: Distribution de la température le long d'un canal cylindrique pendant un écoulement diphasique de l'eau [6].

Ceci s'explique par le fait que la formation de poches de vapeur en aval du canal augmente les résistances thermiques entre le fluide et la paroi dû à la conductivité thermique relativement faible de la vapeur [6]. Une autre cause de ce phénomène est le réchauffement progressive du fluide caloporteur. En plus, on peut remarquer sur la **Figure I-9** que la vitesse de refroidissement est élevée, la température chutant de $450\text{ }^{\circ}\text{C}$ à $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ en 14 s , on a une vitesse de refroidissement de $1714\text{ }^{\circ}\text{C}\cdot\text{min}^{-1}$.

Ce phénomène physique de distribution de phase hétérogène le long des canaux n'est pas désirable lors du refroidissement d'un moule de mise en forme des matériaux composites hautes températures et peut s'aggraver lorsque le moule est de grande dimension, et ce particulièrement lorsque les canaux de refroidissement sont connectés en série.

4. Objectifs des travaux

La piste envisagée pour résoudre les problématiques décrites dans la section précédente est de remplacer l'approche de refroidissement qui consiste à imposer un écoulement d'eau dans une direction parallèle à la surface du canal par un refroidissement par l'impact de la surface par des multiples jets d'eau combinés à un écoulement transverse d'air (cf. **Figure I-10**). L'objectif de cette méthode est de minimiser l'hétérogénéité de la distribution des phases de l'eau le long des canaux afin d'améliorer l'homogénéité de la température des surfaces impactées. Une étude bibliographique extensive sur les différentes méthodes de refroidissement a été faite (**Chapitre 2**).

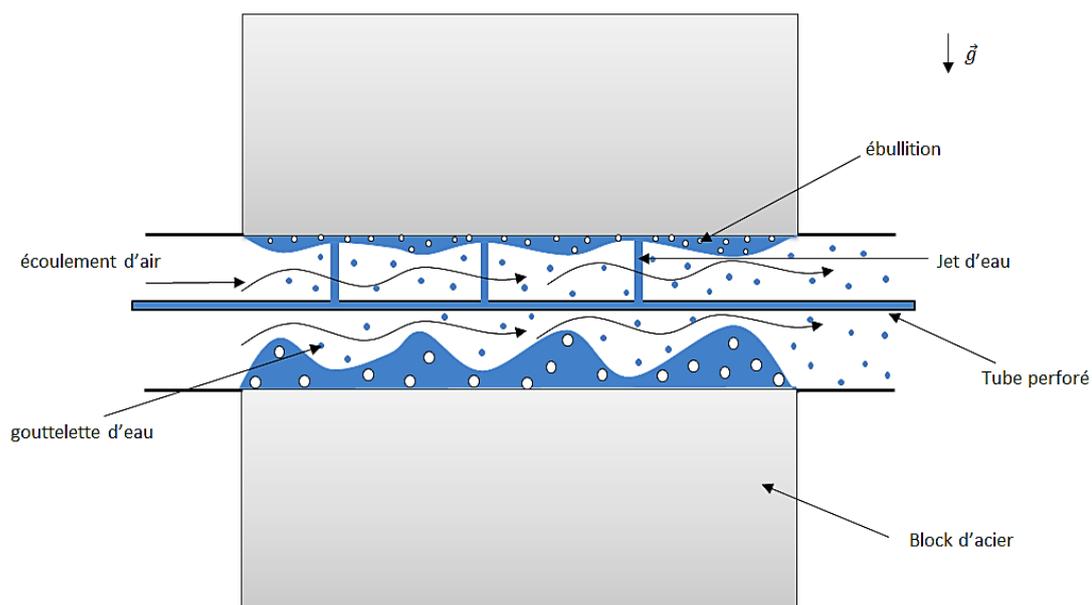


Figure I-10 : Illustration de la méthode de refroidissement testée dans la thèse.

Dans un premier temps, des études préliminaires nous permettant de comprendre les phénomènes physiques en jeu lors des interactions entre des multiples jets impactants et un écoulement d'air transverse ont été effectuées (**Chapitre 3**). La première étape a été de visualiser les interactions entre les fluides dans un espace confiné représentatif de l'espace annulaire entre le canal d'un moule et un tube coaxial. Cette étude a été effectuée dans des conditions ne permettant pas de changement d'état de l'eau. Ensuite, une caractérisation des échanges thermiques sans changement d'état entre les jets impactants et la surface impactée pour différents débits d'eau a été faite. Dans le but de se rapprocher des conditions présentes

dans des canaux d'un moule haute température, une autre étude de visualisation et de caractérisation des transferts thermiques entre les jets impactants et un bloc d'acier chauffé a été réalisée. Finalement, des simulations numériques ayant pour but l'optimisation des paramètres de refroidissement par des jets impactants afin d'aboutir à un refroidissement homogène et contrôlé d'un bloc d'acier représentatif d'un segment de moule ont été lancées.

Dans un deuxième temps, un dispositif expérimental finement instrumenté a été mis en place avec pour objectif l'optimisation expérimentale des paramètres permettant un refroidissement homogène et contrôlé d'un bloc d'acier représentatif d'un segment de moule (**Chapitre 4**). Des études paramétriques sur l'influence des débits des fluides sur l'homogénéité de la température et la vitesse de refroidissement de la surface supérieure du bloc d'acier ont été menées pour une température initiale du bloc de 300 °C (**Chapitre 5**).

Finalement, deux approches pour contrôler la vitesse de refroidissement de façon automatique sont explorées (**Chapitre 6**). La première, plus simpliste, consiste à contrôler la vitesse de refroidissement par un algorithme qui compare la température moyenne de la surface supérieure du bloc à celle d'une consigne. Les vannes qui contrôlent les débits des fluides de refroidissement sont ensuite réglées en fonction des températures mesurées par des signaux provenant de l'algorithme. La deuxième approche consiste à utiliser un modèle prédictif calibré par des mesures expérimentales afin d'anticiper l'évolution de la température moyenne de la surface du bloc et de prendre en compte le temps de réponse du bloc pour ensuite enclencher les fluides de refroidissement de façon optimale pour arriver à une vitesse de refroidissement précise.

5. Conclusion

Afin d'assurer une bonne qualité des pièces, un refroidissement homogène et contrôlé des moules est nécessaire. Lorsque l'eau est le fluide caloporteur sélectionné pour le refroidissement d'un moule de mise en forme des matériaux composites hautes températures, le changement d'état de celle-ci dégrade l'homogénéité de la température le long des canaux de refroidissement. De plus, une vitesse de refroidissement importante peut être subie. La méthode de refroidissement envisagée, qui consiste au refroidissement des moules par une combinaison de multiples jets impactants et un écoulement d'air transverse, nous permet d'améliorer l'homogénéité de la température le long des canaux de refroidissement, du moule et éventuellement de la pièce formée. De plus, la vitesse de refroidissement des moules peut être contrôlée par l'impact intermittent des jets d'eau en fonction de la température de l'interface moule/pièce qui peut être comparée à une température de consigne.

II Etude bibliographique

Sommaire

Nomenclature	12
1. Introduction	14
2. Méthodes de refroidissement par ébullition convective	15
2.1 La courbe d'ébullition	15
2.2 Refroidissement par trempe	17
2.3 Refroidissement en utilisant un écoulement diphasique	18
2.4 Refroidissement par microcanaux et par minicanaux	22
2.5 Refroidissement par impact de jets	24
2.5.1 Jets d'air	24
2.5.2 Jets d'eau	31
2.5.3 Conclusion	41
2.6 Refroidissement par sprays impactants	41
2.7 Comparaison entre sprays impactants et jets impactants	54
2.8 Techniques d'amélioration des transferts thermiques	55
2.8.1 Modification de la surface	55
2.8.2 Usage des matériaux poreux	56
2.8.3 Ajout de charges additives dans le fluide	57
3. Conclusion	58

Nomenclature

				<i>Symboles grecs</i>	
c_p	Capacité thermique massique	$[J.kg^{-1}.K^{-1}]$	λ	Conductivité thermique	$[W.m^{-1}.K^{-1}]$
h	Coefficient d'échange	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$	φ	Densité de flux thermique	$[W.m^{-2}]$
Cr	Courbure relative	$[d/D]$	ϕ	Diamètre d'une paroi circulaire	$[m]$
CHF, q''	Critical Heat Flux	$[W.m^{-2}]$	ρ	Masse volumique	$[kg.m^{-3}]$
\dot{M}	Débit	$[kg.s^{-1}]$	σ	Tension superficielle	$[N.m^{-1}]$
Q, G, \dot{m}	Débit massique	$[kg.m^{-2}.s^{-1}]$	μ	Viscosité dynamique	$[N.s.m^{-2}]$
q	Densité de flux thermique	$[W.m^{-2}]$			
D, d	Diamètre	$[m]$	<i>Indices et exposants</i>		
D_H	Diamètre hydraulique	$\left[\frac{4S}{p}\right]$	f	Fluide	
w	Distance entre les jets	$[m]$	g	Gaz	
L, H	Distance entre l'orifice et la paroi	$[m]$	H	Hydraulique	
h_{fg}	Energie latente de vaporisation	$[J.kg^{-1}]$	i	Initiale	
e, t	Epaisseur	$[mm]$	j	Jet	
f	Fréquence	$[s^{-1}]$	l	Liquide	
Oh	Nombre d'Ohnersorge		opt	Longueur d'onde	
Nu	Nombre de Nusselt		$avg,$	Moyenne	
Re	Nombre de Reynolds		m		
St	Nombre de Strouhal		p	Paroi	
We	Nombre de Weber		sat	Saturation	
p	Périmètre	$[m]$	s	Surface	
g	Pesanteur	$[m.s^{-2}]$	w	Wall	
P	Pression	$[N.m^{-2}]$			

r, X	Rayon du point de stagnation du jet	[m]
S	Surface	[m ²]
T	Température	[°C]
ΔT_{sat}	$T_p - T_{\text{sat}}$	[°C]
ΔT_{sub}	$T_{\text{sat}} - T_f$	[°C]
V, U	Vitesse	[m.s ⁻¹]

1. Introduction

Les procédés industriels nécessitent des méthodes de refroidissement de plus en plus performantes et efficaces. Par exemple, dans l'industrie de mise en forme des polymères et des composites, les nouveaux matériaux développés nécessitent des températures de cuisson plus élevées que la norme. Les propriétés et la qualité de ces matériaux sont dépendantes du profil de température imposé pendant la durée entière de la mise en forme (chauffage, cuisson, et refroidissement) [1]. Pour ces raisons, en plus d'avoir la capacité d'extraire des grandes quantités de chaleur, les méthodes utilisées pour refroidir les moules de mise en forme de ces matériaux doivent avoir la capacité de contrôler la vitesse de refroidissement et d'assurer un refroidissement homogène des pièces, tout en minimisant le coût du procédé. Lorsque la densité de flux thermique est de l'ordre de $10^2 - 10^3 \text{ W.cm}^{-2}$, la méthode de refroidissement est considérée comme une méthode à densité de flux thermique élevée alors que quand la densité de flux thermique est de l'ordre de $10^3 - 10^5 \text{ W.cm}^{-2}$, elle est considérée comme une méthode à densité de flux thermique très élevée [7]. La

Figure II-1 nous montre les ordres de grandeurs des coefficients d'échanges réalisables avec différents fluides par convection naturelle et par convection forcée avec et sans ébullition. En plus, les ordres de grandeur du coefficient d'échange réalisable avec les différentes techniques de convection forcée comme le refroidissement par jets et par sprays impactants sont aussi présentés. L'air est le fluide de refroidissement le plus abordable mais ne permet pas de réaliser des densités de flux importantes dû à ses propriétés thermiques non-adaptées. Des meilleurs résultats peuvent être obtenus avec des fluides fluorochimiques comme le FC-72, mais l'eau, en plus d'être relativement moins chère et abondante, est l'un des fluides caloporteur les plus efficaces pour les demandes d'évacuation de chaleur exigeantes.

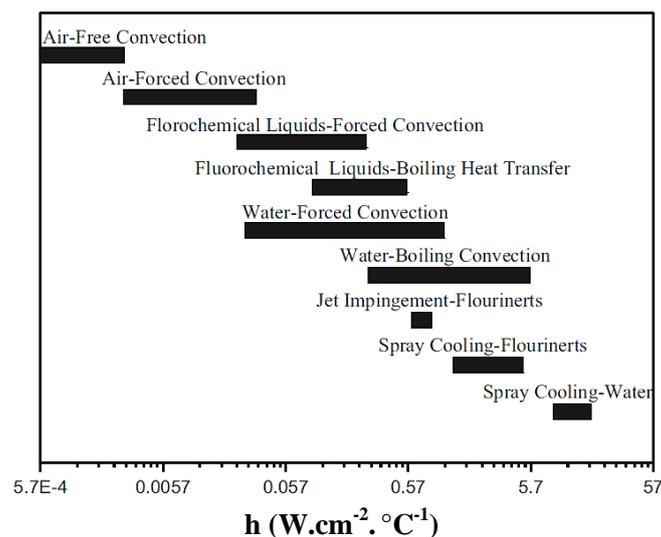


Figure II-1: Ordre de grandeur des coefficients d'échange convectif selon la nature, l'état du fluide, type de convection et la méthode de refroidissement [8].

Les méthodes de refroidissement les plus efficaces selon la valeur de la densité de flux thermique atteinte sont liées à un changement de phase. La **Figure II-2** nous montre qu'avec l'ébullition, on peut obtenir des valeurs de densités de flux thermique plus élevées par rapport aux autres méthodes de refroidissement qui comptent entièrement sur l'énergie sensible absorbée par le fluide caloporteur. Les méthodes décrites dans la section suivante (refroidissement par trempe, refroidissement par jets impactants, refroidissement par sprays impactants, refroidissement par écoulement diphasique et refroidissement par microcanaux et minicanaux) peuvent être appliquées pour le refroidissement des pièces par convection forcée avec ou sans ébullition selon la température initiale de la pièce refroidie.

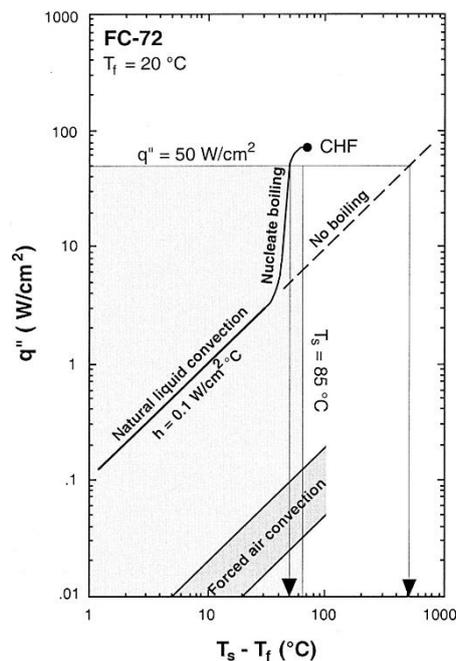


Figure II-2 : Comparaison entre les types d'échange de la chaleur par ébullition, refroidissement par convection naturelle d'un liquide (FC-72) et refroidissement par convection forcée par de l'air [7].

Dans le paragraphe suivant nous décrirons différentes méthodes de refroidissement en portant une attention particulière aux méthodes utilisant des jets et sprays impactants susceptibles d'être utilisées pour refroidir des moules.

2. Méthodes de refroidissement par ébullition convective

2.1 La courbe d'ébullition

La courbe d'ébullition (courbe de Nukiyama) illustre les différentes phases d'ébullition traversées par un liquide quand il entre en contact avec une paroi chauffée. Le mode d'ébullition observé dans le fluide dépend de la température de la paroi et il y a 3 modes d'ébullition principaux (cf. **Figure II-3**) qui ont été identifiés dans la bibliographie [9]. Ces modes sont l'ébullition nucléée, l'ébullition de transition et l'ébullition en film. En plus des modes d'ébullition, sur la courbe (cf. **Figure II-3**) on arrive à identifier 3 points critiques qui

sont le ONB (onset of nucleate boiling ; point A), le CHF (critical heat flux ; point C) et le DNB (departure from nucleate boiling ; point D) aussi connu sous le nom de Leidenfrost point.

Le ONB représente le point de transition de la convection naturelle ou la convection forcée à l'ébullition nucléée. Pendant l'ébullition nucléée, des bulles de vapeurs se forment sur la paroi et la densité de flux thermique augmente rapidement jusqu'à atteindre le CHF qui est la densité de flux thermique maximum. Quand le CHF est atteint, une augmentation supplémentaire de la température change le mode d'ébullition de l'ébullition nucléée à l'ébullition de transition.

Pendant l'ébullition de transition, une grande partie de la paroi est recouverte par de la vapeur. Ceci réduit progressivement la densité de flux thermique dû à l'isolation de la paroi par la couche de vapeur ayant une conductivité relativement faible par rapport à celle de la phase liquide. En augmentant en plus la température de la paroi, on atteint le DNB ou le point de Leidenfrost caractérisé par la densité de flux thermique la plus bas. La paroi est alors recouverte entièrement par la vapeur et les seuls modes de transfert thermique sont la convection naturelle à travers la couche de vapeur et le rayonnement. Après le point de Leidenfrost le mode d'ébullition change de l'ébullition de transition à l'ébullition en film.

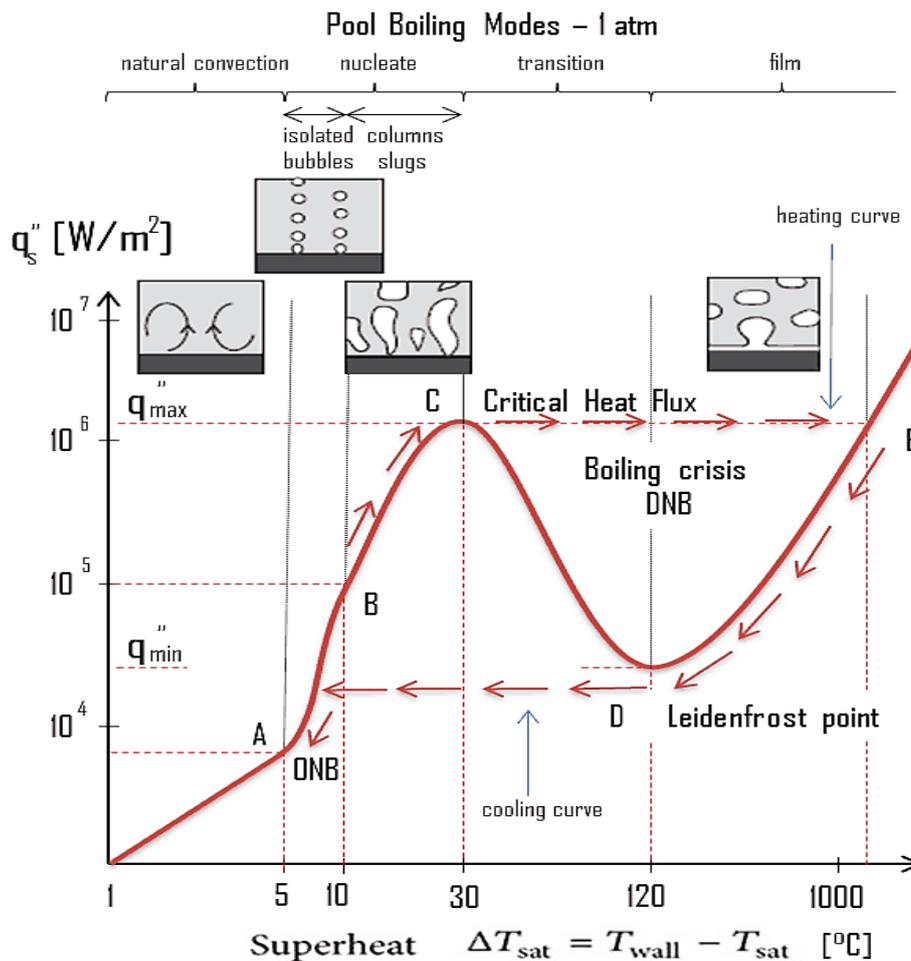


Figure II-3 : Courbe d'ébullition [9].

2.2 Refroidissement par trempe

Cette méthode consiste à refroidir une pièce chaude en l'immergeant dans un liquide. Les bulles formées par ébullition remontent à la surface en raison de leurs flottabilités. Cette méthode est très utilisée dans l'industrie de mise en forme des matériaux métalliques comme l'acier où les pièces sortant du four sont ensuite trempées dans de l'eau pour un refroidissement rapide [10]. Elle est aussi utilisée dans les thermosiphons qui servent à refroidir des composants électroniques. La **Figure II-4** illustre le principe de fonctionnement d'un thermosiphon qui est utilisé pour refroidir des modules électroniques à multi-puces.

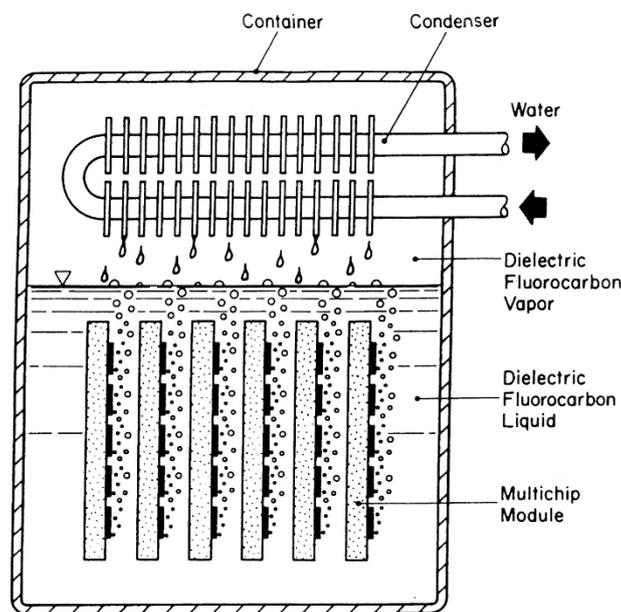


Figure II-4 : Refroidissement de plusieurs modules à multi-puces par thermosiphon [7].

Des études faites par Mudawar et Anderson [11] révèlent des différentes manières d'améliorer la performance des thermosiphons comme :

- La modification de la géométrie de la pièce.
- Réduction de la température du liquide de refroidissement.
- Augmentation de la pression du liquide de refroidissement (cf. **Figure II-5**).

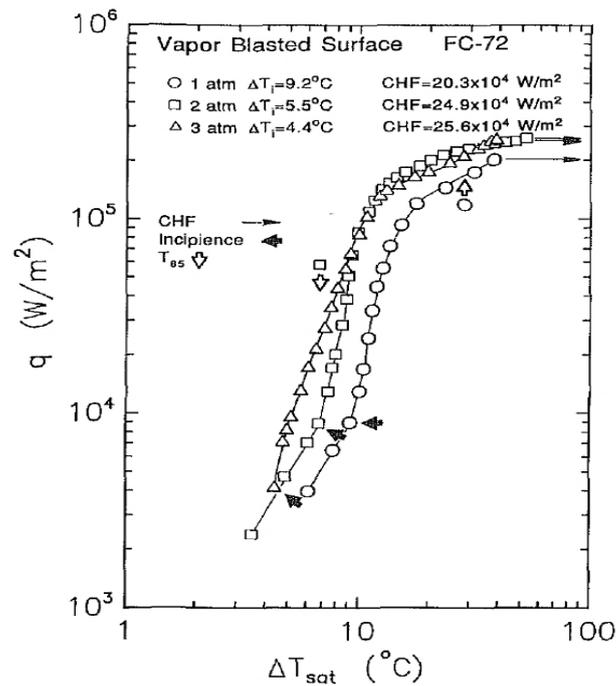


Figure II-5 : Influence de la pression du fluide caloporteur sur la densité de flux thermique lors d'un refroidissement par trempe [11].

2.3 Refroidissement en utilisant un écoulement diphasique

Par cette méthode, la pièce est refroidie par la circulation d'un mélange fluide/gaz dans des canaux positionnés dans la pièce à refroidir ou dans un outillage qui est en contact avec la pièce. Les auteurs Willingham et Mudawar [12], [13] et Gersey et al [14] ont étudié l'influence de la vitesse d'écoulement et de la température du liquide sur le transfert de la chaleur entre la pièce refroidie et le fluide caloporteur. Leurs études ont révélé que la densité de flux de chaleur échangée augmentait avec la vitesse d'écoulement ou avec une baisse de la température du fluide entrant. La **Figure II-6** nous montre les effets de la température d'entrée sur l'écoulement diphasique.

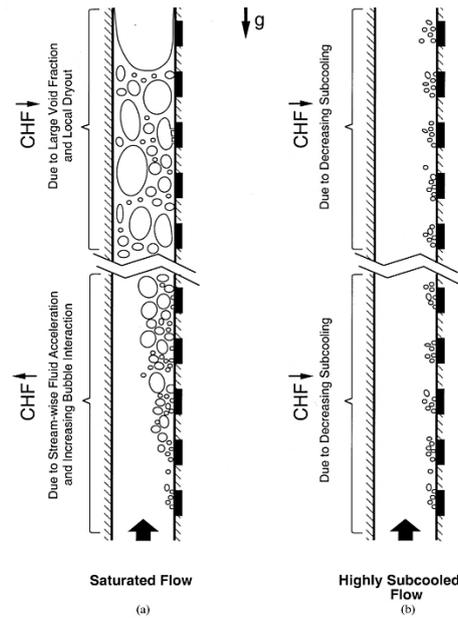


Figure II-6 : CHF pendant le refroidissement des modules à multi-puces en fonction de la température d’entrée pour : a) Liquide saturé et , b) Liquide sous-refroidi [7].

Un autre effet sur les transferts thermiques étudié par Gersey et Mudawar [15]-[16], Simoneau et al. [17], Gambil [18] et Nishima et Mishihara [19] est celui de l’orientation de l’écoulement. A cause de la différence de masse volumique entre les phases gazeuses et les phases liquides, les forces de flottabilités générées par la vapeur peuvent influencer l’ébullition et les modes de transferts. Le graphique polaire (cf. **Figure II-7**) nous montre les effets des différentes orientations, débits et températures d’entrées sur la densité de flux thermique maximum atteinte lors du refroidissement des modules à multi-puces par écoulement diphasique.

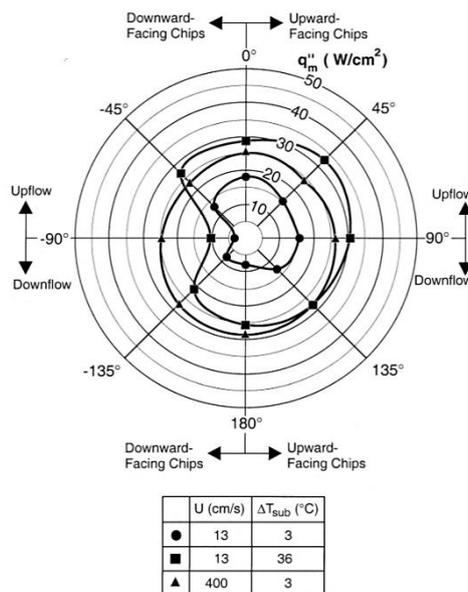


Figure II-7 : Effets sur le CHF de la vitesse d’écoulement, la température du liquide de refroidissement et l’orientation du tube [15].

a. Cas d'un cylindre vertical

Kovalev [20], Barbosa [21] et Hewitt [22] ont étudié les régimes d'écoulements dans un tube chaud orienté verticalement. Ils ont observé 6 régimes d'écoulement illustrés sur la **Figure II-8**.

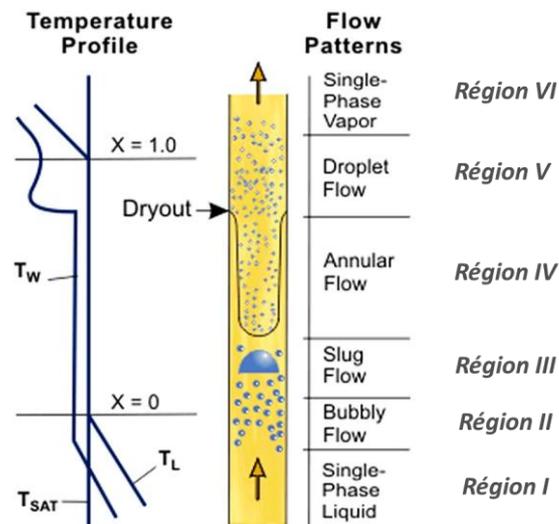


Figure II-8 : Régimes d'écoulement en convection forcée – cylindre vertical [20].

Région I : Régime de convection forcée en phase liquide où la température de la paroi n'est pas suffisamment élevée pour initier l'ébullition.

Région II : Régime d'ébullition nucléée pendant lequel des bulles commencent à se former sur la paroi et se déplacent vers le centre du canal.

Région III : Régime à bouchon où les bulles formées sur la paroi se regroupent au centre du canal pour créer un bouchon hémisphérique.

Région IV : Régime annulaire dans lequel la vapeur générée occupe presque tout le volume du canal laissant seulement une petite couche fine de liquide sur la paroi.

Région V : Régime d'écoulement dispersé caractérisé par de petites gouttelettes d'eau dans une phase gazeuse dominante.

Région VI : Régime de convection forcée en phase gazeuse.

b. Cas d'un Cylindre Horizontal

Dans cette position, sous l'influence de la pesanteur, la phase liquide est entraînée vers le bas du tube tandis que la phase vapeur monte vers le haut. Dû à ce phénomène, la distribution des phases est asymétrique. La **Figure II-9** nous montre les résultats de l'étude effectuée par Fletcher [23] sur la distribution de phases pendant l'écoulement d'un liquide dans un tube

chaud et horizontal. Comme dans le cas d'un canal vertical, 6 régimes d'écoulement ont été identifiés.

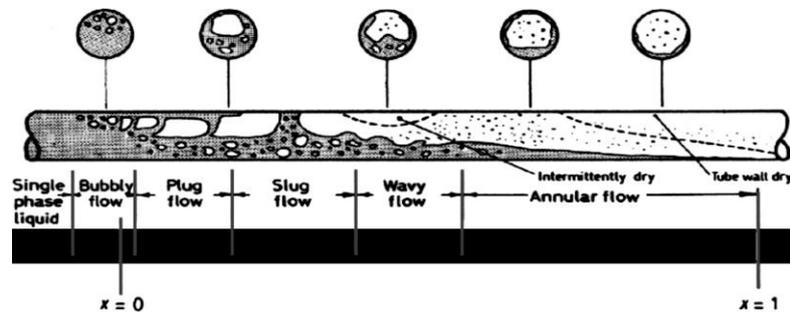


Figure II-9 : Régimes d'écoulement en convection forcée – cylindre horizontal [23].

Région I : Régime de convection forcée en phase liquide où la température de la paroi n'est pas suffisamment élevée pour initier l'ébullition.

Région II : Régime d'ébullition nucléée pendant lequel des bulles commencent à se former sur la paroi et se déplacent vers le centre du canal.

Régime d'écoulement intermittent séparé en deux sous-régimes : le plug flow (III) et le slug flow (IV). Le plug flow est caractérisé par la séparation de bouchons de liquide par des longues bulles de vapeur ayant un diamètre plus petit que celui du canal. Pour le slug flow, la taille des bulles augmente, dotée d'un diamètre équivalent à celui du canal.

Région V : Régime d'écoulement à vagues où de petites vagues se forment sur l'interface liquide-vapeur.

Région VI : Dans ce régime on retrouve une couche fine de liquide le long du rayon du canal qui est légèrement plus fine dans la partie supérieure du tube.

Le

Tableau II-1 synthétise les résultats des études sur l'écoulement diphasique citées dans le texte.

Auteur	Type et dimension du canal (mm)	Nature du fluide	Débit (g.s^{-1})	Densité de flux à la paroi, CHF (W.cm^{-2})	ΔT_{sat} ou T_i	Orientation, Régime
Willingham [12]	Rectangulaire, $D_H = 8$	FC-72	20 - 670	19,3 - 35,4	2 - 20	Vertical, Stationnaire
Willingham [13]	Rectangulaire, $D_H = 3,6 - 13,3$	FC-72	20 - 670	18 - 102	3 - 30	Vertical, Stationnaire
Gersey [6]	Rectangulaire, $D_H = 3,6 - 13,3$	FC-72	20 - 670	3 - 90	3 - 15	Multiples, Stationnaire
Gersey [15]	Rectangulaire, $D_H = 8$	FC-72	20 - 670	3 - 90	–	Multiples, Stationnaire
Gersey [16]	Rectangulaire, $D_H = 8$	FC-72	20 - 670	3 - 90	–	Multiples, Stationnaire
Simoneau	Carrée, $D_H = 24$	N_2	120 - 170	17 - 23	20 - 1000	Vertical,

[17]		liquide				Stationnaire
Mishima [19]	Rectangulaire, $D_H = 4,5$	Eau	0,7 - 60	35 - 130	–	Vertical, Stationnaire
Kovalev [20]	Circulaire, $D_H = 4 - 20$	Multiples	30 - 300	20 - 800	–	Vertical, Stationnaire
Tymen [6]	Circulaire, $D_H = 21$	Eau	142 – 531	80 - 140	$T_i = 450$	Horizontal, Transitoire

Tableau II-1 : Synthèse des travaux sur le refroidissement par écoulement diphasique.

Les études sur l'écoulement diphasique nous ont révélé que la quantité de chaleur extraite par cette méthode dépend des facteurs comme la nature du fluide, le diamètre hydraulique des canaux, l'orientation des canaux, la température de paroi par rapport à la température de saturation du fluide (ΔT_{sat}) et la température initiale du fluide. Les densités de flux thermique les plus élevées ont été atteintes avec de l'eau comme fluide caloporteur et avec une orientation des canaux soit à la verticale ou à 45° par rapport à l'horizontal. Le flux augmente avec le niveau de sous refroidissement (ΔT_{sub}) du fluide et avec la température de paroi (ΔT_{sat}) jusqu'à est-ce que le CHF soit atteint. On a aussi observé que la densité de flux thermique pouvait être augmentée en réduisant le diamètre des canaux de refroidissement.

2.4 Refroidissement par microcanaux et par minicanaux

Tuckerman et Pease [24] et Bowers et Mudawar [25] décrivent les microcanaux comme des conduits qui ont des diamètres de 10 à plusieurs centaines de micromètres alors que les minicanaux ont des diamètres de 1 à quelques millimètres selon Bowers et Mudawar [25]–[27].

Il existe deux approches principales dans leurs applications qui sont le refroidissement direct et le refroidissement indirect. Par la méthode de refroidissement direct, le fluide entre en contact direct avec la pièce à refroidir alors que par la méthode de refroidissement indirect, la pièce est refroidie à travers un dissipateur de chaleur. La **Figure II-10** nous montre des exemples de ces deux méthodes.

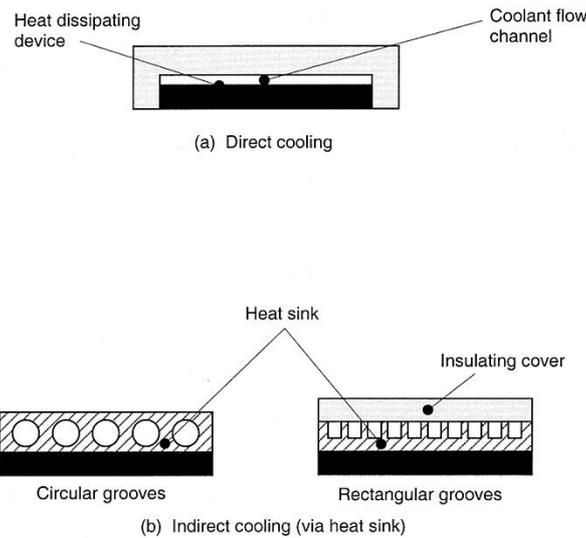


Figure II-10 : Refroidissement par microcanaux et minicanaux pour : a) Refroidissement direct et, b) Refroidissement indirect [7].

Les paramètres principaux qui influencent le CHF pour cette méthode sont le débit d'eau, la température initiale du fluide, la pression, le diamètre hydraulique, la longueur du canal et la nature du fluide utilisée.

Ornatkii [28], Boyd [18]-[19], Celata et al. [31] et Vandervort et al. [32] ont remarqué que des densités de flux thermique élevés (cf. **Tableau II-2**) pouvaient être atteintes par le refroidissement par microcanaux avec de l'eau sous-refroidie ayant un débit élevé.

Auteur	Type et dimension du canal (mm)	Nature du fluide	Débit ($\text{g}\cdot\text{s}^{-1}$)	Densité de flux à la paroi, CHF ($\text{W}\cdot\text{cm}^{-2}$)	ΔT_{sat}
Tuckerman [24]	Rectangulaire, $D_H = 0,095$	Eau	4,7- 8,6	181 - 790	–
Bowers [25]–[27]	Circulaire, $D_H = 0,51 - 2,5$	R-113	0,5 - 2,5	3 - 256	3 - 100
Ornatkii [28]	Circulaire, $D_H = 0,4 - 2$	Eau	1,97 -17,2	35,5 - 227	–
Boyd [29], [30]	Circulaire, $D_H = 3$	Eau	32,5 - 287	625 - 4158	–
Celata [31]	Circulaire, $D_H = 2,5$	Eau	53,9 - 196	1210 – 6060	–
Vandervort [32]	Circulaire, $D_H = 0,3 - 2,7$	Eau	4,5 – 36,8	$10^3 - 10^4$	–

Tableau II-2 : Synthèse des travaux sur le refroidissement par microcanaux et par minicanaux (orientation horizontale).

Ces études ont démontré qu'au fur et à mesure qu'on réduit le diamètre des canaux de refroidissement, la densité de flux thermique augmente. Les autres paramètres comme la

nature du fluide, le débit du fluide, et la température de paroi influence le flux des mêmes manières décrites dans la section précédente.

2.5 Refroidissement par impact de jets

2.5.1 Jets d'air

Les jets peuvent être classifiés selon deux groupes principaux qui sont ; les jets immergés et les jets libres. Un jet est considéré **libre** lorsque le fluide éjecté est différent du fluide de l'atmosphère qui l'entoure et **immergé** quand le fluide éjecté est identique au fluide de l'atmosphère [33], [34]. Ces deux phénomènes sont illustrés sur la **Figure II-11**.

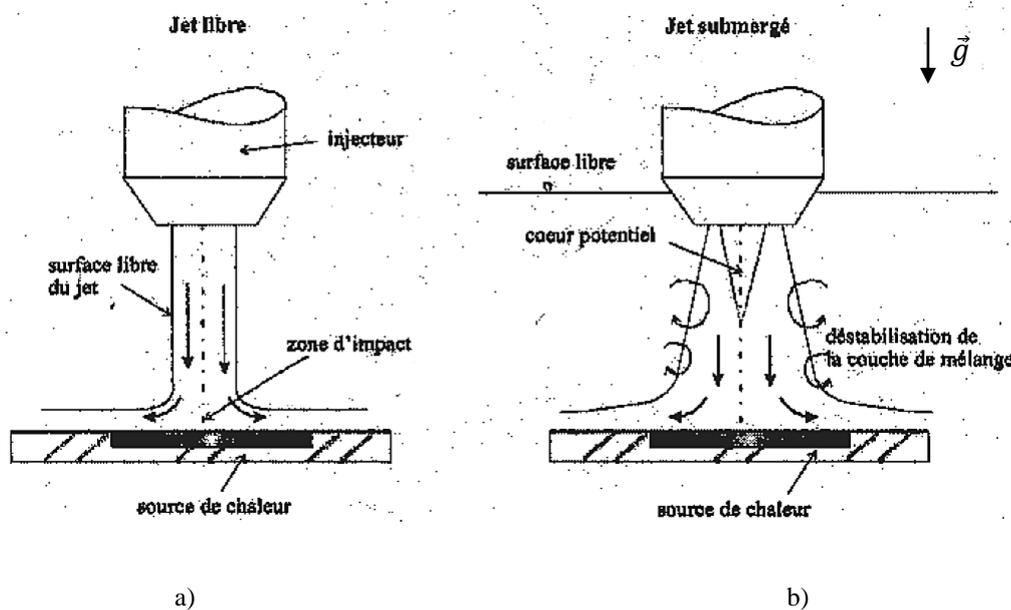


Figure II-11 : a) jet libre, b) jet submergé [35].

Les caractéristiques principales des jets d'air (jets submergé) synthétisés par Vejrazka et al. [36] sont énumérés ci-dessous :

- Sur une distance entre 0 et 6-8 D, où D représente le diamètre de sorti de l'injecteur, le jet est constitué d'un cœur dit potentiel caractérisé par une vitesse constante le long de son axe principal.
- De part et d'autre de ce cœur potentiel, des couches d'écoulements cisailés se développent sous l'effet des instabilités de Kelvin-Helmholtz et génèrent des grosses structures cohérentes qui sont advectées par l'écoulement moyen.
- A l'extrémité du cœur potentiel, le jet devient pleinement turbulent et l'épanouissement du jet devient alors linéaire (cf. **Figure II-12**).

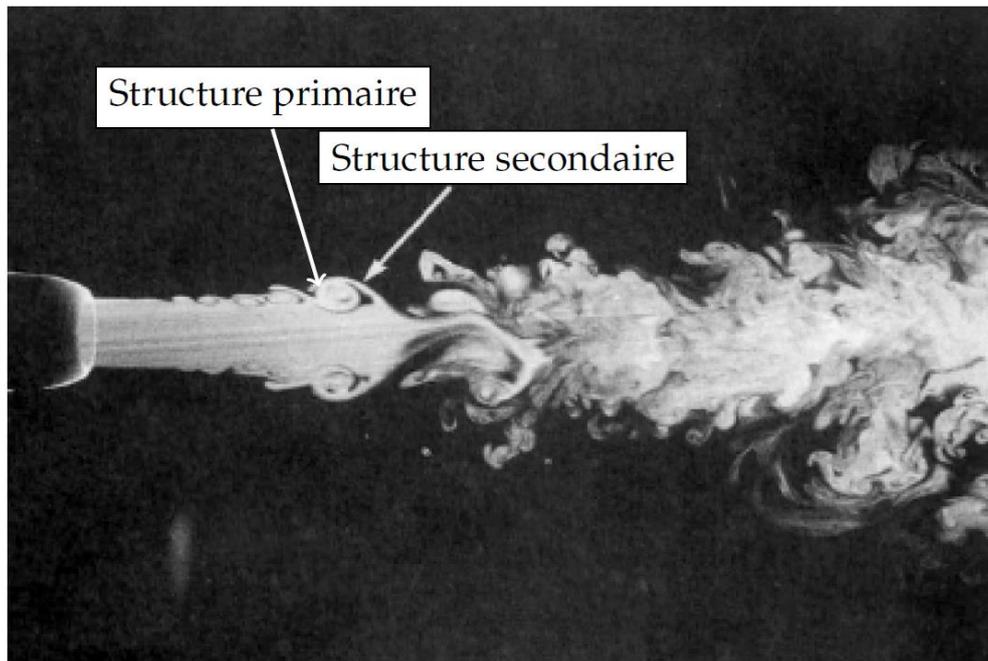


Figure II-12 : Visualisation d'un jet rond pour $Re = 5500$ [37].

Pour un jet rond de diamètre D impactant une paroi située à une distance H de l'injecteur, les transferts de chaleur sur la paroi peuvent être exprimés par le nombre de Nusselt :

$$Nu = \frac{q}{\lambda \frac{T_p - T_j}{D}} \quad \text{II-1}$$

Où q = densité de flux thermique, λ = conductivité thermique du fluide, T_p = Température de la paroi, T_j = Température du jet

La **Figure II-13** illustre la distribution du nombre de Nusselt sur la surface impactée. Pour une valeur de $H/D = 2$, on constate l'existence d'un premier maximum à $r/D = 0,5$, puis d'un maximum secondaire à $r/D = 1,5$. Le premier maximum est causé par l'impact des tourbillons de Kelvin-Helmholtz générés par le cisaillement sur les bords de l'injecteur. Cette hypothèse est bien visible sur l'image de la **Figure II-14**. Les observations ne sont pas identiques pour une valeur de H/D plus importante ($H/D > 6$). On remarque aussi sur la **Figure II-14** la forme adoptée par le jet d'air avant et après son impact, visualisée à l'aide de la fumée.

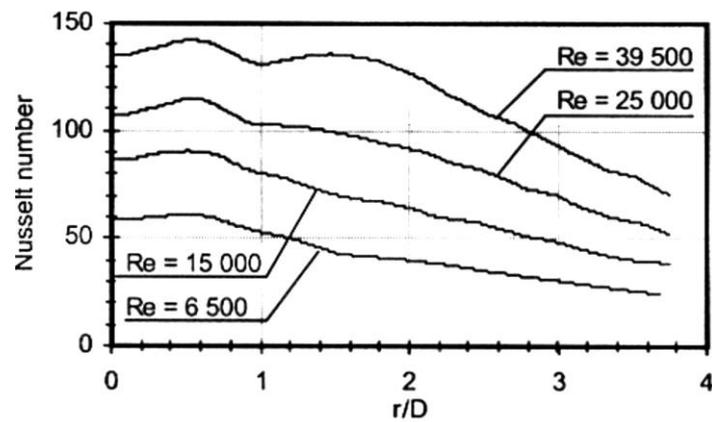


Figure II-13 : Distribution radiale du nombre de Nusselt sur la surface pendant l'impact d'un jet rond immergé pour $H/D = 2$ et divers nombres de Reynolds [36].

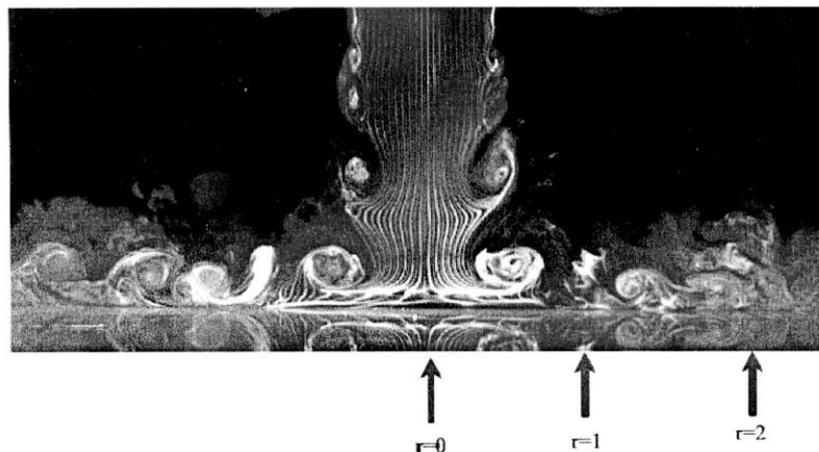


Figure II-14 : Visualisation par fumée d'un jet rond impactant pour $Re = 10000$ et $H/D = 2$ [38].

Grenson [39] a étudié l'impact d'un jet d'air chaud pleinement développé sur une paroi isotherme. La distribution de la densité de flux thermique sur la paroi impactée déterminée par méthode inverse est illustrée sur la **Figure II-15**.

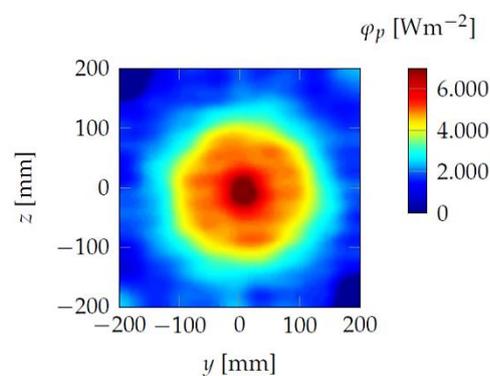


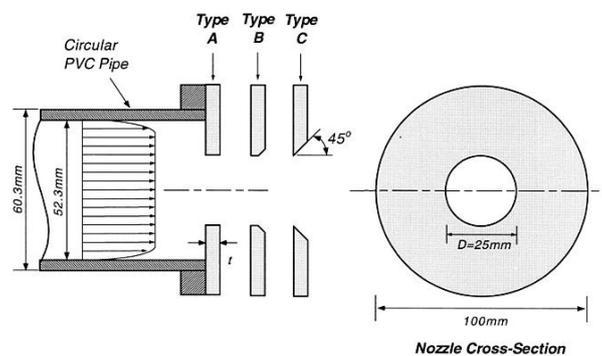
Figure II-15 : Distribution de la densité de flux thermique sur une paroi impactée par un jet d'air chaud [39].

c) Voies d'intensification des échanges thermiques par jets impactants

i) Influence de la géométrie de l'injecteur

Lee et Lee [40] ont démontré que les injecteurs qui déstabilisent le fluide au plus tôt, générant ainsi une turbulence, améliorent les échanges thermiques. Des essais ont été menés avec un orifice à bords tranchants et un injecteur de forme elliptique. La **Figure II-16a** nous montre les différents orifices testés par Lee et Lee [40] alors que la **Figure II-16b** nous montre l'influence des orifices sur les transferts thermiques au niveau de la paroi. On observe qu'avec la configuration C, le nombre de Nusselt est plus élevé au point de stagnation du jet par rapport aux autres configurations. Une autre étude sur l'influence de la géométrie est celle de Trinh et al. [41].

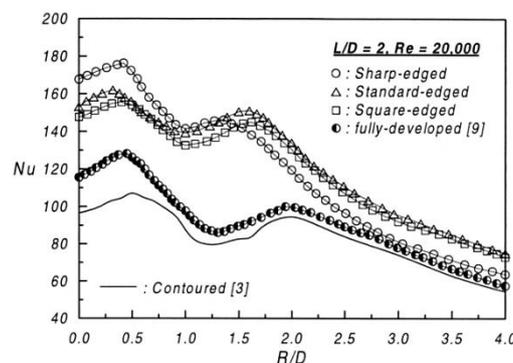
t = épaisseur de la buse



Nozzle exit diameter of $D = 25$ mm

Nozzle Type	Nozzle Name	t	t/D
A	Square-edged orifice	5	0.2
B	Standard-edged orifice		
C	Sharp-edged orifice		

a)



b)

Figure II-16 : a) Différents types d'orifices testés, b) Influence de la géométrie de l'orifice sur le nombre de Nusselt [40].

ii) Influence du nombre de Mach

Des études effectuées par Brevet et al. [42] montrent que le nombre de Mach, lorsqu'il est supérieur à 0.3, influe sur les échanges thermiques entre un jet et une paroi. La **Figure II-17** illustre l'influence de ce paramètre pour $H/D = 10$ et divers nombres de Reynolds.

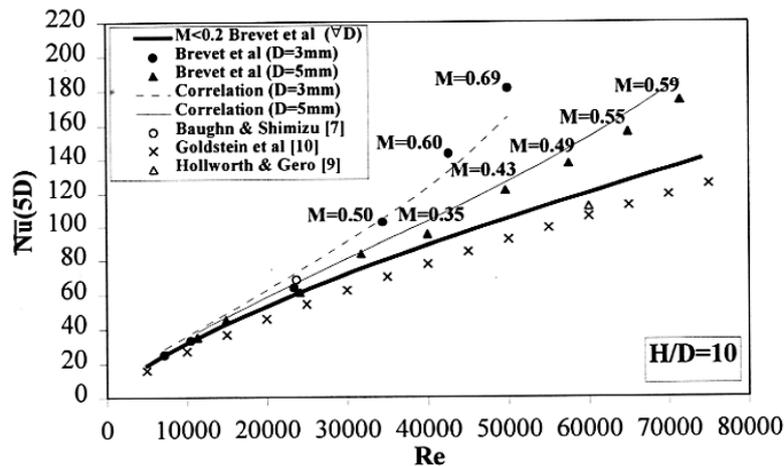


Figure II-17 : Influence du nombre de Mach sur le refroidissement par un jet impactant [42].

iii) Influence de la rugosité

Beitelmal et al. [43] ont étudié l'effet des protubérances présentes sur une plaque impactée par un jet d'air et ont observé que les échanges thermiques augmentaient de 6% en raison de la turbulence générée par l'écoulement d'air.

iv) Influence d'excitations acoustiques

Marzouk et al. [44] ont étudié l'effet des vibrations acoustiques sur la forme des jets. Le paramètre varié dans ces études était le nombre de Strouhal défini par l'équation II-2 . La **Figure II-18** démontre leurs résultats.

$$St = \frac{fe}{V} \tag{II-2}$$

Où f = fréquence d'excitation acoustique, e = Epaisseur de la fente, et V = Vitesse d'écoulement

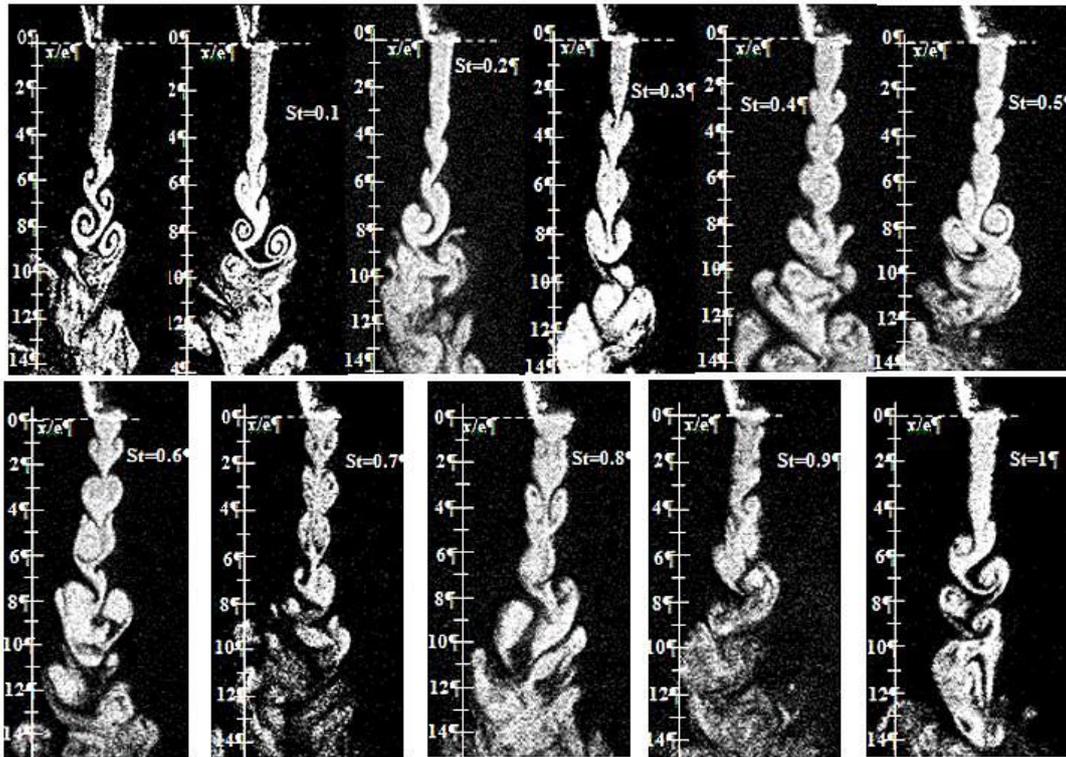
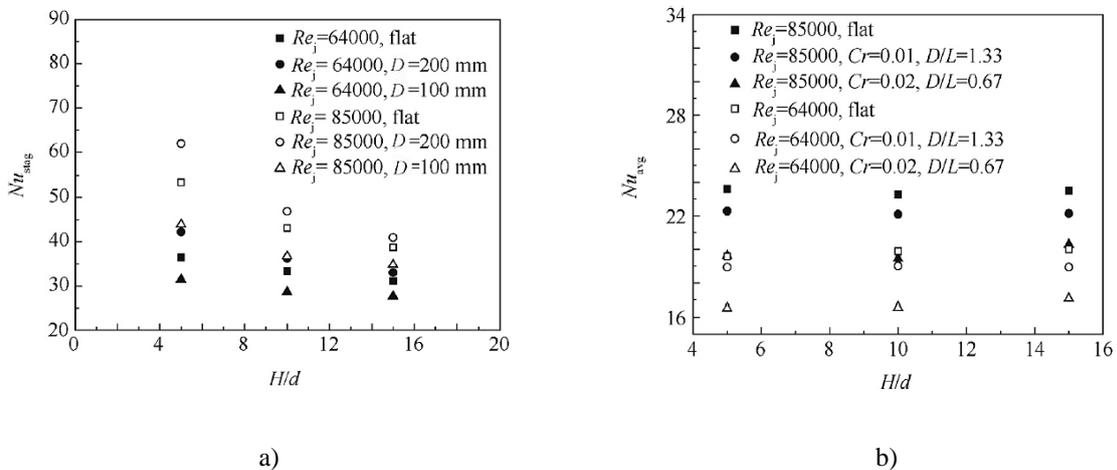


Figure II-18 : Tomographie laser d'un jet plan (fente d'épaisseur e) à $Re = 500$ pour différents valeurs du nombre de Strouhal [44].

v) Influence de la concavité de la surface sur les transferts thermiques

Zhou et al. [45] ont étudié les effets de la concavité de la surface impactée sur le coefficient d'échange au niveau du point de stagnation d'un jet d'air (**Figure II-19a**) et le coefficient d'échange moyen (cf. **Figure II-19b**) du jet. Ces études ont révélé que le nombre de Nusselt moyen et le nombre de Nusselt sur le point de stagnation baissent au fur et à mesure qu'on augmente la courbure de la surface (cf. **Figure II-19c**).



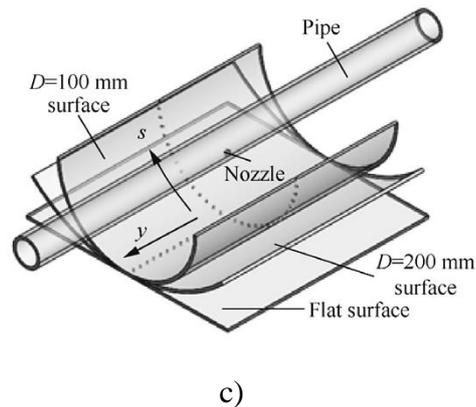


Figure II-19 : a) Effets de la concavité de la surface sur le nombre de Nusselt moyen, b) Effets de la concavité de la surface sur le nombre de Nusselt au niveau du point de stagnation du jet, c) Illustration des différentes parois testées [45].

Le **Tableau II-3** synthétise les études sur les jets d'air citées dans le texte.

Auteur	Nombre de Reynolds	H/D	T_p (°C)	T_j (°C)	Nombre de Nusselt	Matériau impacté, et dimensions (mm)
Lee [38]	10000	2 - 10	–	Ambiante	80 - 110	Plexiglass recouvert par une couche fine d'or, 303 × 303
Lee [40]	10000 - 30000	2 - 10	–	Ambiante	80 - 240	Plexiglass recouvert par une couche fine d'or, 303 × 303
Grenson [39]	60000	3	127	130	245	Titane T40, 600 × 600
Brevet [42]	7200 - 71500	2, 5, et 10	60	Ambiante	160	Résine d'époxy, 20D
Beitelmal [43]	9600 - 38500	1 - 10	–	Ambiante	42 - 118	Aluminium, $\phi = 70$
Zhou [45]	27000 - 130000	5 - 15	–	Ambiante	20 - 55	Aluminium, $\phi = 100, 200$

Tableau II-3 : Synthèse des travaux sur le refroidissement par jets d'air (régime stationnaire).

Les études présentées dessus nous indiquent que la performance thermique des jets d'air impactants dépend de facteurs comme le nombre de Reynolds du jet, le matériau impacté et l'écart de température entre le jet et la paroi. On observe que le nombre de Nusselt augmente avec le nombre de Reynolds et avec la diffusivité du matériau refroidi. On a aussi appris que le rapport de H/D pour un transfert optimal se situe dans la gamme de 3 – 5. Ces paramètres peuvent être variés pour soit améliorer les transferts thermiques entre un jet d'air et une paroi ou les limiter. Les jets d'air restent utiles pour des applications tels que le refroidissement des

aubes des turbines et des composants électroniques mais restent limités pour des applications nécessitant des puissances relativement élevées. Dans la section qui suit, une revue des études effectuées sur des jets d'eau est faite.

2.5.2 Jets d'eau

Le refroidissement par multiples jets d'eau est déjà appliqué dans l'industrie de mise en œuvre des métaux afin de refroidir les pièces métalliques pendant leurs fabrications. Le mode de transfert thermique dominant pendant ce type de refroidissement est l'ébullition. Ceci est induit par des températures très élevées atteintes pendant la mise en œuvre de ces matériaux. D'autres modes de transfert moins influents pendant le refroidissement par jets d'eau sont la convection forcée et la convection naturelle. Une grande quantité de travaux sur les transferts thermiques par ébullition ont été proposés au fil des années. Quelques revues notables sur le sujet sont celles de Webb et Ma [23], Wolf et al. [32] et Kalinin et al. [47], [48].

Des expériences en régime stationnaire ont été faites pour mieux comprendre les phénomènes d'ébullition alors que des expériences en régime transitoire ont amélioré la compréhension des phénomènes physiques dans les conditions industrielles. Ces chercheurs ont effectué des essais avec des buses circulaire et rectangulaire.

a. Hydrodynamique des jets impactants

L'impact d'un jet d'eau sur une paroi peut être classifié dans 5 catégories différentes : surface libre (cf. **Figure II-20a**), plongeant (cf. **Figure II-20b**), submergé (cf. **Figure II-20c**), confiné (cf. **Figure II-20d**), et écoulement parallèle sur une paroi (cf. **Figure II-20e**).

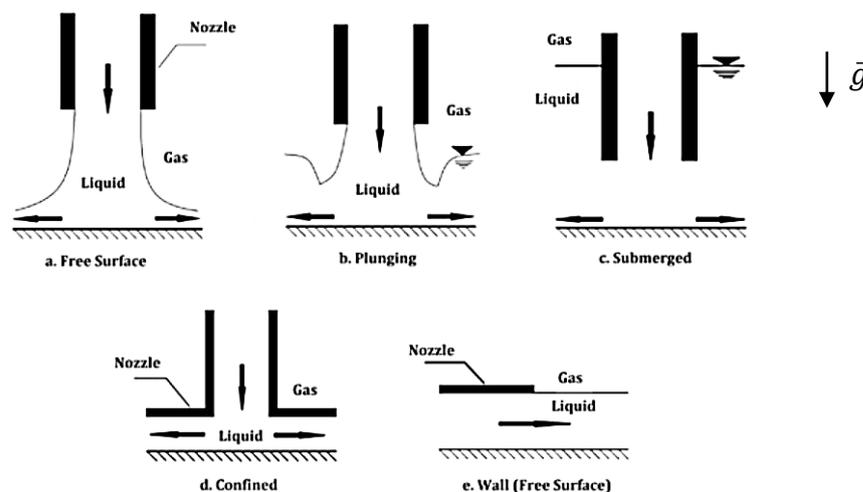


Figure II-20 : Classification de jets impactants [49].

Quand de l'eau pénètre une atmosphère gazeuse et impacte une paroi sans être déviée, ceci est considéré comme un jet libre. Dans ce cas, le liquide s'écoule sur la surface de la paroi sans que le niveau d'eau ne monte alors que dans le cas d'un jet plongeant la trajectoire du jet est

influencée par une couche d'eau déjà présente sur la surface. Une description plus élaborée d'un jet libre circulaire est illustrée sur la **Figure. II-21** avec des profils de pressions et de vitesses de l'écoulement d'eau parallèle sur la surface.

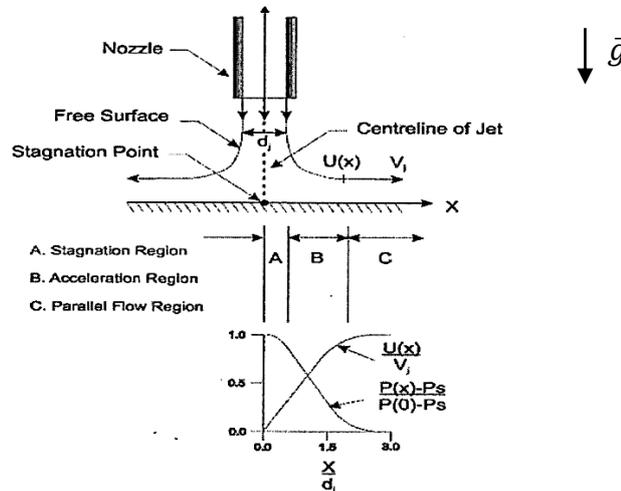


Figure. II-21 : Profils de vitesse, de pression et zones de circulation d'un jet circulaire [46].

Après l'impact d'un jet, il y a trois zones d'écoulement distinct qui peuvent être identifiées :

- La zone de stagnation où la vitesse de l'eau dans l'axe x est presque nulle.
- La zone d'accélération où l'eau s'accélère suivant l'axe x et s'éloigne du point de stagnation.
- La zone d'écoulement parallèle où la vitesse de l'eau dans l'axe x est égale à la vitesse du jet.

La pression de l'eau est plus élevée sur le point de stagnation et diminue au fur et à mesure que la distance radiale augmente. La combinaison des zones de stagnation et d'accélération forme la zone d'impact. Par contre, ce scénario est différent pour les jets plongeants qui sont ralentis et dispersés par la couche d'eau sur la surface juste avant leur impact [46].

Liu et al. [50] a développé une corrélation expérimentale qui définit le rayon de la zone d'impact d'un jet circulaire par :

$$1,57 < \frac{r}{d_{ji}/2} < r_t = 600 Re_{d_{ji}}^{-0,422} \quad \text{II-3}$$

Où Re = le nombre de Reynolds du jet, d_{ji} = le diamètre du jet, r_t = le rayon de transition de la zone d'impact à la zone d'écoulement parallèle.

Selon les expériences de Liu [51], la gamme du diamètre de la zone d'impact thermodynamique (pour une densité de flux thermique constante) d'un jet circulaire est de 1,67 à 2,11 fois le diamètre du jet. Ochi et al. [52] ont défini la zone d'impact d'un jet

circulaire comme la zone où la vitesse parallèle de l'écoulement a une relation linéaire avec la distance du point de stagnation et ont trouvé que cette zone est limitée par $r/d_j \leq 1,28$.

Les différences de pression le long de la zone mouillée ont une influence sur la température de saturation locale T_{sat} [53]. Ces variations de T_{sat} influencent le niveau de sous-refroidissement de l'eau ΔT_{sub} et la température de surchauffe de la paroi ΔT_{sat} . Hauksson [53] a révélé que cet effet pouvait augmenter la température de saturation de $5\text{ }^\circ\text{C}$ au niveau du point de stagnation.

b. Courbe d'ébullition d'un jet d'eau

Ishigai et Nakanishi [54] ont refroidi une plaque d'acier à une température de $1000\text{ }^\circ\text{C}$ en faisant usage d'un jet d'eau sous refroidi de $35\text{ }^\circ\text{C}$ ayant une vitesse de $2,1\text{ m.s}^{-1}$. Des mesures ont été faites sur le point de stagnation du jet et la courbe d'ébullition obtenue est illustrée sur la **Figure II-22** dessous.

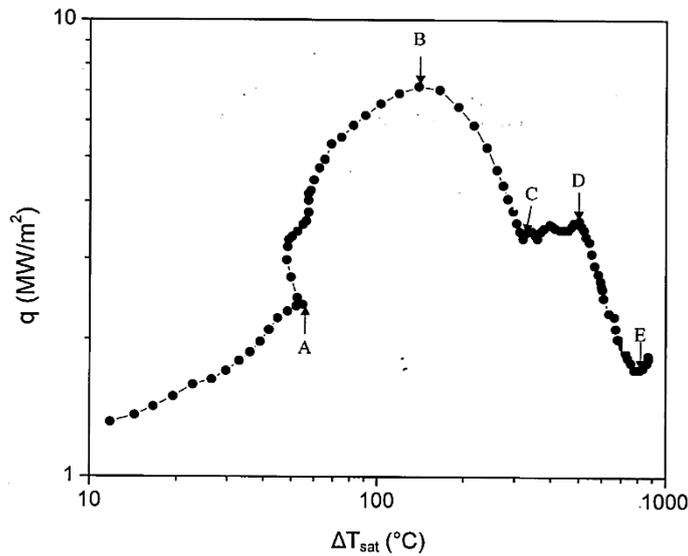


Figure II-22 : Courbe d'ébullition d'un jet impactant [54].

Le mode d'ébullition dominant du moment de l'impact jusqu'au point E est l'ébullition en film. Cette phase est caractérisée par une couche de vapeur stable qui se forme entre la surface impactée et le jet d'eau. Ishigai et Nakanishi [54] ont remarqué que la surface refroidie est visible à travers les couches d'eau et de vapeur et que l'interface de la vapeur est régulière. Dû à la stabilité de la couche de vapeur pendant cette phase, aucun bruit d'ébullition n'est entendu. Au point E, la couche s'écroule et la densité de flux thermique est au minimum.

Au fur et à mesure que la température baisse, la densité de flux augmente rapidement du point E au point D. Cette valeur reste presque identique entre D et C formant ainsi une épaule sur la courbe d'ébullition. La surface commence à mouiller (contact entre liquide et surface) lorsque la température tombe en dessous du point C. Le flux thermique augmente fortement et la zone mouillée se repartit sur la surface entière.

Le point B représente une transition entre la phase d'ébullition transitoire à la phase d'ébullition nucléée. Après le point A, l'ébullition cesse et le mode de transfert dominant devient la convection forcée.

c. Modes de transferts thermiques associés aux jets impactants

Lors de l'impact d'un jet d'eau sur une surface à température élevée, les différents régimes d'ébullition présents sur la surface sont illustrés sur la **Figure II-23**. La durée et la distribution de ces régimes sont fonction de la vitesse du jet, la température du liquide, la température de la surface impactée, la nature de la surface, les propriétés thermo-physiques du liquide et du matériau impacté.

Pendant le refroidissement d'une plaque d'acier chaude par un jet d'eau, il y a des variations de la densité de flux thermique le long de la surface impactée. Ceci est une fonction de la distance du point de stagnation du jet. En conséquence, une hétérogénéité en température importante de la surface impactée est remarquée. Colas et Sellars [55], Evans et al. [56] et Prieto et al. [57] ont lié chaque zone d'écoulement de l'eau provenant du jet à un mode de transfert thermique particulier illustré sur la **Figure II-23**.

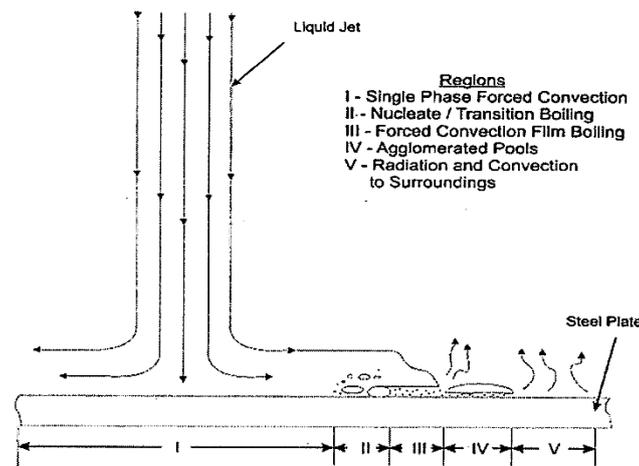


Figure II-23 : Modes de transfert thermique dans la zone mouillée par un jet impactant sur un plateau d'acier fixe [58].

Le mode de transfert thermique dominant dans la zone d'impact **I** est la convection forcée. Dans la zone parallèle, particulièrement dans la section proche du point de stagnation (**II**), il est dominé par l'ébullition nucléée et transitoire alors que dans la section **III** il est caractérisé par la convection forcée et l'ébullition en film. On observe dans la zone **IV** des mares d'eau suspendues par la vapeur et l'ébullition en film est le mode de transfert thermique dominant dans cette zone. Les zones sèches de la paroi **V** sont dominées par des transferts thermiques par rayonnement et par convection naturelle.

d. Quelques résultats obtenus lors du refroidissement de l'acier par des jets d'eau libres

i) Refroidissement d'une plaque d'acier par un jet d'eau libre

Lee et al. [59] ont refroidi une plaque d'acier d'une température de $900\text{ }^{\circ}\text{C}$ avec un jet d'eau ayant un diamètre de 3 mm , une vitesse de $5\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ et une température de $15\text{ }^{\circ}\text{C}$. La **Figure II-24** nous montre la distribution de la température, du coefficient d'échange et de la densité de flux thermique sur la surface $0,5\text{ s}$ après l'impact du jet. Les valeurs des densités de flux thermique et des coefficients d'échanges ont été déterminées par méthode inverse.

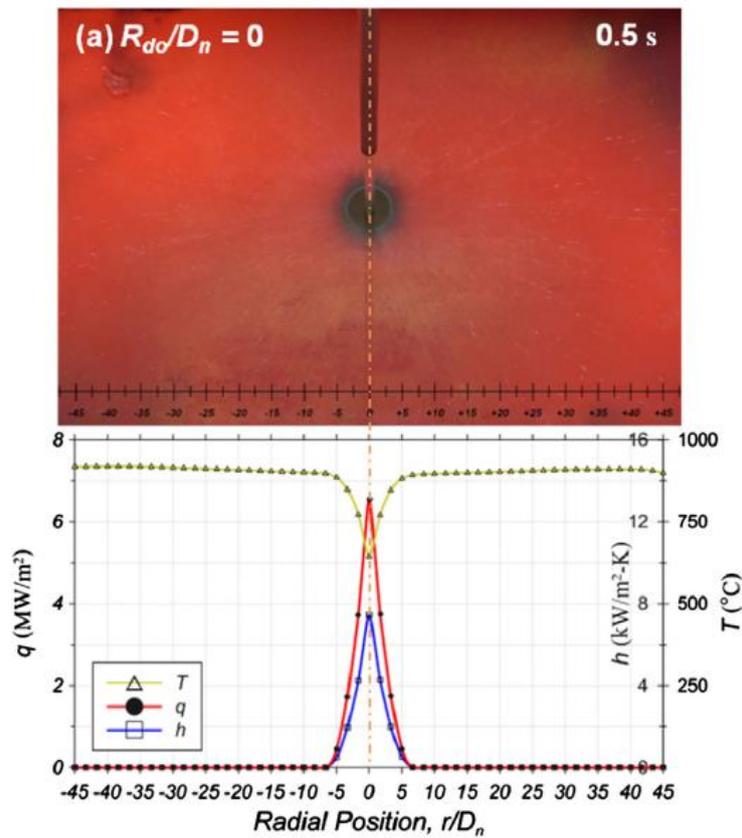


Figure II-24 : Distribution de T , h , et q sur la surface $0,5\text{ s}$ après l'impact d'un jet d'eau sur une plaque d'acier [59].

Sun et al. [60] ont étudié les effets de l'éloignement (z_o/d) sur les échanges thermiques entre un jet et la paroi impactée. On constate sur la **Figure II-25** qu'il y a un maximum de densité de flux thermique au niveau du point de stagnation lorsque la plaque est située à l'extrémité du cœur potentiel, c'est-à-dire $z_o/d = 6$.

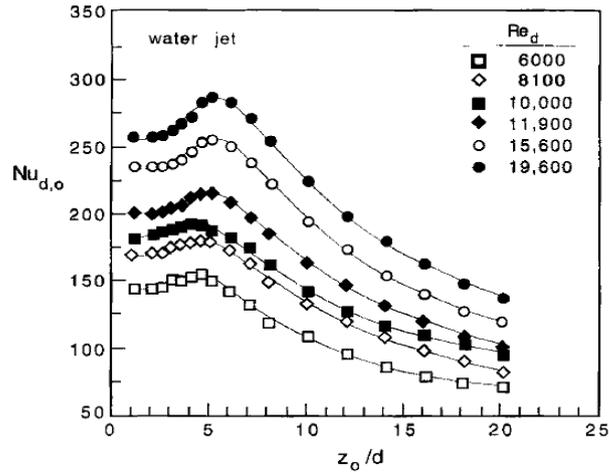


Figure II-25 : Evolution du nombre de Nusselt au niveau du point de stagnation en fonction de la distance entre la plaque et l'injecteur [60].

ii) *Refroidissement d'une plaque d'acier par deux jets d'eau à proximité l'un de l'autre*

Les effets de deux jets à proximité l'un de l'autre ont été étudiés par Lee et al. [61]. Les valeurs des différents paramètres hydrodynamiques sont ; $D_j = 3 \text{ mm}$, $w = 10D$, $20D$ et $30D$, $v_j = 5 \text{ m.s}^{-1}$. Les résultats obtenus pour $t = 4,5 \text{ s}$ sont illustrés sur la **Figure II-26**.

D = diamètre du jet

w = distance entre les jets

v = vitesse du jet

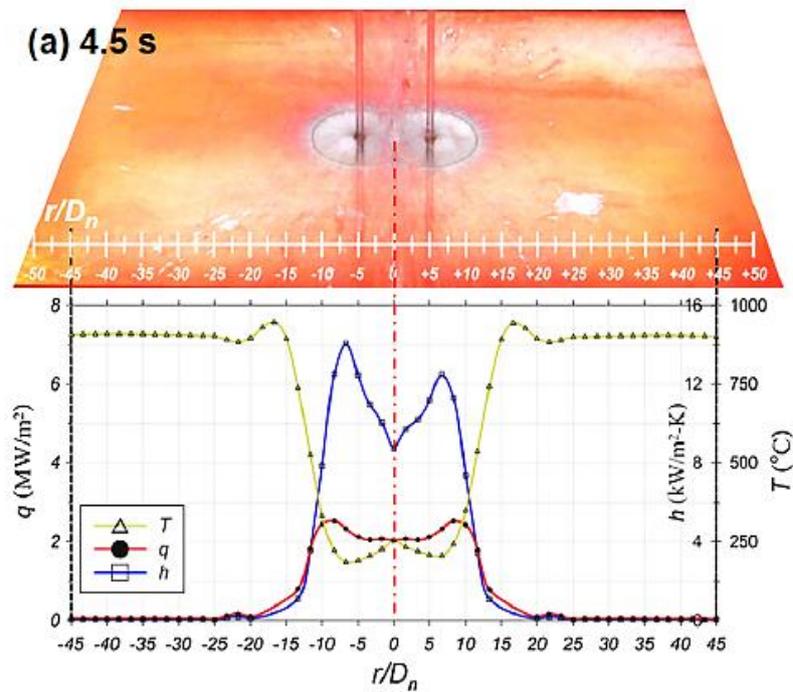


Figure II-26 : Distribution de T , h , et q sur la surface 4,5 s après l'impact de deux jets d'eau sur une plaque en acier [61].

Ces études ont montré qu'il y a une corrélation positive entre le coefficient d'échange et la vitesse des jets. D'autres facteurs qui ont une influence majeure sur le coefficient d'échange sur la paroi impactée sont la température de la surface et la température du fluide. Des essais avec de multiples jets ont démontré qu'un refroidissement relativement homogène d'une surface pouvait être acquis avec des lignes de jets espacés de façon optimale. Le **Tableau II-4** résume en partie ces travaux.

Auteurs	Paramètres Expérimentaux					
	Régime de transfert thermique	No. de buses, espace entre buses (mm)	Température initiale (°C)	Débit d'eau (g/s)	Densité de flux thermique, CHF (W.cm ⁻²)	Matériau refroidi, et dimensions (mm)
Liu [51]	Transitoire	2/3, 80, 90 et 140	860	500 -1300	1140	Acier, 280 × 280 × 7,6
Hauksson [53]	Transitoire	1	850	250 - 667	550	Acier inoxydable, DQSK, 280 × 280 × 7,62
Ishigai [54]	Transitoire	1	–	–	–	Acier inoxydable, 50 × 12 × 2
Lee [59]	Transitoire	1	900	39	700	Acier inoxydable, 300 × 200 × 20
Lee [61]	Transitoire	2	900	39	750	Acier inoxydable, 300 × 200 × 20
Jondhale [62]	Transitoire	1	760	250 - 500	900	Acier HSLA, 1200 × 430 × 6,65
Chen [63]	Transitoire	1	240	4615	500	Acier inoxydable, 210 × 50 × 2
Hatta [64]	Transitoire	1	900	612 -1004	–	18 - 8 Acier inoxydable, 200 × 200 × 10
Kumagai [65]	Transitoire	1	400	–	700	Cuivre, 150 × 120 × 20
Kumagai [66]	Transitoire	1	400	–	1600	Cuivre, 150 × 120 × 20
Mitsutake [67]	Transitoire	1	250	15,7 - 47	1330	Cuivre, laiton, acier au carbone
Chen [68]	Transitoire	1	240	–	1700	Acier inoxydable, 355 × 254 × 6,35
Hall [69]	Transitoire	1	650	–	–	Cuivre, φ =112,

Chapitre II : Etude Bibliographique

							e = 25.4
Filipovic [70]–[72]	Transitoire	1	400	7,2	420	Cuivre, 508 × 38,1 × 25,2	
Robidou [73], [74]	Stationnaire	1	400	7,2	420	8 résistances en cuivre, 10 × 10 × 5	
Meng [75]	Transitoire	1	900	250 - 750	2300	Acier inoxydable DQSK, 280 × 280 × 7,62	
Nobari [76]	Transitoire	1	720	250 - 750	1300	Acier HSLA, 430 × 400 × 6,6	
Karwa [77]	Transitoire	1	900	14,6 - 73	720	Acier inoxydable, $\phi = 50$, e = 20	
Woodfield [78]	Transitoire	1	240	9,4 - 47	420	Cuivre, laiton, Acier, $\phi = 94$, e = 59	
Agrawal [79]	Transitoire	1	800	1,8 - 30	200	Acier inoxydable, 130 × 38 × 0,25	
Monde [80]	Transitoire	2, 4	150	–	1200	Cuivre, D = 25	
Sakhuja [81]	Transitoire	Lignée de jets	–	–	–	Cuivre, 152 × 102 × 51	
Slayzak [82]	Stationnaire	2 lignées de 6 jets (2/6), 6,3	–	–	–	Acier, 260 × 35,70 × 0,66	
Harahuchi [83]	Transitoire	3/5, 40 et 80	–	–	–	Cuivre, 300 × 300 × 5	
Zumbrunnen [84]	Transitoire	1	–	–	–	Acier inoxydable, 27,56 × 4,13 × 1,6	
Chen [63], [85]– [87]	Transitoire	1	–	–	–	Acier à faible teneur en carbone, 355 × 254 × 6,35	
Prodanovic [88]	Transitoire	1	700	–	2400	Acier à faible teneur en carbone, 1200 × 430 × 6,38	

Tableau II-4. Synthèse de quelques travaux sur les jets d'eau.

Les études sur le refroidissement de jet d'eau ont révélé une corrélation forte entre la vitesse du jet et la densité de flux thermique. Les propriétés thermiques du matériau refroidi et le niveau de sous refroidissement de l'eau influence aussi les échanges thermiques entre le jet et la paroi impactée. De plus, au fur et à mesure qu'on s'éloigne de la zone de stagnation du jet, la densité de flux thermique réduit progressivement.

2.5.3 Conclusion

Dans cette section, de nombreuses études sur l'application des jets impactants pour le refroidissement des parois ont été présentées. Ces études ont révélé que les jets, notamment les jets d'eau ont la capacité d'extraire de grandes quantités de chaleur et offrent un niveau de flexibilité pour des applications de refroidissement localisé. On a aussi appris qu'il y a plusieurs facteurs qui affectent la performance thermique des jets impactants comme la géométrie de la buse, la distance entre l'orifice du jet et la paroi impactée, la vitesse du jet, et les propriétés physiques du fluide.

2.6 Refroidissement par sprays impactants

Les sprays sont formés par la pulvérisation d'un liquide en plusieurs gouttes par une buse de pulvérisation (cf. **Figure II-27**). En applications thermiques, ces gouttes sont dirigées vers une paroi chaude pour la refroidir. La distribution spatiale des gouttes du liquide permet un refroidissement uniforme de la surface [89]. Les premières parties de cette section décrivent la mécanique de fluide associée aux sprays impactants et la section se termine par l'analyse de l'influence des paramètres hydrodynamiques sur la densité de flux thermique.

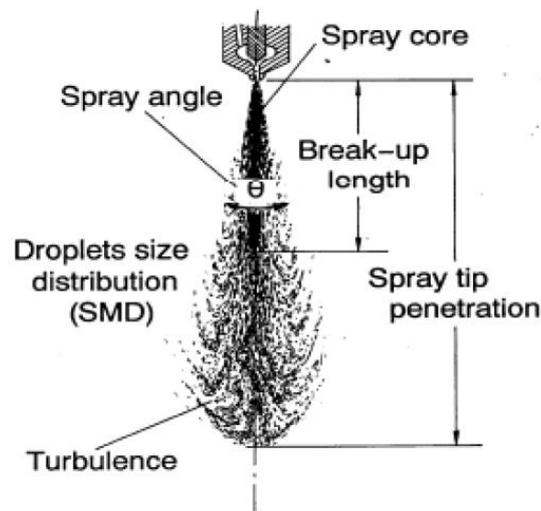


Figure II-27 : Illustration de la forme d'un spray impactant [90].

a. Physique d'atomisation

Rayleigh [91] était l'un des premiers à étudier l'atomisation des jets des liquides. Il a remarqué qu'il avait des perturbations sur la surface des jets et a conclu que les jets liquide se brisaient en gouttes lorsque la longueur d'onde (λ_{opt}) de la perturbation atteignait $4,51 d$, où d représente le diamètre initial du jet (cf. **Figure II-28**). Il a défini le diamètre des gouttes formées par l'équation suivante :

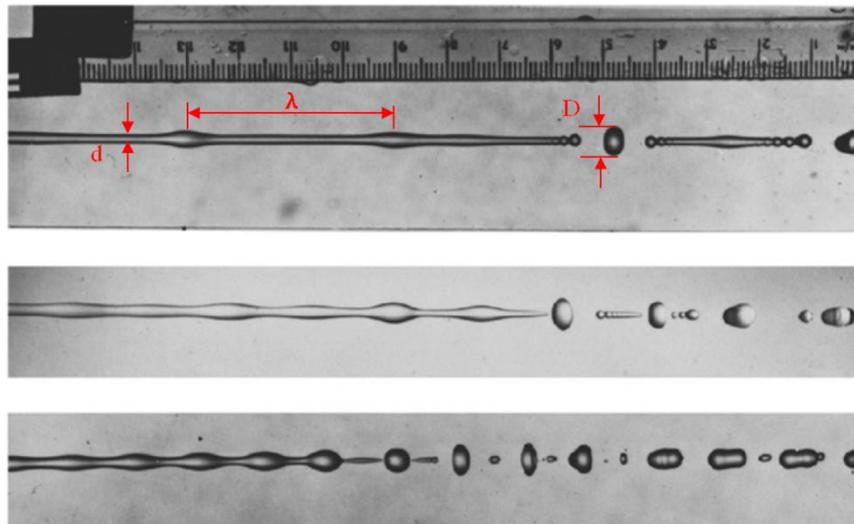


Figure II-28 : Illustration de la désintégration d'un jet liquide [92].

$$D = 1,89d$$

II-4

Les analyses de Rayleigh prennent en compte la tension superficielle et les forces d'inerties mais négligent les effets de la viscosité et de l'air ambiante.

Weber [93] a continué le travail de Rayleigh et a pris en compte les effets de la résistance de l'air et de la viscosité du fluide. La nouvelle formule pour la longueur d'onde a été définie ainsi :

$$\lambda_{opt} = 4,44d (1+3Oh)^{0,5} \quad \text{II-5}$$

Où Oh est le nombre d'Ohnesorge, $Oh = \frac{\mu_L}{(\rho_L \sigma d)^{0,5}}$

μ_L = viscosité du liquide, ρ_L = masse volumique, et σ = tension superficielle

En fonction de sa vitesse, un jet peut être pulvérisé de quatre manières principales [94].

- Pour des vitesses basses, l'oscillation axisymétrique de la surface du jet provoque sa désintégration (**Figure II-29a**).
- Pour une gamme de vitesses plus élevée, le jet entier oscille (**Figure II-29b**), provoquant ainsi sa désintégration.
- Pour le troisième mode, la vitesse est assez élevée pour générer une friction intense entre l'air et la surface du jet. Ceci crée des ondes instables sur la surface (**Figure II-29c**) qui finissent par se détacher.

- Le dernier mode est celui d'atomisation, au cours duquel le fluide est pulvérisé dès sa sortie de l'orifice d'une buse dû aux interactions aérodynamiques entre celui-ci et l'air. La désintégration du fluide est causée par les vitesses très élevées du fluide.

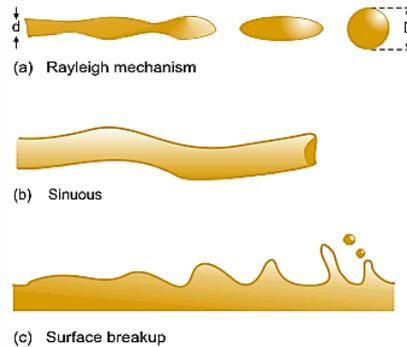


Figure II-29 : Modes de pulvérisation [94].

Il existe trois catégories principales d'atomiseurs classés selon leur mode de fonctionnement [94]. Ils sont des atomiseurs à pression, à rotation et à double fluides.

- Les atomiseurs à pression (**Figure II-30a**, **Figure II-30b** et **Figure II-30c**) convertissent la pression du fluide en énergie cinétique qui permet ensuite sa pulvérisation quand il entre en contact avec de l'air.
- Le principe des atomiseurs à rotation (**Figure II-30d**) est l'imposition d'une vitesse rotationnelle sur le fluide par une surface tournante. Le fluide se pulvérise ensuite quand il entre en contact avec de l'air.
- Les atomiseurs à double fluides (**Figure II-30e**, **Figure II-30f**) utilisent un jet d'air à débit élevé pour pulvériser le fluide.

Quelques buses génèrent une turbulence dans le fluide avant sa sortie de l'orifice. Ceci permet l'augmentation de la superficie impactée due à l'imposition d'une vitesse dans l'axe horizontal. Ceci facilite aussi la pulvérisation du fluide quand il entre en contact avec de l'air.

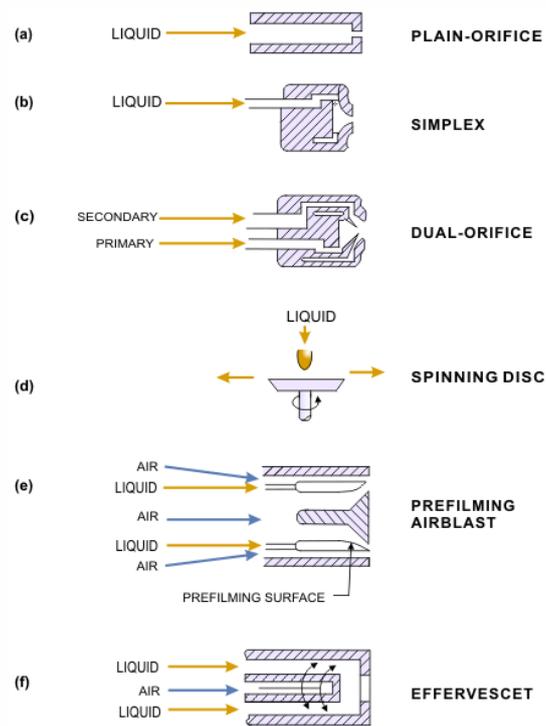


Figure II-30 : Différents types d'atomiseurs [94].

b. Classification des buses

Il existe deux façons principales de créer un spray ; pulvérisation par air ou pulvérisation par baisse de pression [95]. Les buses à injection d'air se servent d'une source extérieure d'air pour pulvériser le fluide en question alors que les buses à pression se servent de l'énergie cinétique du fluide générée par la chute de sa pression pour former des gouttes. Les buses à pression peuvent être classifiées en 3 groupes selon la géométrie du spray généré : cône pleine, cône creux et spray plat. La **Figure II-31** illustre ces 3 types de sprays.

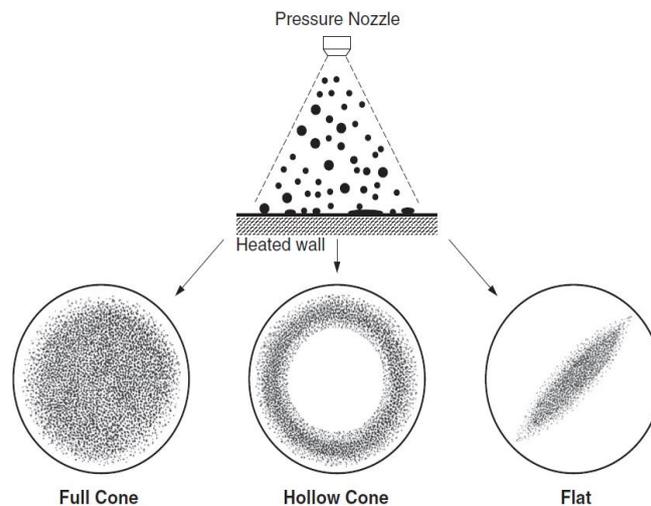


Figure II-31 : Différents formes de sprays générés par des buses à pression [89].

Les sprays peuvent aussi être classifiés selon le nombre de gouttes qui impactent la surface comme spray dilué, spray intermédiaire et spray dense tous illustrés sur la **Figure II-32**.

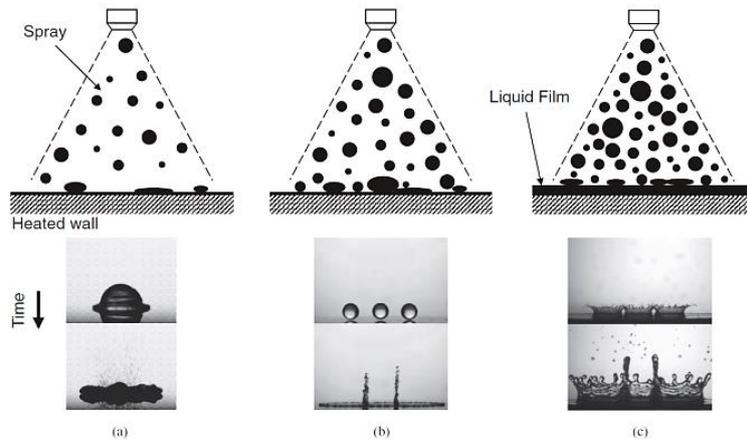


Figure II-32 : Classification de sprays en fonction du nombre de gouttes qui impactent la surface : a) Spray dilué, b) spray intermédiaire et c) spray dense [96]–[98].

c. Orientation des buses

Selon l'application souhaitée, des buses peuvent être orientées dans l'axe vertical (vers le haut ou le bas), l'axe horizontal ou incliné à un angle. La **Figure II-33** nous montre ces différentes orientations.

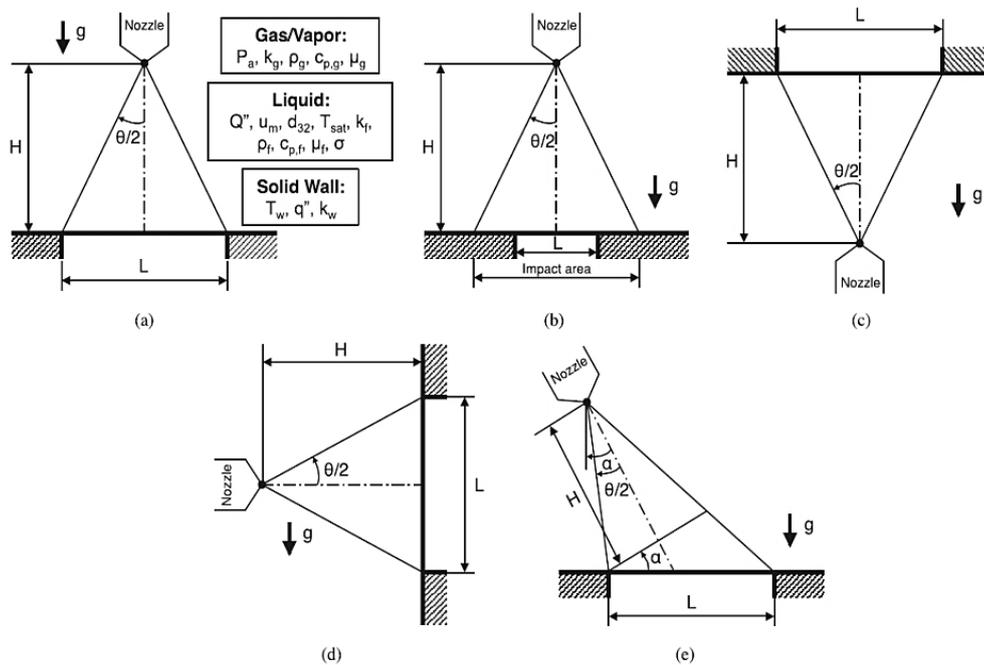


Figure II-33 : Représentation schématique de : a) Spray orienté vers le bas, b) Spray orienté vers le bas impactant une petite surface, c) Spray orienté vers le haut, (d) Spray orienté dans l'axe horizontal et, e) Spray incliné [89].

d. Paramètres hydrodynamiques qui influencent la performance thermique des sprays

Liang et Mudawar [89] ont fait une synthèse des paramètres influençant la performance thermique d'un spray.

Ils sont :

- Propriétés physiques du liquide : température de saturation, masse volumique, chaleur spécifique, tension superficielle et l'enthalpie de changement d'état.
- Température initiale du liquide.
- Pression ambiante.
- Paramètres de la surface impactée comme sa température et sa conductivité thermique.
- Paramètres de l'écoulement comme le débit et la pression du liquide.
- Paramètres géométrique de la buse comme son diamètre de sortie et l'angle du spray.

Parmi tous les paramètres listés dessus, les paramètres hydrodynamiques les plus influents sur la thermique sont: le diamètre moyen des gouttes, la vitesse moyenne des gouttes et le débit d'eau par unité de superficie ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$).

Zhang et al. [99] ont étudié les effets de la pression et du diamètre de l'orifice de la buse sur l'angle d'impact et sur les propriétés hydrodynamiques du spray. Ils ont lié l'angle d'un spray tourbillonnant au nombre de Reynolds fluide par la corrélation suivante :

$$\theta = 1,4Re^{0,39} \quad \text{II-6}$$

i. Diamètre moyen des gouttes

Le concept du diamètre moyen a été évoqué par Mugele et Evans [100]. Le plus important de ces diamètres est le diamètre Sauter mean, d_{32} , qui représente le diamètre d'une goutte qui a le même rapport de sa superficie à son volume de celui du spray entier. Ce diamètre est obtenu par la formule suivante :

$$d_{32} = \frac{\sum_i n_i d_i^3}{\sum_i n_i d_i^2} \quad \text{II-7}$$

n = le nombre des gouttes

d = diamètre des gouttes

Pour des sprays à cônes pleines, Estes et Mudawar [101] ont développé une corrélation pour estimer le diamètre moyen de Sauter (équation II-8).

$$\frac{d_{32}}{d_0} = 3,67(We_0^{\frac{1}{2}}Re_0)^{-0,259} \quad \text{II-8}$$

Où d_0 = diamètre de l'orifice de la buse ayant une gamme de $0,762 - 1,7 \text{ mm}$

We_0 et Re_0 sont les nombres de Weber et de Reynolds respectivement.

$$We_0 = \frac{\rho_g \left(\frac{2\Delta P}{\rho_f}\right) d_0}{\sigma} \quad \text{II-9}$$

ρ_g et ρ_f représentent les masses volumiques du gaz et du fluide respectivement,

ΔP = baisse de pression, σ = tension superficielle et μ_f = viscosité du fluide

$$Re_0 = \frac{\rho_f \left(\frac{2\Delta P}{\rho_f}\right)^{1/2} d_0}{\mu_f} \quad \text{II-10}$$

ii. Débit d'eau

Le débit par unité de superficie est le paramètre le plus important d'un spray selon Estes et Mudawar [101]. Liang et Mudawar [89] définissent le débit par unité de superficie Q'' ($\text{kg.s}^{-1}.\text{m}^{-2}$) comme le débit du liquide expulsé de la buse impactant une zone infinitésimal de la surface divisé par la superficie de cette zone.

Mudawar et Estes [102] ont développé un modèle analytique pour estimer la distribution du débit d'eau dirigé vers une surface impactée par un spray. Ce modèle est basé sur la supposition que le débit d'eau Q''_{sp} est uniformément distribué sur une calotte sphérique centré sur l'axe du spray et confiné par l'angle du spray.

$$Q'' = \frac{1}{2} \left\{ \frac{Q}{\pi [H \tan(\frac{\theta}{2})]^2} \right\} \left[\frac{\tan^2(\frac{\theta}{2})}{1 - \cos(\frac{\theta}{2})} \right] \left[1 + \left(\frac{r}{H}\right)^2 \right]^{-3/2} \quad \text{II-11}$$

θ = angle du spray, H = distance entre la buse et la paroi

Le principe est illustré sur la **Figure II-34** ci-dessous.

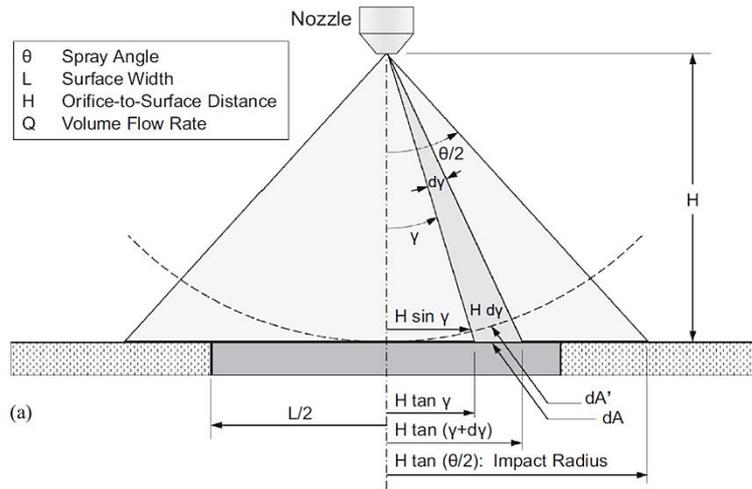


Figure II-34 : Principe utilisé pour le développement du modèle d'estimation du débit par unité de superficie [102].

iii. *Vitesse moyenne des gouttes*

Ciofalo et al. [103] ont suggéré que la vitesse moyenne des gouttes u_m pouvait être estimée par la formule suivante :

$$u_m = C_q \left(\frac{2\Delta P}{\rho_f} \right)^{1/2} \quad \text{II-12}$$

où C_q représente le coefficient de décharge qui dépend de la structure interne de la buse.

Ghavami et al. [104] ont lié la vitesse moyenne des gouttes (u_m) de l'eau à la distance axial z , entre les gouttes et l'orifice de la buse par la formule suivante:

$$\frac{u_m}{(\Delta P/\rho_f)^{-1/2}} = 0.244 We_o^{0.126} Re_o^{0.165} (z/d_o)^{-0.293} \quad \text{II-13}$$

iv. *Modes de transferts thermiques présents pendant le refroidissement d'une surface par un spray impactant*

Les méthodes principales de transfert thermique proposées par Pais et al. [105], Mesler et Mailen [106], Yang et al. [107] et Rini et al. [108] sont énumérées dessous:

- Evaporation de la couche fine formée sur la surface.
- Convection forcée provoqué par l'impact des gouttes sur la surface.
- Ebullition nucléée sur la surface.
- Nucléation secondaire sur les gouttes impactantes.

La **Figure II-35** nous montre une illustration de tous ces modes de transferts.

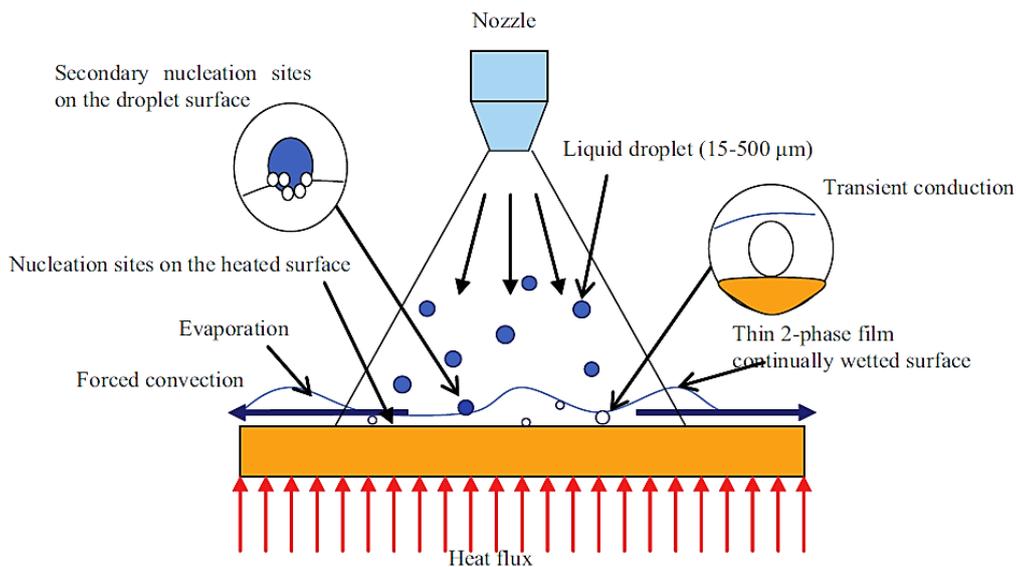


Figure II-35 : Modes de transferts thermiques présents pendant le refroidissement d'une surface par un spray impactant [92].

v. *Modélisation du CHF d'un spray Impactant*

Yan et al. [109] définissent le CHF comme le flux de chaleur maximum atteint pendant le refroidissement d'une surface par ébullition. Le CHF est illustré sur la courbe d'ébullition de la **Figure II-36**.

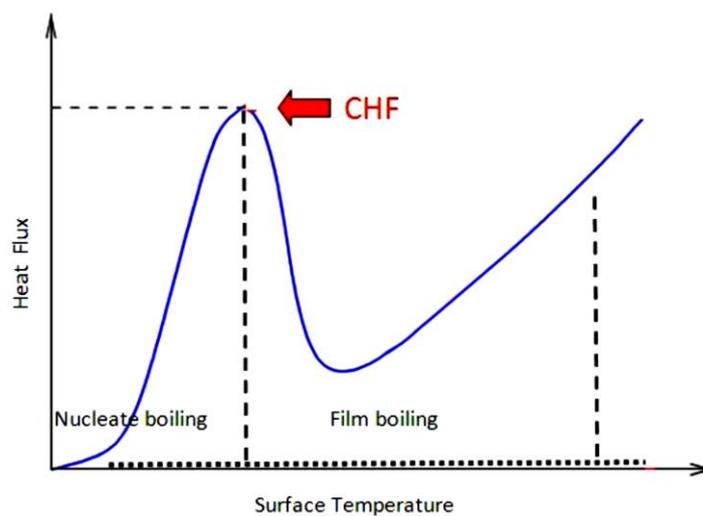


Figure II-36 : Courbe d'ébullition typique [109].

Le CHF représente le point de transition entre l'ébullition nucléée et l'ébullition transitoire. L'une des caractéristiques les plus importantes du CHF est la formation d'une couche de vapeur sur la surface du matériau. Cette couche de vapeur sépare la phase liquide de la surface, diminuant ainsi les transferts thermiques. L'image dessous (**Figure II-37**) nous montre l'évolution et la forme de la couche de vapeur.

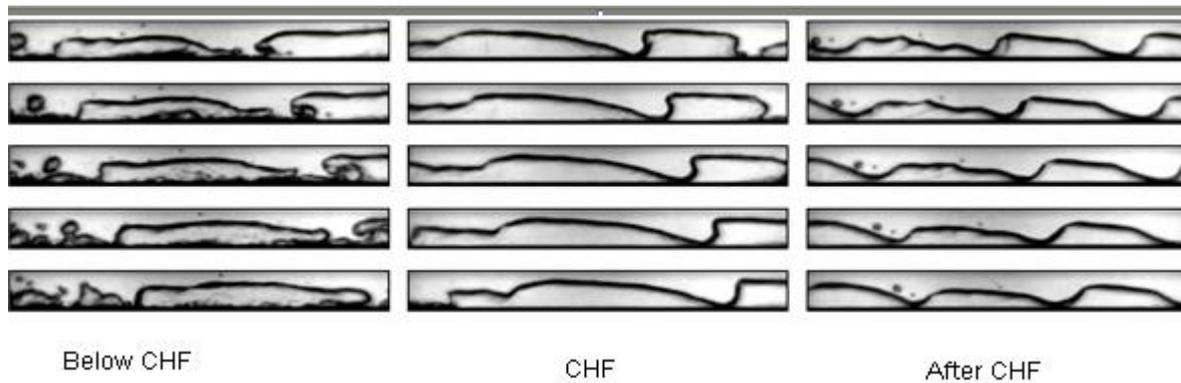


Figure II-37 : Illustration du remplacement de la couche d'eau par une couche de vapeur [110].

Sturgis et Mudawar [111] ont décrit la couche de vapeur comme une onde séparée par des zones mouillées intermittentes. Cette réflexion idéalisée est illustrée par la **Figure II-38** ci-dessous.

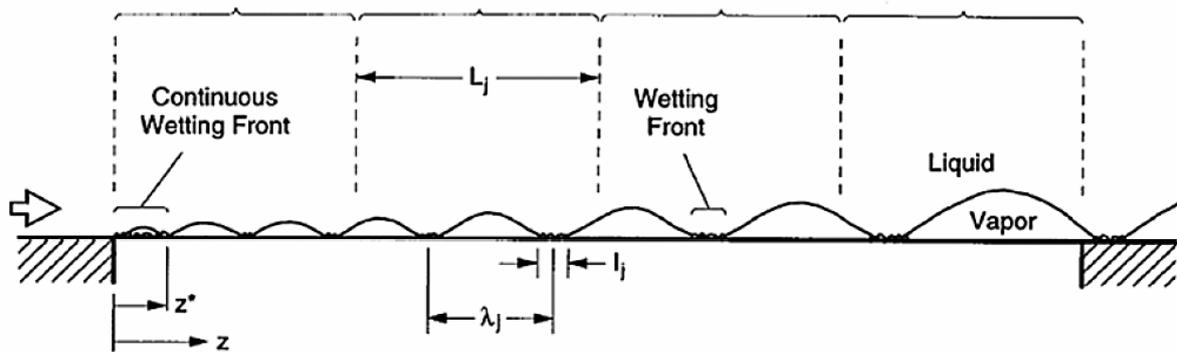


Figure II-38 : Forme idéalisée d'une couche de vapeur formée sur la surface pendant le CHF [111].

Inspirés par le modèle d'écoulement séparé, l'analyse des instabilités et l'analyse du bilan énergétique, Sturgis et Mudawar [111] ont développé un modèle pour estimer le CHF atteint pendant l'ébullition.

$$q_{CHF}'' = \frac{l_j}{\lambda_j} \rho_v (C_{p,l} \Delta T + h_{fg}) \left(\frac{p_l - p_v}{\rho_v} \right)^{1/2} l_j(z^*) \quad \text{II-14}$$

Où l_j = longueur de la zone de mouille, λ_j = longueur d'onde, $p_l - p_v$ = la différence de pression entre la vapeur et le liquide, et h_{fg} = énergie latente de vaporisation.

vi. Refroidissement de grandes surfaces par multiple buses

Les sprays impactants peuvent être adaptés pour le refroidissement de grandes surfaces (métallurgie) comme de petites surfaces (électronique). Lin et al. [112] ont fait des expériences avec le fluide FC-72 sur une surface de $2,54 \times 7,6 \text{ cm}^2$ pour un arrangement de 4×12 buses illustré sur la **Figure II-39**. Le flux maximum mesuré sur la surface pendant ces essais est de $59,5 \text{ W.cm}^{-2}$.

Yan et al. [113], [114] ont étudié le refroidissement d'une surface plus grande de 203 cm^2 par multiple buses avec le fluide R-134a. Le schéma du banc expérimental est présenté sur la **Figure II-40**. Yan et al. [113] ont obtenu un coefficient d'échange maximum de $5596 \text{ W.K}^{-1}.\text{cm}^{-2}$, beaucoup moins que la valeur mesurée par Lin et al. [112] qui ont refroidi une surface de 20 cm^2 . Après avoir comparé les résultats de refroidissement par multiples buses aux résultats de refroidissement par une seule buse, Lin et al. [112] ont remarqué que le coefficient d'échange et la densité de flux ont baissé de 30% et 34% respectivement. L'hypothèse proposée pour expliquer ce phénomène suggère que l'accumulation du fluide sur la surface provoqué par l'interaction entre les différents sprays change le mode de transferts thermiques d'ébullition nucléé et d'évaporation à la convection forcée, diminuant ainsi le coefficient d'échange.

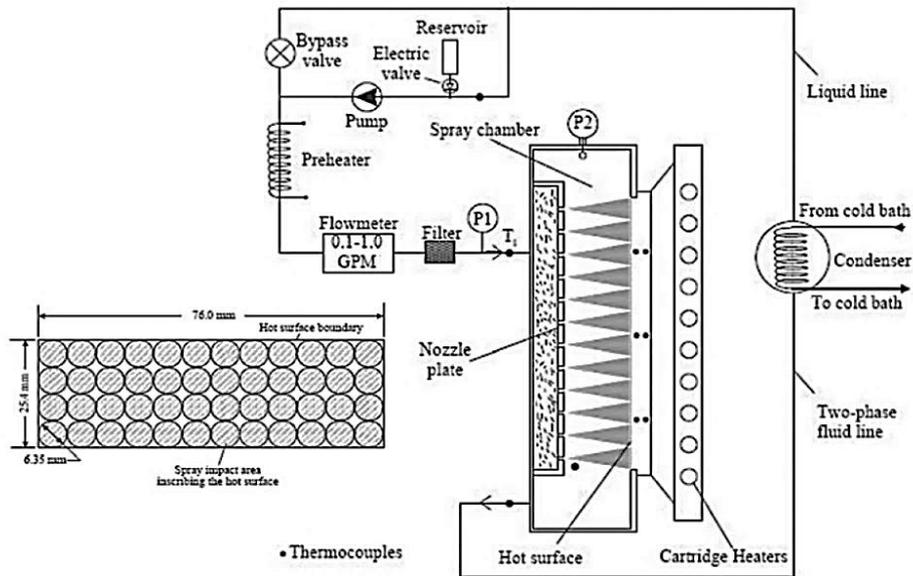


Figure II-39 : Schéma du banc expérimental de lin et al. [112].

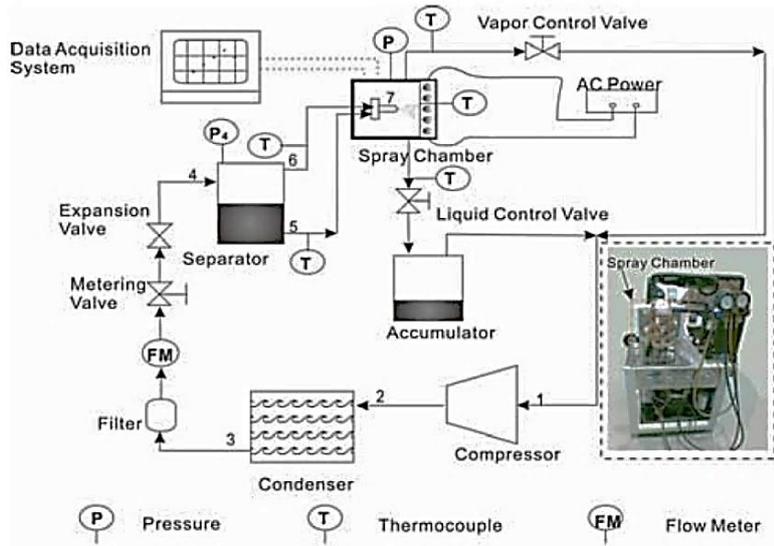


Figure II-40 : Schéma du banc expérimental de Yan et al. [113].

Lin et Leland [115] ont refroidi une surface de $19,3 \text{ cm}^2$ par 48 mini-buses sur un arrangement de 4×12 . Le schéma du banc expérimental est illustré sur la **Figure II-41**.

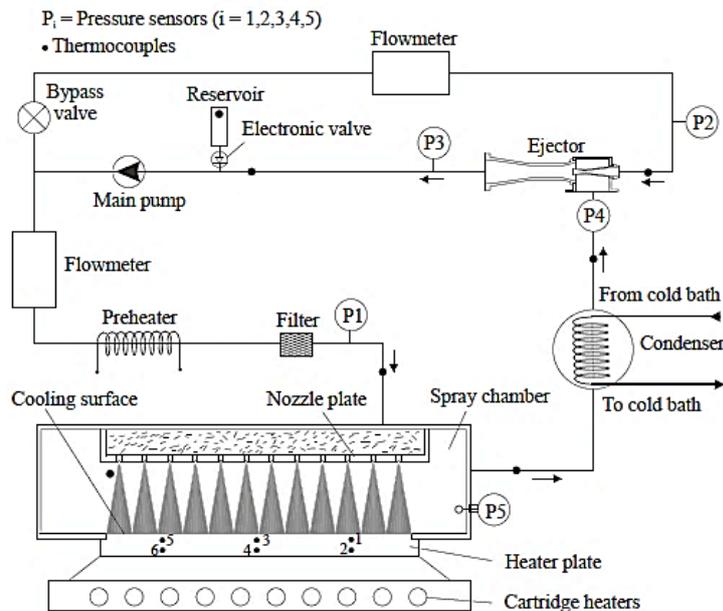


Figure II-41 : Schéma du banc expérimental de Lin et Leland [115].

Ils ont fait des expériences pour trois orientations différentes (cf. **Figure II-42**) et se sont rendu compte que la performance thermique de l'orientation horizontale vers le bas (**Figure II-42c**) était meilleure de 5% par rapport aux autres orientations. Ils montrent aussi que la performance thermique de la surface orientée à la verticale (**Figure II-42b**) était meilleure de 6% par rapport à la surface horizontale orientée vers le haut (**Figure II-42a**).

Afin de régler le problème d'accumulation du fluide sur la surface pendant le refroidissement par multiples buses, Glassman [116] a développé un système d'aspiration (**Figure II-43**) pour extraire l'excès du fluide de la surface. Cette configuration a améliorée la densité de flux thermique moyen de 30 W.cm^{-2} , mais ceci est toujours largement inférieur au flux atteint pendant le refroidissement par une seule buse.

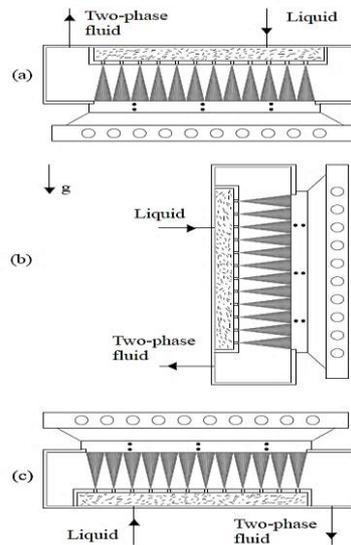


Figure II-42 : Différentes orientations pour refroidissement par spray impactant, (a) Horizontale vers le haut, (b) Verticale, (c) Horizontale vers le bas [115].

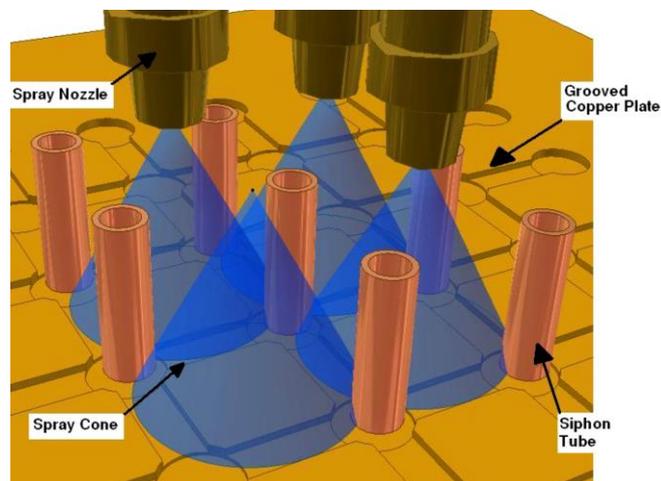


Figure II-43 :Emplacement des Siphons [116].

Une synthèse de quelques études sur le refroidissement par sprays impactants sont présentés sur le **Tableau II-5**.

Auteurs	No. de buses	Régime	$\Delta T_{\text{sat, ou } T_i}$	Fluide	Débit (g.s ⁻¹)	Nature de la surface	Densité de flux thermique (W.cm ⁻²)
Estes [101]	1	Stationnaire	3 - 100	FC-72	5,8 - 12,3	Cuivre	76 - 137
Mudawar [102]	1	Stationnaire	30 - 57	FC-72/87	20,5	Cuivre	80 - 109
Ciofalo [103]	2	Transitoire	477	Eau	1,85 - 458	Aluminium	51 - 1200
Yan [113]	4	Stationnaire	3 - 20	R134a	9,4 - 11,5	Cuivre	3,54 - 7,6
Yan [114]	1	Stationnaire	3 - 23	R134a	9,5 - 13	Cuivre	5

Tableau II-5. Synthèse des travaux impliquant la thermique des sprays impactants.

Les paramètres qui influencent le plus la performance thermique des sprays impactants sont la nature du fluide, la vitesse des gouttes, la température de la paroi et les propriétés thermiques du matériau refroidi.

e. Conclusion

Dans cette section, on a appris qu'il existe plusieurs variétés de sprays impactants ayant tous différents principes de génération des sprays. Comme les jets, les sprays peuvent aussi être utilisés pour le refroidissement localisé des surfaces avec la capacité de couvrir des superficies plus importantes que les jets impactants et une efficacité d'extraction de chaleur similaire. Les paramètres hydrodynamiques des sprays impactants peuvent être optimisés pour une application souhaitée.

2.7 Comparaison entre sprays impactants et jets impactants

Labergue et al. [117] ont étudié expérimentalement la performance thermique de trois sprays différents et d'un jet impactant durant le refroidissement d'un disque en Nickel d'une température de 546 à 27 °C. Les résultats ont révélé que les sprays utilisent le liquide plus efficacement, assure une distribution de la température plus uniforme et assurent une vitesse de refroidissement plus élevée par rapport aux jets qui sont moins uniformes et efficaces. Le

Tableau II-6 nous montre un résumé des résultats obtenus.

Méthode de refroidissement	Energie extraite (kJ.m ⁻²)	Durée du refroidissement (s)	Densité de flux moyenne (kW.m ⁻²)	\dot{m}_0 (kg.m ⁻² .s ⁻¹)	Débit \dot{M} l.min ⁻¹	Consommation (L)
Spray 1	161	20,5	7,9	4,29	6,7	2,3
Spray 2	155	14,3	10,9	3,76	6,7	1,7
Spray 3	152	12,2	12,6	5,26	6,7	1,4
jet	235	22,7	10,5	7,25	6,7	2,74

Tableau II-6. Comparaison de la performance thermique de 3 sprays différents et d'un jet impactant ($T_i = 546$ °C) [117].

Oliphant et al. [118] ont comparé la performance de refroidissement d'un ensemble de jets impactant à la performance d'un spray. Les résultats (**Figure II-44**) révèlent que pour le même débit d'eau ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$), les sprays impactants sont plus efficaces que les jets impactants et ont un coefficient d'échange plus élevé.

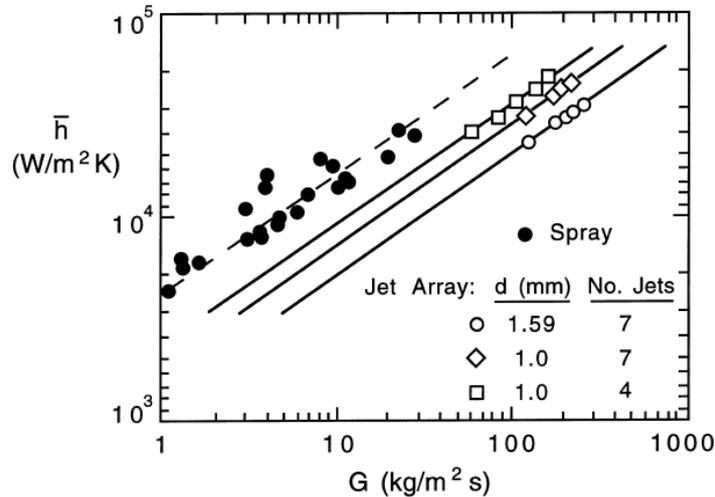


Figure II-44 : Comparaison de la performance thermique des jets et des sprays impactants [118].

La comparaison entre ces deux méthodes de refroidissement a montré que les sprays sont plus efficaces en capacité d'extraction de chaleur pour le même débit du fluide utilisé. Ceci veut dire qu'en utilisant des sprays impactants au lieu de jets impactants, on peut faire plus d'économie sur la quantité du fluide caloporteur utilisée et toujours avoir une meilleure efficacité d'extraction de chaleur.

2.8 Techniques d'amélioration des transferts thermiques

Les transferts thermiques sur une surface peuvent être améliorés soit par la modification de la surface, par l'addition d'additifs dans le fluide, ou en faisant usage d'un matériau poreux.

2.8.1 Modification de la surface

Zhang et al. [119] ont investigué les effets de la rugosité de la surface sur les transferts thermiques. La **Figure II-45** nous montre les différents niveaux de rugosité testés.

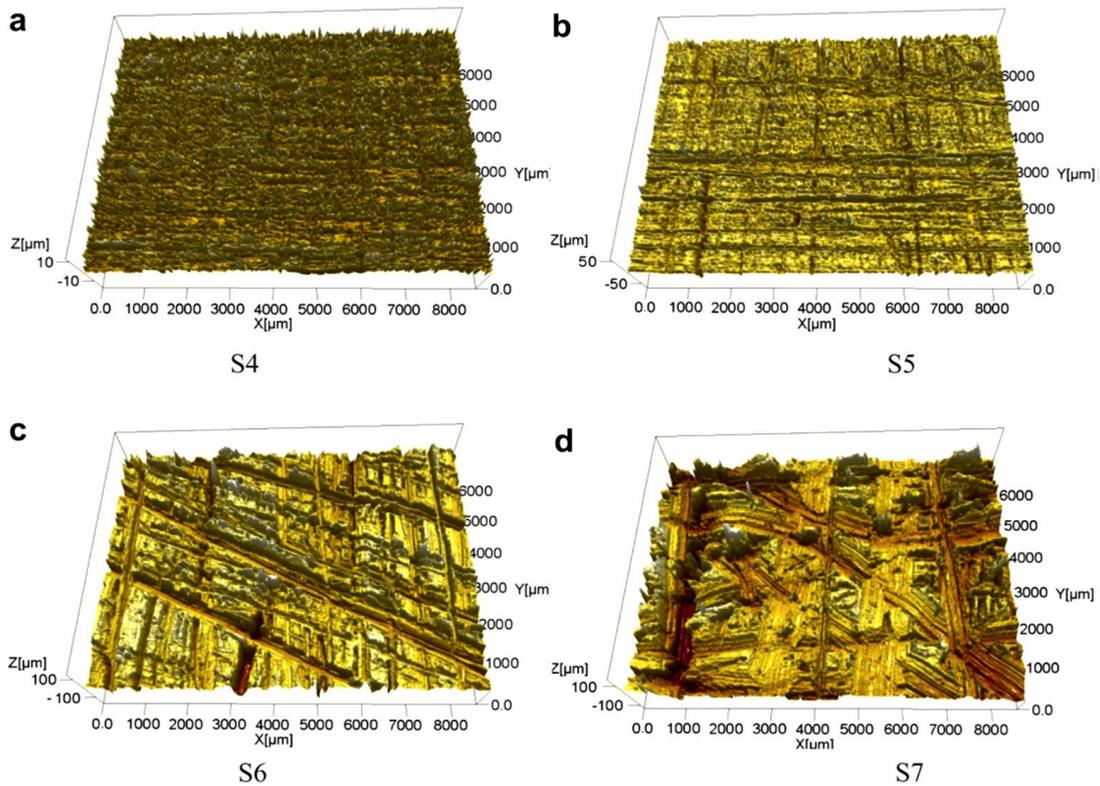


Figure II-45 : Distributions de la rugosité sur les surfaces S4, S5, S6, et S7 [119].

La **Figure II-46** nous montre l'évolution de la densité de flux en fonction de la température de surchauffe pour 4 surfaces avec des rugosités différentes. On observe sur cette figure que la densité de flux thermique a tendance à augmenter avec la rugosité de la surface impactée.

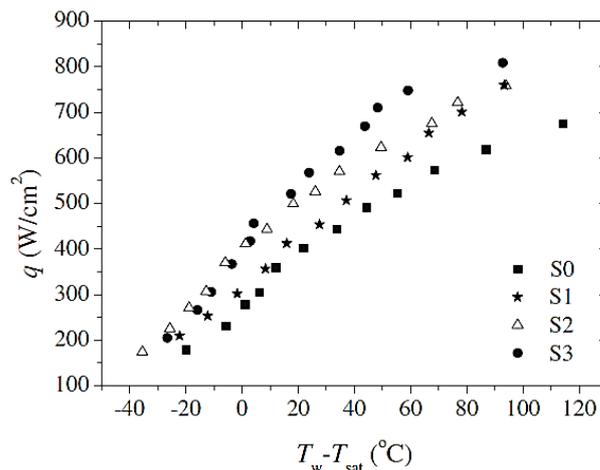


Figure II-46 : Evolution du flux en fonction de la température de surchauffe pour surfaces à rugosités différentes [119].

2.8.2 Usage des matériaux poreux

L'usage des matériaux poreux est une technique utilisée pour améliorer la densité de flux thermique par l'augmentation de la surface de contact entre le fluide de refroidissement et la

surface refroidie [120]. Elle est parfois utilisée comme alternative à la méthode de refroidissement par minicanaux dû à sa simplicité.

Les matériaux poreux peuvent être formés par le frittage métallique comme le bronze, le cuivre, l'aluminium et l'acier inoxydable. On peut voir le principe de fonctionnement d'un matériau poreux illustré sur la **Figure II-47**.

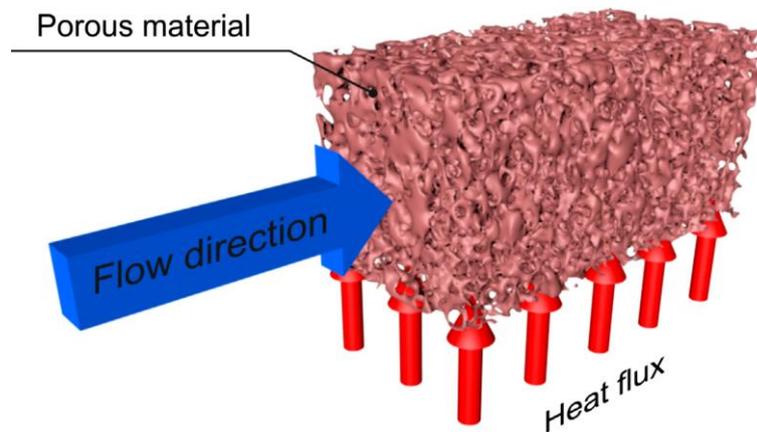


Figure II-47. Mode de fonctionnement d'un matériau poreux [120].

2.8.3 Ajout de charges additives dans le fluide

Un autre moyen d'augmenter la performance de refroidissement est par la variation des propriétés du fluide en ajoutant des charges additives [89]. Qiao et Chandra [121] ont amélioré l'ébullition nucléée de l'eau par 300% en ajoutant des surfactants dans l'eau.

Cui et al. [122] ont investigué les effets des sels comme le NaCl, le Na₂SO₄ et le MgSO₄ sur l'ébullition de l'eau. Ils ont remarqué que ces trois sels permettent une amélioration de l'ébullition nucléée de l'eau.

Un nouvel axe de recherche sur les sprays impactants s'est ouvert et consiste à ajouter des nano-particules à hautes conductivités dans le fluide [120].

3. Conclusion

Dans cette revue bibliographique, de nombreuses techniques d'extraction de chaleur ont été présentées avec plus d'attention donnée aux techniques à densité de flux thermique élevées.

On a commencé par la revue de la méthode de refroidissement par trempe suivie de la méthode d'écoulement diphasique qui prend des formes différentes selon le diamètre du canal de refroidissement. Lorsque le diamètre du canal est de l'ordre de micromètres, la méthode est considérée comme un refroidissement par microcanaux et quand le diamètre est de l'ordre de millimètres, elle est considérée comme un refroidissement par minicanaux. Avec cette méthode, il est possible d'extraire des grandes quantités de chaleur notamment quand le fluide caloporteur a une chaleur latente de vaporisation élevée. L'inconvénient de cette méthode est l'hétérogénéité de la température de la pièce lors de son refroidissement due à une distribution des phases du fluide caloporteur non uniforme le long des canaux de refroidissement surtout quand la pièce est de grande dimension.

La deuxième technique présentée est celle du refroidissement par jets impactants. Cette méthode permet aussi une capacité d'extraction de chaleur élevée. En plus, un refroidissement plus localisé de la surface de la pièce est possible avec des jets impactants. Les paramètres hydrodynamiques du jet comme la géométrie de la buse, le diamètre du jet, la distance entre l'orifice et la surface et la nature du fluide peuvent être optimisés pour une application souhaitée.

Finalement, le refroidissement par sprays impactants a été abordé. Cette technique est similaire à celle de jets impactants mais au lieu d'un jet continu du liquide, celui-ci est pulvérisé en plusieurs gouttes qui sont distribuées uniformément sur la surface. Ceci rend les sprays impactants plus efficaces par rapport aux jets impactants en termes d'économie du fluide caloporteur et d'extraction de la chaleur.

Après la revue de toutes les méthodes décrites dessus, le choix d'appliquer les jets impactants pour le refroidissement des moules de mise en forme des composites hautes températures a été fait en raison de leur simplicité et à leur capacité à extraire de grandes quantités de chaleur. Ce qui fait que les jets peuvent être appliqué industriellement, notamment pour le cas de refroidissement des moules.

III Études expérimentales qualitatives et études numériques

Sommaire

Nomenclature	62
1. Introduction	63
2. Étude de l'influence d'un écoulement d'air transverse sur l'impact de jets d'eau dans des conditions ne permettant pas de changement d'état	63
2.1 Introduction	63
2.2 Description du banc expérimental	63
2.3 Influence d'un écoulement d'air transverse sur la dynamique des jets	65
2.4 Influence d'un écoulement d'air transverse sur les transferts thermiques entre les jets et la surface impactée	66
2.5 Conclusion	70
3. Étude de l'impact de jets d'eau sur une surface métallique concave dans des conditions permettant un changement d'état	70
3.1 Introduction	70
3.2 Description du banc expérimental	70
3.3 Résultats	72
3.3.1 Visualisation de l'impact d'un jet d'eau sur une paroi concave surchauffée	72
3.3.2 Étude thermique de l'impact de jets d'eau sur une paroi concave surchauffée	73
3.4 Conclusion	76
4. Etude numérique de l'homogénéité de la température et de la vitesse de refroidissement de la surface supérieure d'un outillage	76
4.1 Introduction	76
4.2 Synthèse du simulateur	76
4.3 Etude de l'homogénéité de la température sur la longueur et sur la largeur de l'outillage	79
4.3.1 Etude de l'homogénéité de la température sur la longueur du bloc	79
4.3.2 Optimisation de l'homogénéité de la température sur la largeur de l'outillage	80
4.3.3 Conclusion intermédiaire	82

4.4	Optimisation de la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'outillage	
	83	
4.4.1	Introduction	83
4.4.2	Modèle numérique	83
4.4.3	Résultats	84
4.5	Conclusion intermédiaire	87
5.	Conclusion	87

Nomenclature

			<i>Symboles grecs</i>		
c_p	Capacité thermique massique	$[J.kg^{-1}.K^{-1}]$	\emptyset	Diamètre	$[m]$
h	Coefficient d'échange	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$	ρ	Masse volumique	$[kg.m^{-3}]$
k	Conductivité thermique	$[W.m^{-1}.K^{-1}]$	σ	Rapport des débits massiques	$[\frac{\dot{m}_j}{\dot{m}_a}]$
C	Valeur constante de h	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$			
\dot{m}	Débit massique	$[kg.s^{-1}]$	<i>Indices et exposants</i>		
q	Densité de flux thermique,	$[W.m^{-2}]$	a	Air	
d	Diamètre de l'orifice du jet	$[m]$	c	Consigne	
D	Diamètre du canal	$[m]$	e	Extérieure	
d	Diamètre du tube intérieur,	$[m]$	f	Finale	
f	Fonction		i	Initiale	
H	Hauteur du demi-bloc	$[m]$	j	Jet	
W	Largeur du demi-bloc	$[m]$	p	Paroi	
L	Longueur du demi-bloc	$[m]$	sat	Température de saturation de l'eau	
Re_a	Nombre de Reynolds de l'air	$[\frac{v(D-d_e)}{\nu}]$	s	Surface	
Re_j	Nombre de Reynolds du jet	$[\frac{vd}{\nu}]$			
RMC	Racine moyenne carrée	$[^{\circ}C]$			
T	Température	$[^{\circ}C]$			
ΔT_{sat}	$T_p - T_{sat}$	$[^{\circ}C]$			
t	Temps	$[s]$			
ν	Viscosité cinématique	$[m^2.s^{-1}]$			
V	Vitesse de refroidissement	$[^{\circ}C.min^{-1}]$			
v	Vitesse du jet	$[m.s^{-1}]$			

1. Introduction

Dans ce chapitre, les résultats des études préliminaires effectuées afin de mieux comprendre les phénomènes qui entrent en jeu lors des interactions entre des jets d'eau et un écoulement d'air transverse sont présentés.

Dans un premier temps, une étude qualitative se limitant à la visualisation des interactions entre les jets, l'écoulement d'air et la surface impactée est présentée. Ensuite, un aspect thermique est introduit en augmentant la température de l'eau des jets. Les échanges thermiques entre les fluides et la paroi impactée ont été caractérisées. Ces essais ont été réalisés dans des conditions ne permettant pas l'ébullition de l'eau ($T_j = 50\text{ °C}$) et avec des températures de paroi variant de (22 – 26) °C.

Par la suite, dans le but de prendre en compte les effets du changement d'état de l'eau sur les transferts thermiques et sur la dynamique des jets, des essais ont été réalisés sur une paroi d'acier ayant une température de surchauffe (ΔT_{sat}) de 210 °C.

Finalement, une optimisation numérique des paramètres qui influencent l'homogénéité de la température et la vitesse de refroidissement d'un outillage en acier est menée.

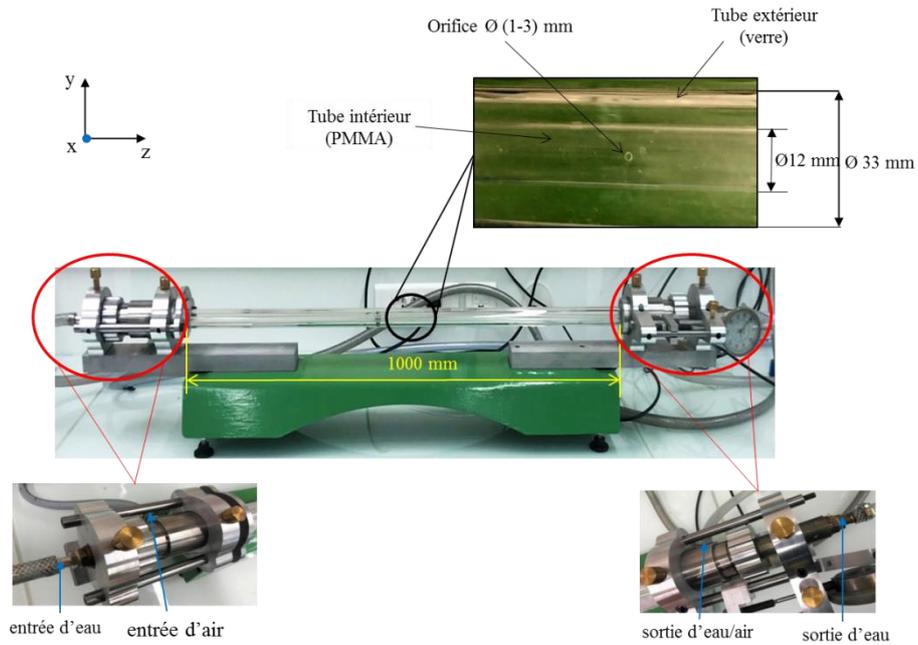
2. Étude de l'influence d'un écoulement d'air transverse sur l'impact de jets d'eau dans des conditions ne permettant pas de changement d'état

2.1 Introduction

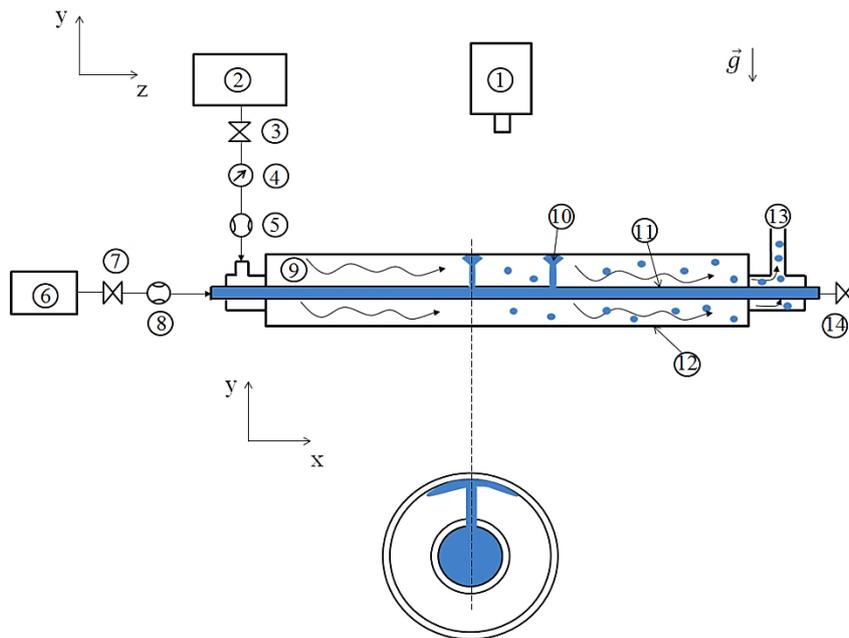
Afin de mieux comprendre l'influence d'un écoulement d'air sur la dynamique de jets impactants, des études qualitatives sur les phénomènes physiques présents lors des interactions entre un jet d'eau et un écoulement d'air transverse ont été menées. De plus, une caractérisation des échanges thermiques sans changement d'état entre le jet et la paroi dans des conditions avec ou sans écoulement d'air transverse a été faite.

2.2 Description du banc expérimental

Le banc expérimental est composé principalement de deux tubes concentriques (cf. **Figure III-1a**) ; un tube en verre et l'autre en PMMA. Le tube intérieur (en PMMA) est alimenté en eau alors que le tube extérieur (verre borosilicaté) est alimenté en air. Afin de générer un jet d'eau pendant la circulation de l'eau dans le tube intérieur, des perforations circulaires (de 1 à 3 mm de diamètre) ont été faites sur sa paroi pour que l'eau puisse s'échapper et former des jets. La sortie du tube intérieur a été bouchée dans le but de générer une pression importante de l'eau et ainsi forcer la formation de jets. Une caméra HD a été utilisée pour visualiser les interactions des fluides; alors qu'une caméra IR nous a permis de mesurer la température de la surface extérieure du tube en verre. Le verre borosilicaté a été choisi dû à sa transparence aux rayonnements visibles et son opacité aux rayons infrarouges. Les différents éléments du banc expérimental sont illustrés sur le schéma de la **Figure III-1b**.



a)



b)

1-Caméra IR/Caméra HD ; 2-Source d' air comprimé ; 3-Vanne à l'entrée du tube extérieur ; 4-Manomètre ; 5-Débitmètre pour air ; 6-Thermorégulateur/pompe ; 7-Vanne à l'entrée du tube intérieur; 8-Débitmètre pour eau ; 9-Écoulement d'air ; 10-Jet d'eau ; 11-Tube en PMMA ; 12-Tube en verre ; 13-Mélange eau/air ; 14-Vanne à la sortie du tube intérieur

Figure III-1: a) Image du banc expérimental, b) Schéma illustrant les différents composants du banc expérimental.

2.3 Influence d'un écoulement d'air transverse sur la dynamique des jets

Lorsqu'un jet impacte la surface intérieure du tube extérieur (verre), l'eau s'étale à sa surface. On définit la *zone mouillée* comme la couche d'eau continue et stable qui se forme sur la paroi pendant l'impact du jet. La **Figure III-2** nous montre l'allure (superficie et forme) des zones mouillées pour différents débits des fluides en régime stationnaire. Les images nous montrent que dans un scénario sans écoulement d'air, augmenter le débit d'eau mène à une augmentation de la superficie de la zone mouillée jusqu'à ce qu'un seuil maximum soit atteint. Après ce seuil, la plupart de l'eau rebondit de la surface impactée dû à la vitesse d'impact élevée du jet. Dans un scénario avec un écoulement d'air transverse dans l'espace annulaire, l'air réduit la superficie de la zone mouillée en amont de la zone d'impact du jet mais augmente sa superficie en aval de la zone d'impact. Globalement, l'écoulement d'air dans l'espace annulaire permet d'augmenter la superficie de la zone mouillée.

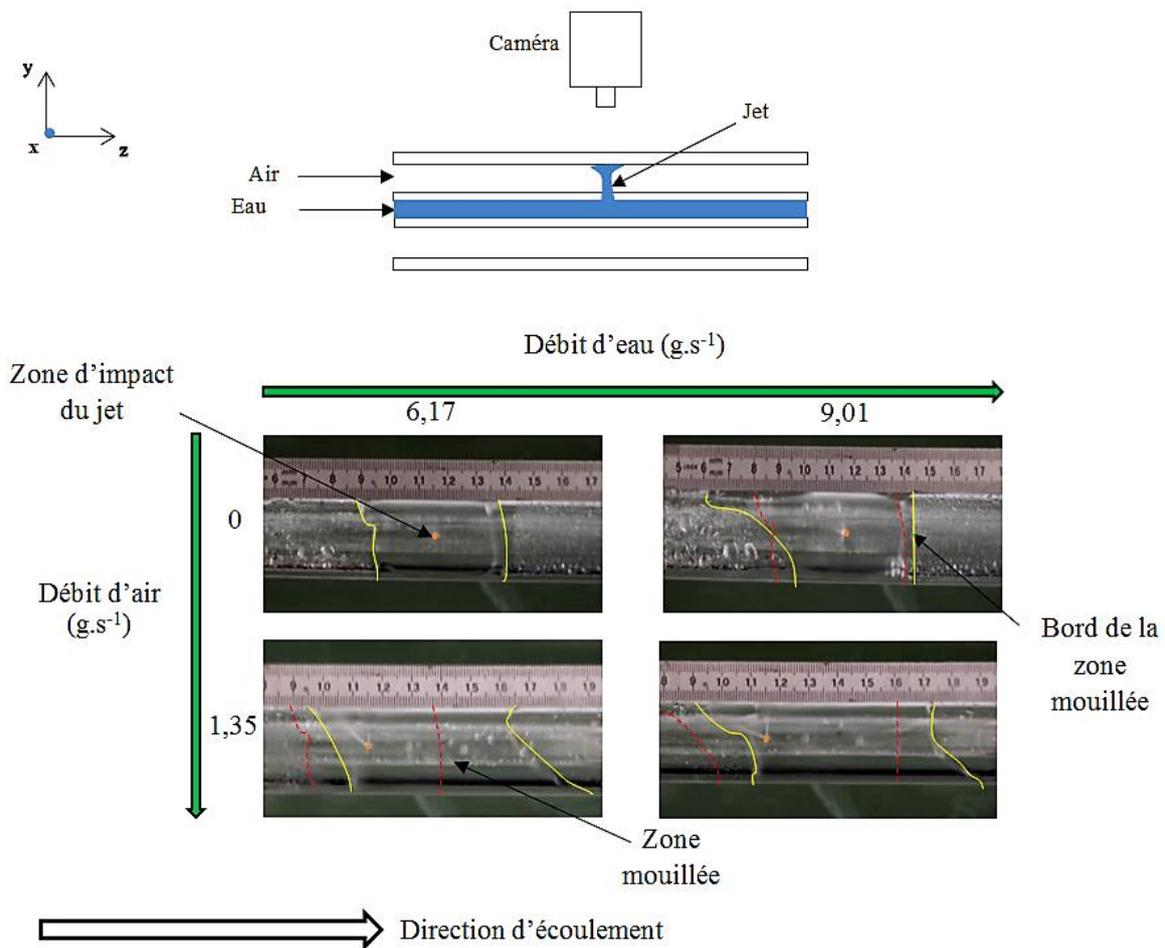


Figure III-2: Influence des débits des fluides sur la superficie et la forme de la zone mouillée

Pour un débit d'eau fixe, le débit d'air a été augmenté continuellement afin de comprendre son effet sur la dynamique des jets. Le critère utilisé pour comparer les différentes expériences est celui du rapport des débits massiques défini par l'équation III-1.

$$\sigma = \frac{\dot{m}_j}{\dot{m}_a} \quad \text{III-1}$$

La **Figure III-3** nous montre les effets de différentes valeurs de σ sur la forme des jets d'eau. On observe sur ces images qu'au fur et à mesure que l'on augmente le débit d'air, les jets fléchissent progressivement jusqu'à atteindre une valeur critique où l'eau n'arrive plus à sortir des orifices et que l'air commence à pénétrer dans le tube intérieur ($\sigma = 0$).

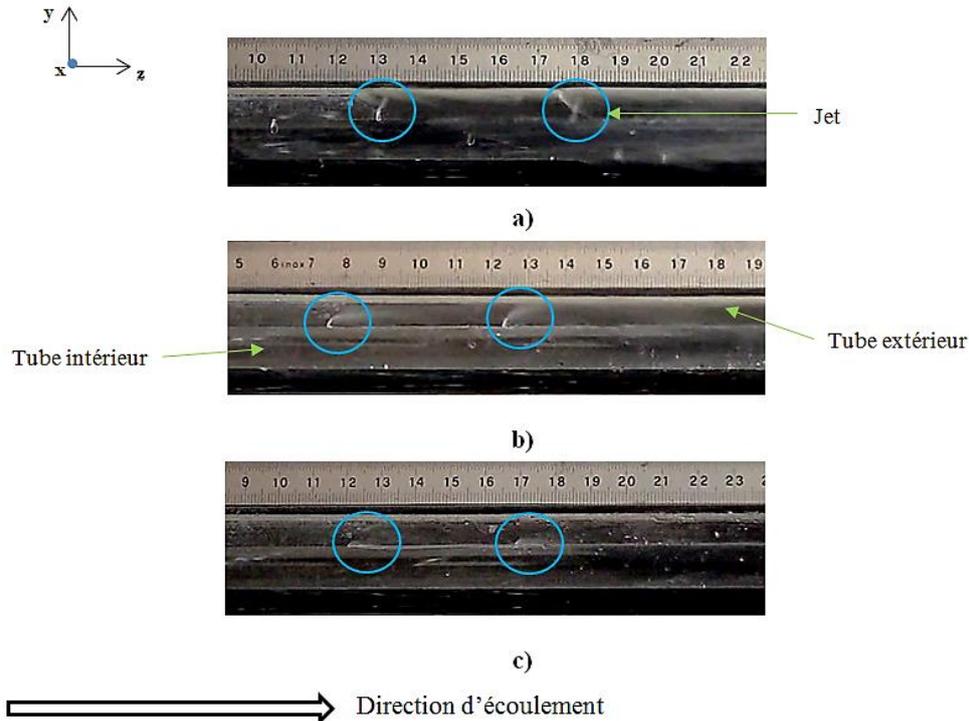


Figure III-3: Influence d'une augmentation continue du débit d'air sur la stabilité des jets pour $d=1$ mm, a) $\sigma = 0,75$, b) $\sigma = 0,61$, c) $\sigma = 0,52$.

Ces essais nous ont révélé qu'en augmentant le débit d'eau et le débit d'air, il est possible d'étendre la couche d'eau qui se forme sur la paroi. Par contre, en dessous d'un certain seuil de σ , le jet commence à fléchir jusqu'à atteindre un point où l'eau n'arrive plus à s'échapper du tube intérieur. Ces résultats laissent penser qu'en utilisant un écoulement d'air transverse en parallèle avec des jets d'eau, il serait possible de refroidir une surface plus grande que dans un scénario où l'on utiliserait uniquement des jets d'eau.

2.4 Influence d'un écoulement d'air transverse sur les transferts thermiques entre les jets et la surface impactée

Dans le but d'avoir une idée de l'influence des interactions entre les fluides sur les transferts thermiques au niveau de la paroi, des essais ont été effectués avec des jets d'eau chaude maintenue à une température de 50 °C pendant l'impact du jet. La température d'une zone de la surface extérieure du tube en verre alignée sur le même axe que la zone de

stagnation du jet a été mesurée par une caméra thermique (cf. **Figure III-4**). La zone de mesure a un diamètre de 1 mm.

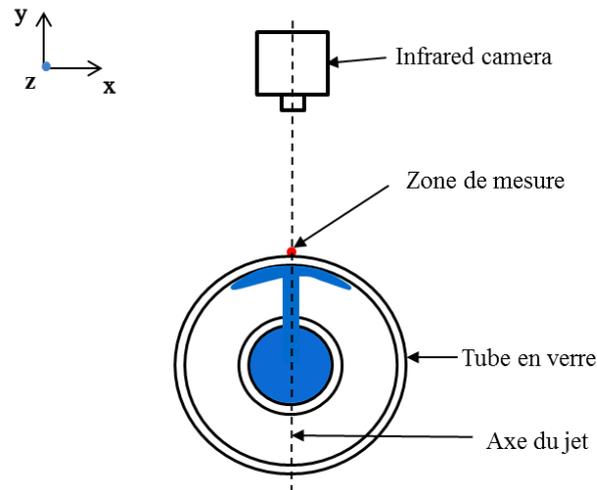


Figure III-4 : Illustration du point de mesure des températures.

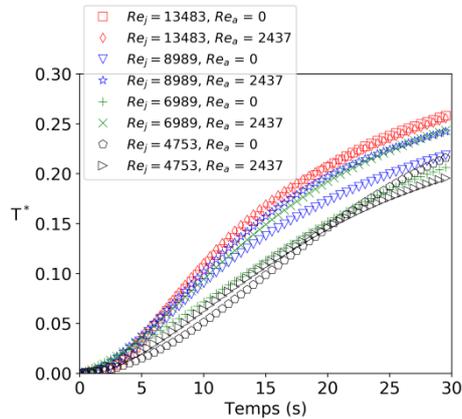
La **Figure III-5a** nous montre l'évolution de la température adimensionnée (équation III-2) de la zone de mesure pour différentes combinaisons de débits des fluides alors que la **Figure III-5b** nous montre les vitesses des échanges thermiques correspondantes. On observe sur ces figures que l'air a tendance à augmenter la vitesse des transferts thermiques entre le jet et la surface pour la plupart des nombres de Reynolds du jet, notamment pendant les premières secondes des échanges. La seule exception étant le nombre de Reynolds le plus faible du jet de 4753. Cette amélioration de la vitesse des échanges thermiques pourrait être expliquée par les effets de la turbulence générée par l'interaction entre les deux fluides pour quelques combinaisons des nombres de Reynolds des fluides. Ensuite, après une certaine durée, les échanges sont ralentis par une augmentation des pertes de la chaleur par convection naturelle et par rayonnement sur la surface extérieure du tube en verre au fur et à mesure que la température de paroi augmente.

La **Figure III-5c** nous montre la distribution des températures le long de la surface extérieure du tube en verre pour différentes combinaisons des nombres de Reynolds des fluides et différentes valeurs du rapport entre la distance qui sépare l'orifice du jet de la surface impactée et le diamètre de l'orifice (H/d). Vu que la valeur de H est restée fixe pendant toutes les expériences, c'est la valeur de d qui a été variée. On observe sur ce graphique qu'en réduisant la valeur de H/d de 9 à 4,5, on arrive à augmenter la superficie de la zone des transferts thermiques alors qu'en la réduisant encore plus de 4,5 à 3, on perd en superficie. Ceci voudrait dire que la valeur idéale de H/d pour une superficie de transferts thermiques maximale se trouve entre 9 et 3. On observe aussi sur le graphique qu'il y a des valeurs négatives de la température adimensionnée qui indiquent des valeurs de température en dessous de la température ambiante. Ce phénomène se produit seulement quand il y a un écoulement d'air transverse dans l'espace annulaire entre les deux tubes. Cette chute de température malgré le fait que les températures des fluides sont plus élevées que la température ambiante pourrait être expliquée par l'évaporation accélérée de l'eau en raison de

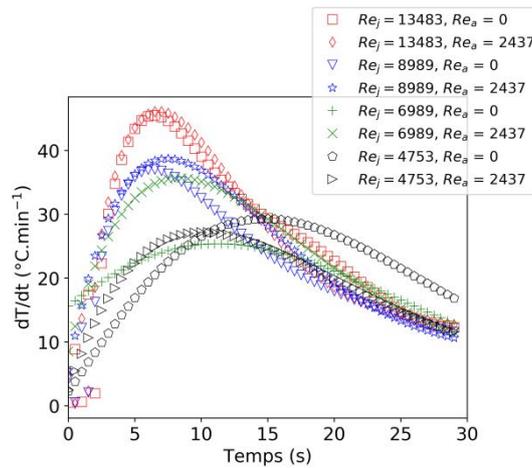
l'écoulement d'air sec. Un autre effet de l'écoulement d'air est le rétrécissement de la zone de transferts thermiques en amont de la zone d'impact du jet et l'expansion de la zone de transferts thermiques en aval de la zone d'impact du jet (cf. **Figure III-5c**).

$$T^* = \frac{T - T_i}{T_j}$$

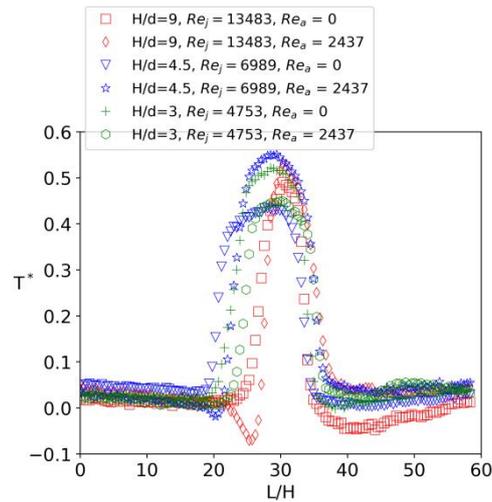
III-2



a)



b)



c)

Figure III-5 : Influence des débits des fluides sur, a) L'évolution de la température sur le point A en fonction du temps, b) L'évolution de la vitesse de chauffage en fonction du temps, c) Distribution de la température le long de la surface extérieure du tube extérieur à $t = 40$ s.

La diffusion de la chaleur le long du tube en verre a été capturée grâce à la caméra thermique. Elle est illustrée sur la **Figure III-6**. On observe la diffusion progressive de la chaleur le long du tube.

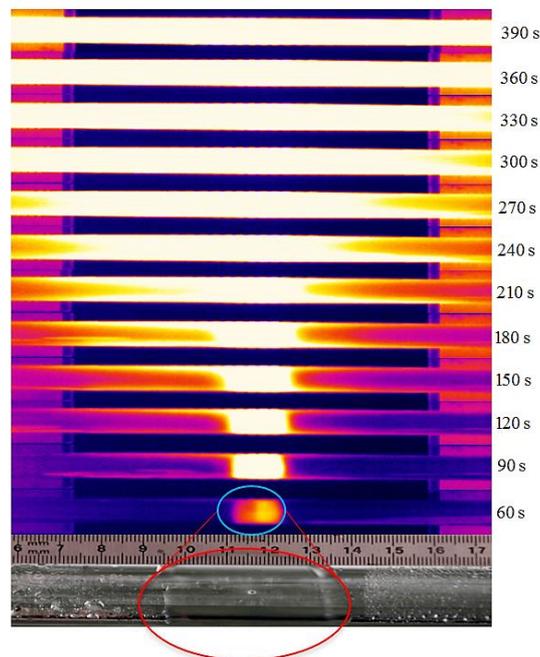


Figure III-6 : Diffusion de la chaleur le long du tube pendant l'impact d'un jet d'eau chaud.

2.5 Conclusion intermédiaire

Ces études ont révélé qu'un écoulement d'air dans l'espace annulaire entre deux tubes concentriques augmentait globalement la superficie de la zone mouillée par le jet impactant. La partie de la zone mouillée en amont de la zone d'impact rétrécit alors que la partie en aval de la zone d'impact s'étale sous l'influence de l'écoulement d'air. Pour une valeur de σ en dessous de 0,75, les jets commencent à fléchir jusqu'à atteindre un point où ils n'arrivent plus à sortir des orifices. Les études thermiques ont montré que l'écoulement d'air améliorait les transferts thermiques entre les jets et la paroi pour quelques combinaisons des nombres de Reynolds des fluides. Cette amélioration a été contrée par l'augmentation des pertes de la chaleur par convection naturelle et par rayonnement au fur et à mesure que la température de paroi augmente. On a aussi remarqué que la valeur idéale du rapport H/d pour les transferts thermiques sur une superficie maximale se trouve entre 9 et 3.

3. Étude de l'impact de jets d'eau sur une surface métallique concave dans des conditions permettant un changement d'état

3.1 Introduction

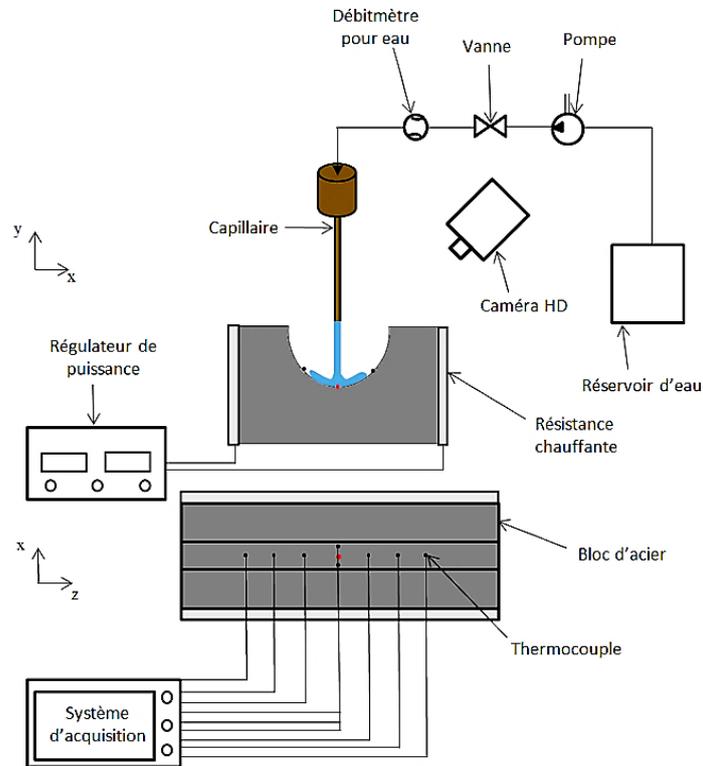
Lorsqu'un jet d'eau impacte une paroi surchauffée ($T > 100$ °C), des phénomènes d'ébullition entrent en jeu. C'est pour cette raison que les conditions de refroidissement changent par rapport à un refroidissement ne permettant pas de changement d'état. Pour se rapprocher des conditions de refroidissement industrielles visées, des expériences ont été faites sur un bloc métallique chauffé. Les phénomènes d'ébullition ont été visualisés par une caméra HD alors que l'évolution de la température au cours du temps a été mesurée par des thermocouples placés directement sur la surface impactée. Dans cette étude, aucun écoulement d'air n'a été imposé dans la direction transverse du jet.

3.2 Description du banc expérimental

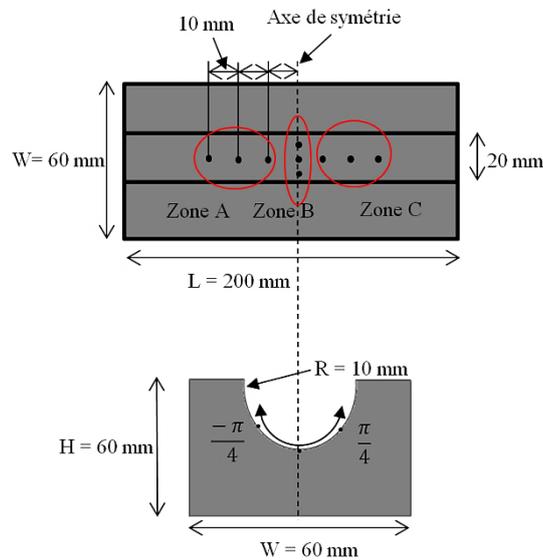
Le banc expérimental (**Figure III-7a**) est constitué principalement d'un bloc d'acier ayant une rainure semi-circulaire sur l'une de ses surfaces. Les dimensions du bloc sont de $200 \times 60 \times 60$ mm et le rayon de la rainure (R) est de 10 mm. Des résistances chauffantes rectangulaires sont collées sur chaque côté le long de la longueur du bloc, et contrôlées par un régulateur de puissance. Neuf thermocouples de type K sont placés sur la surface concave comme illustré sur la **Figure III-7b**. L'acquisition des données est faite par une centrale d'acquisition. Un capillaire ayant un diamètre intérieur (d) de 1 mm (générateur du jet) alimenté par un thermorégulateur est positionné à $90d$ (soit 90 mm) de la surface du bloc. Le débit d'eau est mesuré par un débitmètre à ultrason installé entre la pompe et la buse. Une caméra HD est utilisée pour visualiser les phénomènes d'ébullition en même temps qu'est faite l'acquisition des températures de la surface.

L'acier a été chauffé jusqu'à une température de 310 °C par les résistances chauffantes (cf. **Figure III-7a**). Pendant les expériences, la pompe et la caméra ont été allumées simultanément afin d'enregistrer l'impact du jet d'eau ayant une température d'environ 20 °C.

La vitesse du jet a été contrôlée en réglant la puissance de la pompe et la fermeture de la vanne entre le débitmètre et la pompe. Deux vitesses du jet de $1,6 \text{ m.s}^{-1}$ et de $3,2 \text{ m.s}^{-1}$, correspondant à des nombres de Reynolds de 1800 et de 3600 ont été testées.



a)



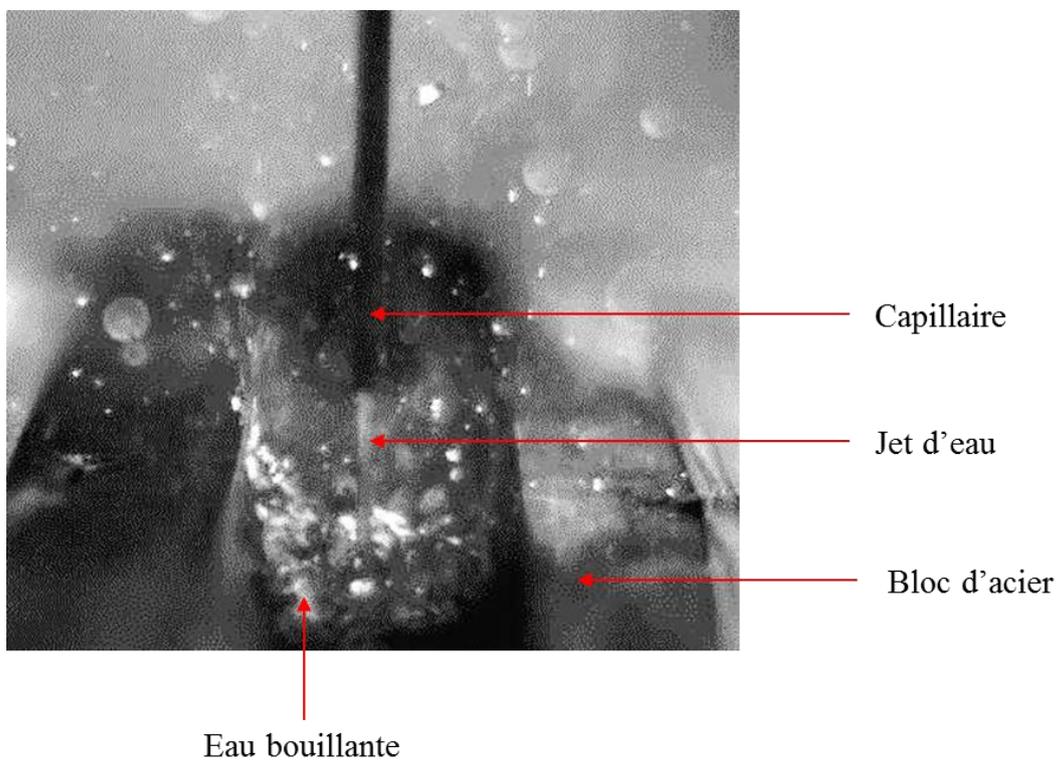
b)

Figure III-7 : a) Schéma illustrant les différents composants du banc expérimental, b) Dimensionnement du bloc d'acier.

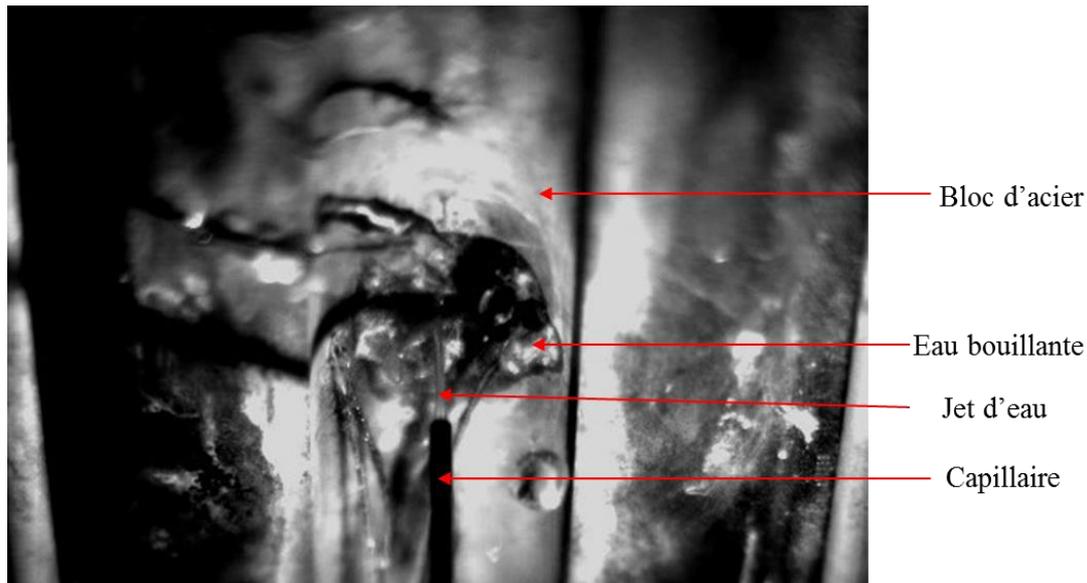
3.3 Résultats

3.3.1 Visualisation de l'impact d'un jet d'eau sur une paroi concave surchauffée

Les images de l'ébullition de l'eau pendant l'impact d'un jet ayant un nombre de Reynolds de 3600, prises pendant les 5 premières secondes de l'impact sont illustrées sur la **Figure III-8**. La **Figure III-8a** nous présente un scénario où le jet est orienté dans la direction de la pesanteur alors que la **Figure III-8b** nous montre un scénario où le jet est orienté dans le sens opposé de la pesanteur. Sur ces images on arrive à observer une ébullition plus intense dans le scénario où le jet est orienté dans le sens de la pesanteur par rapport au scénario où le jet est orienté dans le sens opposé de la pesanteur.



a)



b)

Figure III-8 : Images illustrant les phénomènes d'ébullition lors de l'impact d'un jet d'eau sur une paroi concave surchauffée ($T_i = 310 \text{ }^\circ\text{C}$, $Re_j = 3600$) : a) Dans le sens de la pesanteur, b) Dans le sens opposé de la pesanteur.

3.3.2 Étude thermique de l'impact de jets d'eau sur une paroi concave surchauffée

a. Un seul jet :

La **Figure III-9** présente les températures mesurées par les thermocouples en fonction du temps pour certains essais (fréquence d'acquisition de 0,5 s). La surface impactée a été divisée en zones (cf. **Figure III-9d**) afin de faciliter les analyses. La zone A est la zone à la gauche de la zone d'impact du jet (vue de face), la zone B la zone d'impact du jet et la zone C la zone à la droite de la zone d'impact du jet. La première observation est le fait que pendant les 5 premières secondes, la température chute rapidement puis se stabilise et forme un palier. Dans les zones A et C (cf. **Figure III-9a** et **Figure III-9c**) ce palier est compris en 100 et 120 °C, alors qu'elle forme un palier entre 40 °C et 120 °C dans la zone B (cf. **Figure III-9b**). Pour les zones A et C le palier dure de 100 s à 300 s avant la baisse progressive de la température en dessous de 100 °C. Alors que dans la zone B la température forme un palier entre 40 à 100 °C et le palier est maintenu pendant la durée entière de l'expérience. Ceci s'explique par le fait que dans la zone d'impact du jet (zone B), le coefficient d'échange est beaucoup plus élevé que dans les zones éloignées comme évoqué dans la bibliographie [59], [123]; raison pour laquelle la température chute plus rapidement. On remarque que les zones A et C ne sont pas symétriques, ceci est causé par la présence de fils de thermocouples sur la surface impactée qui influencent la distribution de l'eau sur la paroi. On observe aussi que pour des nombres de Reynolds plus élevés, le refroidissement est plus rapide.

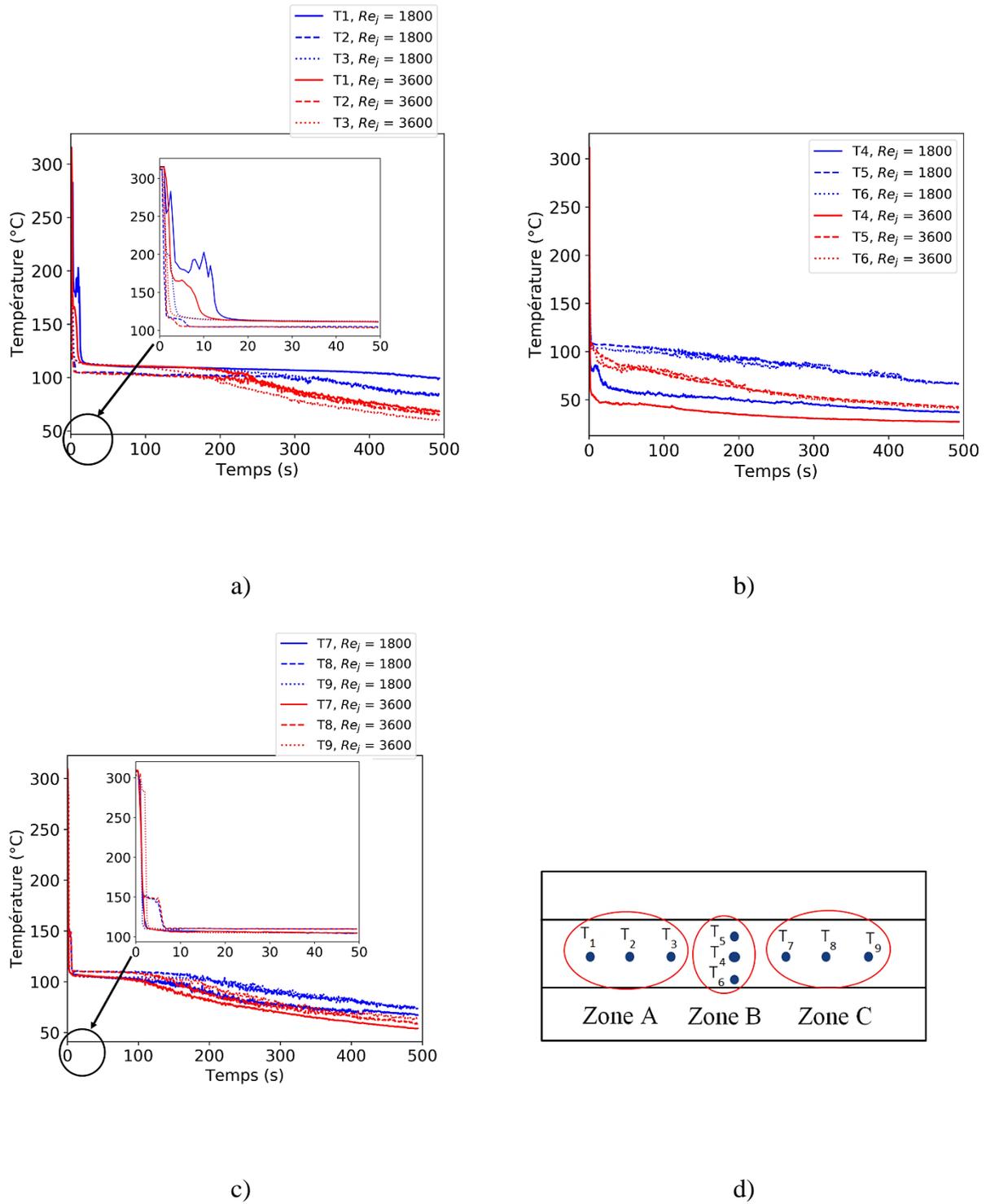


Figure III-9 : Refroidissement par un seul jet, a) Évolution de la température en fonction du temps dans la zone A, b) Évolution de la température en fonction du temps dans la zone B, c) Évolution de la température en fonction du temps dans la zone C, d) Illustration du positionnement des différentes zones.

b. 2 jets :

En plus d'une étude menée sur un seul jet, des études ont été effectuées avec deux jets à proximité l'un de l'autre (distance de séparation de 20 mm). Les résultats obtenus sont illustrés sur la **Figure III-10**. La **Figure III-10a** nous montre les mesures faites par des thermocouples avec une fréquence d'acquisition de 10 ms alors que la **Figure III-10b** illustre les résultats pour une expérience effectuée avec une fréquence d'acquisition de 1 ms. Le positionnement des thermocouples sur la paroi est illustré sur le schéma de la **Figure III-10c**. On observe sur les **Figure III-10a** et **Figure III-10b** que les zones de stagnation (T1 et T5) refroidissent plus rapidement que la zone de recouvrement (T2, T3 et T4). On remarque aussi sur ces figures que pendant les 2 premières secondes, après une chute initiale de la température de la paroi, la température remonte avant de rechuter. Ceci pourrait être expliqué par l'isolation de la paroi par la couche de vapeur qui se forme lors de l'impact initial des jets.

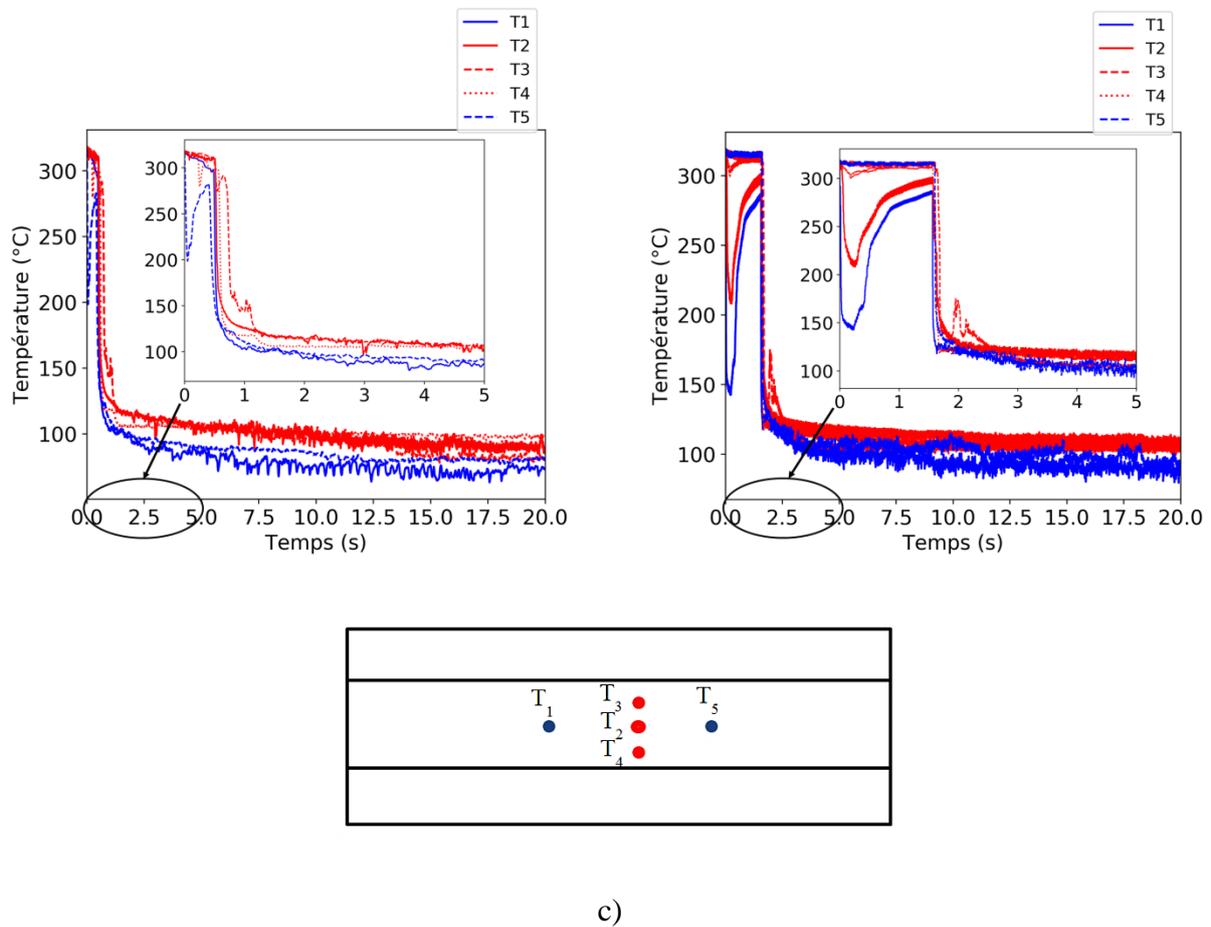


Figure III-10 : Refroidissement par deux jets ayant un nombre de Reynolds de 3600, a) Fréquence d'acquisition de 10 ms, b) Fréquence d'acquisition de 1 ms, c) Positionnement des thermocouples sur la paroi.

3.4 Conclusion

Ces études ont révélé que lorsque un jet d'eau impacte une paroi ayant une température plus élevée que la température de saturation de l'eau, la température de la paroi chute très rapidement (environ 3 à 5 s pour une température initiale de 310 °C) et se stabilise pour quelques minutes à une température d'environ 100 °C pour une durée de 100 à 300 s. La durée du palier est une fonction du débit d'eau et pourrait aussi dépendre de l'inertie thermique de la pièce refroidie. On a aussi remarqué que les paliers se formaient à des températures plus basses que la température de saturation de l'eau sur les zones de stagnation des jets où les transferts thermiques sont plus intenses.

4. Etude numérique de l'homogénéité de la température et de la vitesse de refroidissement de la surface supérieure d'un outillage

4.1 Introduction

Afin de tester différents paramètres pour l'étude de l'homogénéité de la température et de la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'outillage qui sera exploitée expérimentalement, des études numériques ont été menées. Pour l'optimisation de l'homogénéité de la température, le paramètre qui a été varié est le nombre de canaux de refroidissement. La distance de séparation entre les jets a été déterminée par les résultats des études expérimentales présentées dans la section précédente. Pour l'optimisation de la vitesse de refroidissement, le paramètre à optimiser est le coefficient d'échange sur la paroi du canal de refroidissement.

Dans ces études, la simulation du refroidissement d'un outillage, d'une température initiale de 300 °C, est effectuée par des jets d'eau. La complexité de l'hydrodynamique des jets et de l'interaction entre des jets qui sont à proximité les uns des autres, couplée à un changement d'état quand ils viennent en contact avec une paroi chaude, rend la modélisation de ce phénomène complexe. C'est pour cela que nous avons fait appel à des données de refroidissement par jets d'eau impactants présentes dans la bibliographie. Les valeurs des densités de flux thermique pour une vitesse, un diamètre et une température de jet sont imposées en tant que conditions aux limites dans le modèle. La variation de la densité de flux thermique en fonction de la température de surface a aussi été prise en compte.

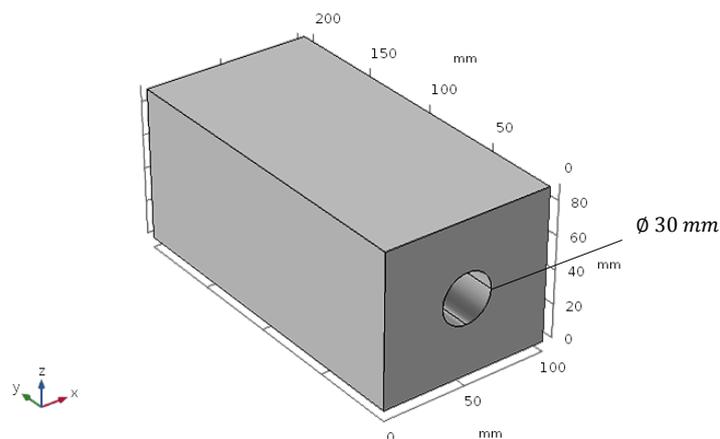
4.2 Synthèse du simulateur

Les dimensions de l'outillage ($200 \times 100 \times 90$) mm avec un canal central de diamètre 30 mm (cf. **Figure III-11a**) ont été choisies pour que la masse de l'outillage soit la plus représentative possible de celle d'une section de moule et à la fois ayant des dimensions adaptées à un laboratoire. Le transfert de chaleur dans l'outillage est régi par l'équation de diffusion de la chaleur présentée ci-dessous (équation III-3) alors que la condition initiale et les conditions aux limites sont illustrées sur les **Figure III-11b** et **Figure III-11c** et par les équations III-4, III-5, et III-6.

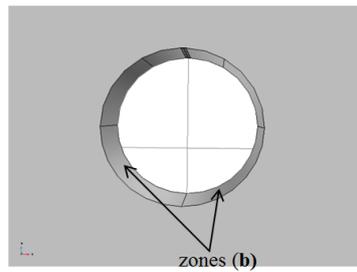
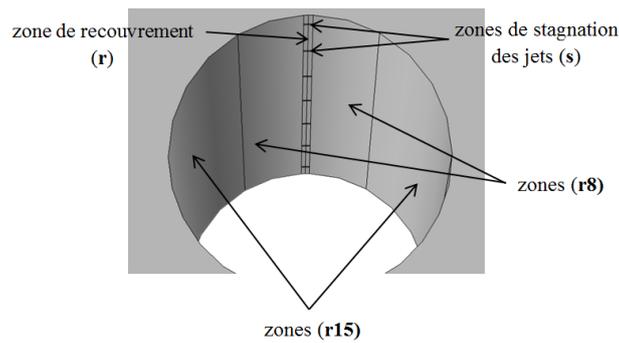
$$(\rho c_p) \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla(k \nabla T) \text{ dans } \Omega \quad \text{III-3}$$

Où ρ , c_p et k représentent respectivement la masse volumique, la capacité thermique massique et la conductivité thermique de l'acier constituant l'outillage. Les caractéristiques thermo-physiques typiques des aciers utilisés pour les moules ont été utilisées : $\rho = 7850 \text{ kg.m}^{-3}$, $c_p = 475 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ et $k = 25 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$. L'équation de diffusion de la chaleur a été résolue par un code de calcul par éléments finis connu sous le nom de COMSOL®.

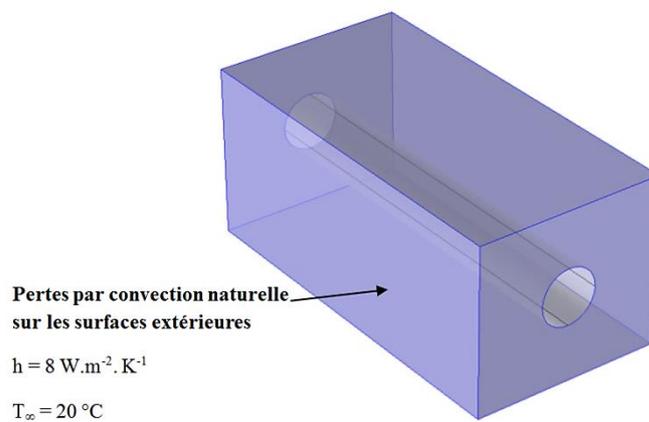
La surface du canal central de l'outillage impactée par les jets a été divisée en différentes zones afin de prendre en compte les hétérogénéités de la densité de flux thermique sur la surface. Des études dans la bibliographie [61], [124] montrent qu'au fur et à mesure qu'on s'éloigne des zones d'impacts des jets, la densité de flux baisse progressivement. Pour ces simulations, 5 zones distinctes ont été créées sur la surface du canal (cf. **Figure III-11b**) et une fonction différente a été assignée à chacune de ces zones afin de prendre en compte l'évolution de la densité de flux thermique en fonction de la température de la surface de chaque zone (cf. **Figure III-12**). Ces courbes ont été construites par voie d'une fonction d'interpolation à partir des valeurs de densités de flux thermique trouvées dans la bibliographie ([61], [124]) pour chacune des zones en question. La zone de stagnation **s** est la zone qui est impactée directement par un jet ayant un diamètre d de 1 mm alors que la zone de recouvrement **r** représente la zone recouverte par de l'eau provenant de 2 jets à proximité l'un de l'autre avec une largeur de $1d$ et une longueur de $10d$. Les zones **r8** et **r15** ont toutes des largeurs de $3,5d$. Finalement, il y a la zone **b** qui représente la partie basse du canal où l'eau entraînée par la gravité s'accumulerait. Ces conditions limites représentent la répartition des transferts thermiques présents sur une surface impactée par 7 jets d'eau ayant tous une vitesse de 5 m.s^{-1} , un diamètre de 3 mm , une température de $20 \text{ }^\circ\text{C}$ et séparés par une distance de $30d$. Afin de prendre en compte les pertes par convection naturelle au niveau des surfaces extérieures de l'outillage, un coefficient d'échange de $8 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ a été imposé sur ces surfaces.



a)



b)



c)

Figure III-11 : Géométrie et conditions limites, a) Géométrie de l'outillage, Ω b) Zones de répartition des densités de flux thermique sur la surface du canal, Ω_1 c) Pertes par convection naturelle sur toutes les surfaces extérieures de l'outillage, Ω_2 .

$$q = f(x, T), \text{ sur } \Omega_1 \quad \text{III-4}$$

ou $x = b, s, r, r8$ ou $r15$

$$q = h \cdot (T - 20 \text{ °C}), \text{ sur } \Omega_2 \quad \text{III-5}$$

$$T_i = 300 \text{ °C}, \text{ dans } \Omega \quad \text{III-6}$$

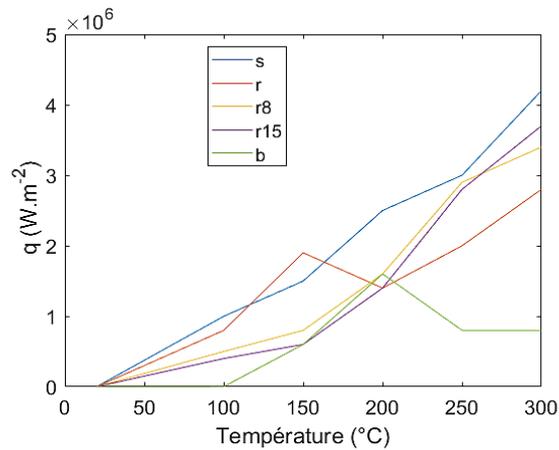


Figure III-12 : Évolution des densités de flux thermique sur les différentes zones de la surface du canal [61], [124].

Le maillage retenu (cf. **Figure III-13**) consiste en 26507 éléments tétraèdres avec une densité élevée à proximité de la surface du perçage. La distribution spatiale des mailles a été déterminée à l'aide d'une fonctionnalité du logiciel COMSOL[®] appelé « adaptive meshing » qui identifie les zones de la géométrie avec le plus d'erreurs et raffine le maillage automatiquement afin de minimiser les erreurs de convergence.

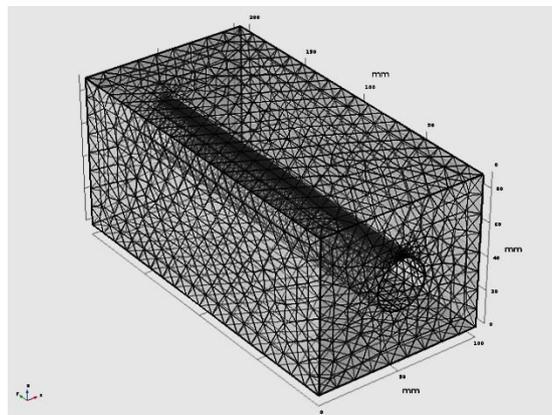


Figure III-13 : Maillage retenu pour les simulations.

4.3 Etude de l'homogénéité de la température sur la longueur et sur la largeur de l'outillage

4.3.1 Etude de l'homogénéité de la température sur la longueur du bloc

La **Figure III-14** nous montre l'évolution des écarts de température maximum sur la longueur et sur la largeur de la surface supérieure de l'outillage en fonction du temps. On observe que l'écart maximum sur la longueur atteint un pic de 1,1 °C alors que l'écart maximum sur la largeur atteint un pic de 52 °C.

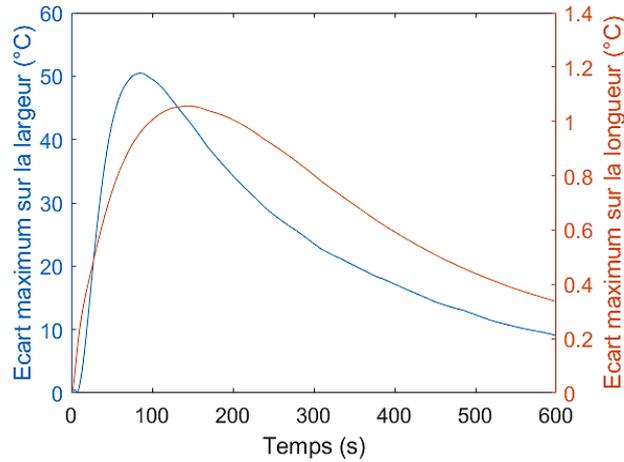


Figure III-14: Évolution des écarts de température maximum en fonction du temps.

Afin d'avoir une vue globale de la distribution de la température sur la surface extérieure de l'outillage, une cartographie thermique a été extraite pour un instant donné (cf. **Figure III-15**). On observe sur l'image de la **Figure III-15** que les isothermes prennent une forme elliptique.

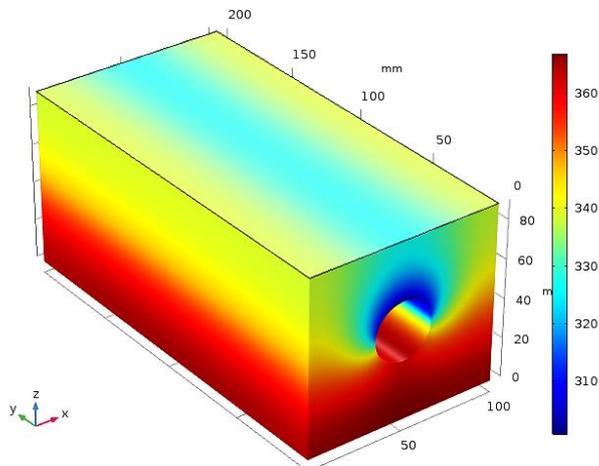


Figure III-15 : Cartographie thermique de l'outillage à $t = 500$ s (température en K).

Globalement, on trouve que l'homogénéité de la température sur la longueur de l'outillage est satisfaisante alors que la distribution de la température sur la largeur de l'outillage est moins uniforme. Ceci s'explique par le fait qu'un seul canal de 30 mm n'est pas suffisant pour refroidir une surface ayant une largeur de 100 mm de façon homogène.

4.3.2 Amélioration de l'homogénéité de la température sur la largeur de l'outillage

L'étude précédente a révélée qu'en refroidissant un outillage par des jets d'eau impactants, on pouvait être homogène en température sur la longueur de sa surface extérieure. Par contre, sur sa largeur les écarts de température maximum pouvaient atteindre une valeur de 52 °C en raison de l'insuffisance du nombre des canaux par rapport à la largeur de la surface refroidie.

L'objectif de l'étude présentée dessous est de tester l'effet d'un refroidissement par deux canaux au lieu d'un seul canal sur l'homogénéité de la température de l'outillage sur sa largeur.

L'outillage refroidi est identique à celui de l'étude précédente (dimensions et propriétés physiques) sauf pour le nombre et le positionnement des canaux de refroidissement. La **Figure III-16** nous montre le positionnement des canaux dans l'outillage.

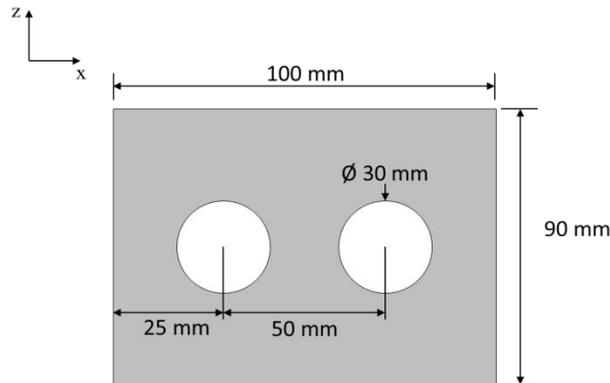


Figure III-16 : Illustration du positionnement des canaux dans l'outillage.

Pour les conditions limites, la répartition des zones sur la surface de chaque canal est identique à celle de la **Figure III-11** et les densités de flux thermique imposées sont identiques à ceux de la **Figure III-12**. Le même maillage tétraèdres utilisé dans l'étude précédente est exploité dans l'étude actuelle.

La **Figure III-17** nous montre les évolutions des écarts de température sur la surface supérieure obtenues avec la nouvelle configuration de deux canaux de refroidissement au lieu d'un seul canal. On observe qu'avec cette configuration, il y a une amélioration considérable des écarts maximums de la température sur la largeur de l'outillage alors que l'évolution de l'écart maximum sur sa longueur est presque identique aux résultats obtenus avec la configuration précédente. Avec cette nouvelle configuration, le pic de l'écart maximum sur la largeur du bloc est réduit de 52 à 5,7 °C. La cartographie de la **Figure III-18** nous montre l'amélioration de l'uniformité de la température sur la largeur de la surface supérieure de l'outillage.

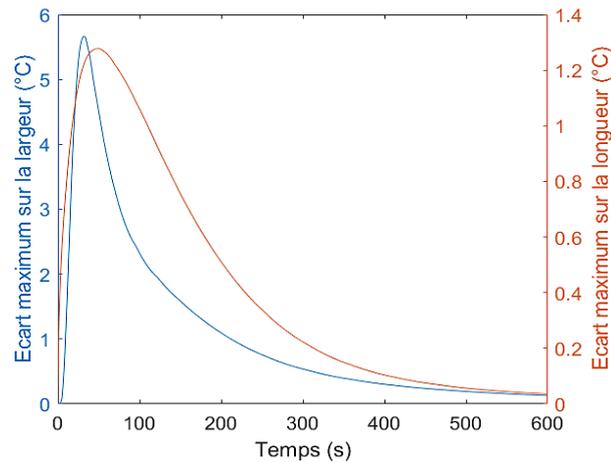


Figure III-17 : Évolution des écarts de température maximum en fonction du temps pour un scénario de refroidissement par 2 canaux.

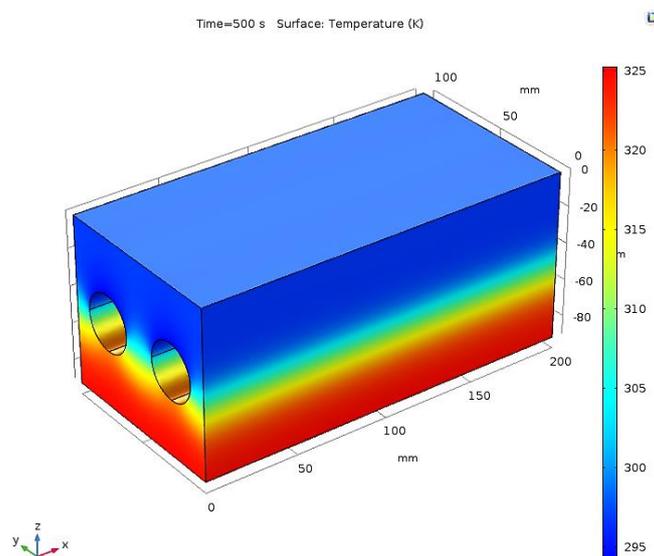


Figure III-18 : Cartographie thermique d'un outillage à deux canaux à $t = 500$ s (Température en K).

4.3.3 Conclusion intermédiaire

Ces études ont révélé qu'on pouvait obtenir une homogénéité satisfaisante sur la longueur d'un outillage avec un positionnement de jets séparés par une distance de $30d$ alors que pour assurer une homogénéité de la température sur la largeur de l'outillage, une distance de séparation de $1,7D$ entre les canaux donne des résultats satisfaisants. Ce qui montrent qu'il est possible obtenir une homogénéité satisfaisante de la température de la surface supérieure de l'outillage en jouant sur ces deux paramètres.

4.4 Contrôle de la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'outillage

4.4.1 Introduction

Dans cette étude, une approche pour contrôler la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'outillage est testée. Un coefficient d'échange est uniformément imposé sur la surface du canal et cette valeur est optimisée pour différentes vitesses de refroidissement par l'utilisation d'un algorithme d'optimisation.

4.4.2 Modèle numérique

La méthode testée consiste à comparer la température moyenne (T_s) de la surface supérieure de l'outillage (cf. **Figure III-19**) à une température de consigne (T_c) pour chaque pas de temps. Si T_s est supérieure à T_c pour un pas de temps donné, un coefficient d'échange est uniformément imposé sur la surface du canal (cf. **Figure III-19**) afin de refroidir le bloc alors que si T_s est inférieure à T_c , une condition adiabatique est imposée sur le canal.

La valeur de h utilisée pour le pilotage est une fonction de la vitesse de refroidissement que l'on souhaite imposer. Pour chaque vitesse de refroidissement donnée, la valeur de h requise pour un pilotage précis a été obtenue par voie d'un algorithme d'optimisation. L'algorithme simplex de Nelder-Mead [125] a été utilisé pour cette étude. Le schéma de la **Figure III-20** illustre les algorithmes de pilotage de la vitesse de refroidissement et d'optimisation de la valeur du coefficient d'échange.

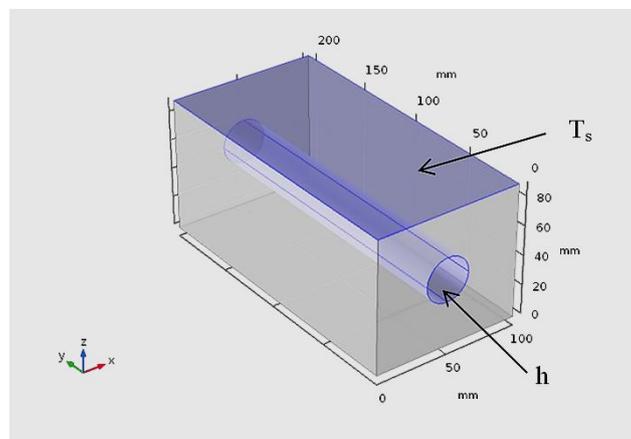


Figure III-19 : Paramètres à régler lors du pilotage de la vitesse de refroidissement.

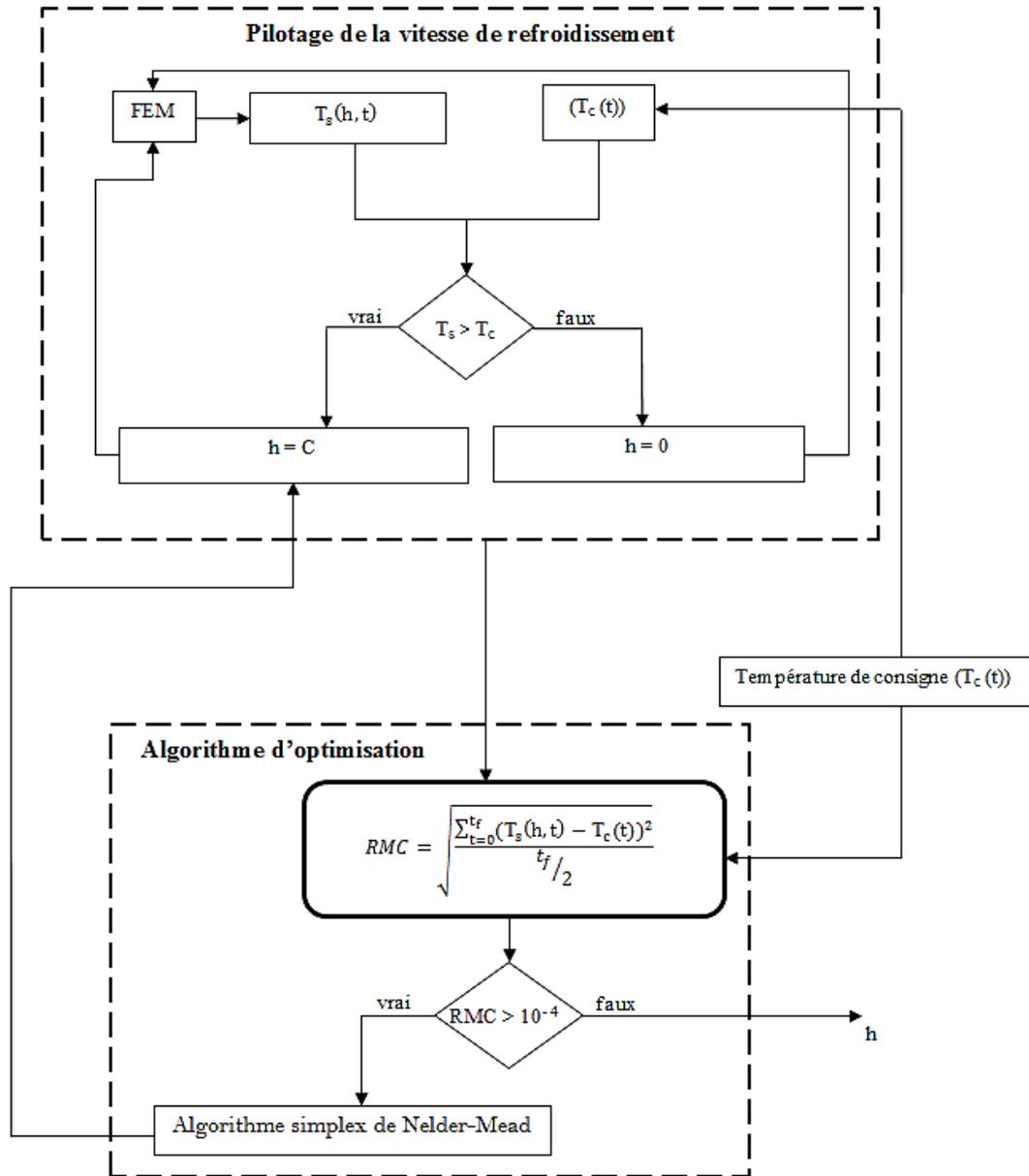


Figure III-20 : Schéma illustrant le pilotage de la vitesse de refroidissement et l'optimisation de la valeur de h.

4.4.3 Résultats

La valeur de h a été optimisée pour 6 vitesses de refroidissement présentées sur le **Tableau III-1** ci-dessous. Les écarts quadratiques entre T_s et T_c sont aussi donnés dans le tableau. Les valeurs de h optimisées, tracées en fonction de la vitesse de refroidissement correspondante sont illustrées sur la **Figure III-21**. Une loi exponentielle reliant le coefficient d'échange à la vitesse de refroidissement, montrée sur la **Figure III-21**, a été identifiée.

Vitesse de refroidissement ($^{\circ}\text{C} \cdot \text{min}^{-1}$)	h ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$)	RMC ($^{\circ}\text{C}$)
2	99	0,61
5	130	0,04
10	308	0,26
15	675	0,86
20	1450	2,46
25	2488	7,02

Tableau III-1 : Valeurs de h optimales pour différentes vitesses de refroidissement.

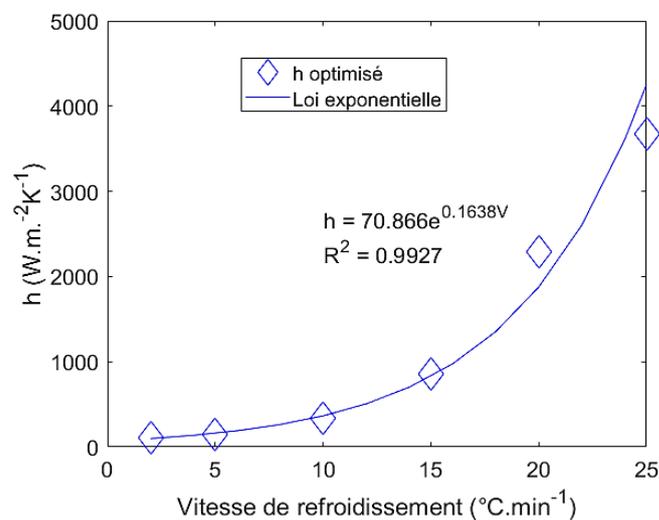


Figure III-21 : Évolution du coefficient d'échange en fonction de la vitesse de refroidissement.

L'évolution de la température moyenne de la surface supérieure de l'outillage (T_s) en fonction du temps pour différentes vitesses de refroidissement est illustrée sur la **Figure III-22**. On observe pour la plupart des cas que la température moyenne T_s suit bien la consigne T_c sauf pour les vitesses de refroidissement relativement élevées ($20 \text{ }^{\circ}\text{C} \cdot \text{min}^{-1}$ et $25 \text{ }^{\circ}\text{C} \cdot \text{min}^{-1}$) où on observe un décrochage de T_s de la consigne T_c pendant les 2 dernières minutes du refroidissement. Ceci s'explique par le fait qu'au fur et à mesure que la température de l'outillage baisse, la densité de flux thermique baisse aussi. Après une certaine durée de refroidissement (ou une certaine température de outillage), la densité de flux thermique extraite n'est pas suffisante pour maintenir la vitesse de refroidissement dans le cas des vitesses de refroidissement relativement élevées ($20 \text{ }^{\circ}\text{C} \cdot \text{min}^{-1}$ et $25 \text{ }^{\circ}\text{C} \cdot \text{min}^{-1}$).

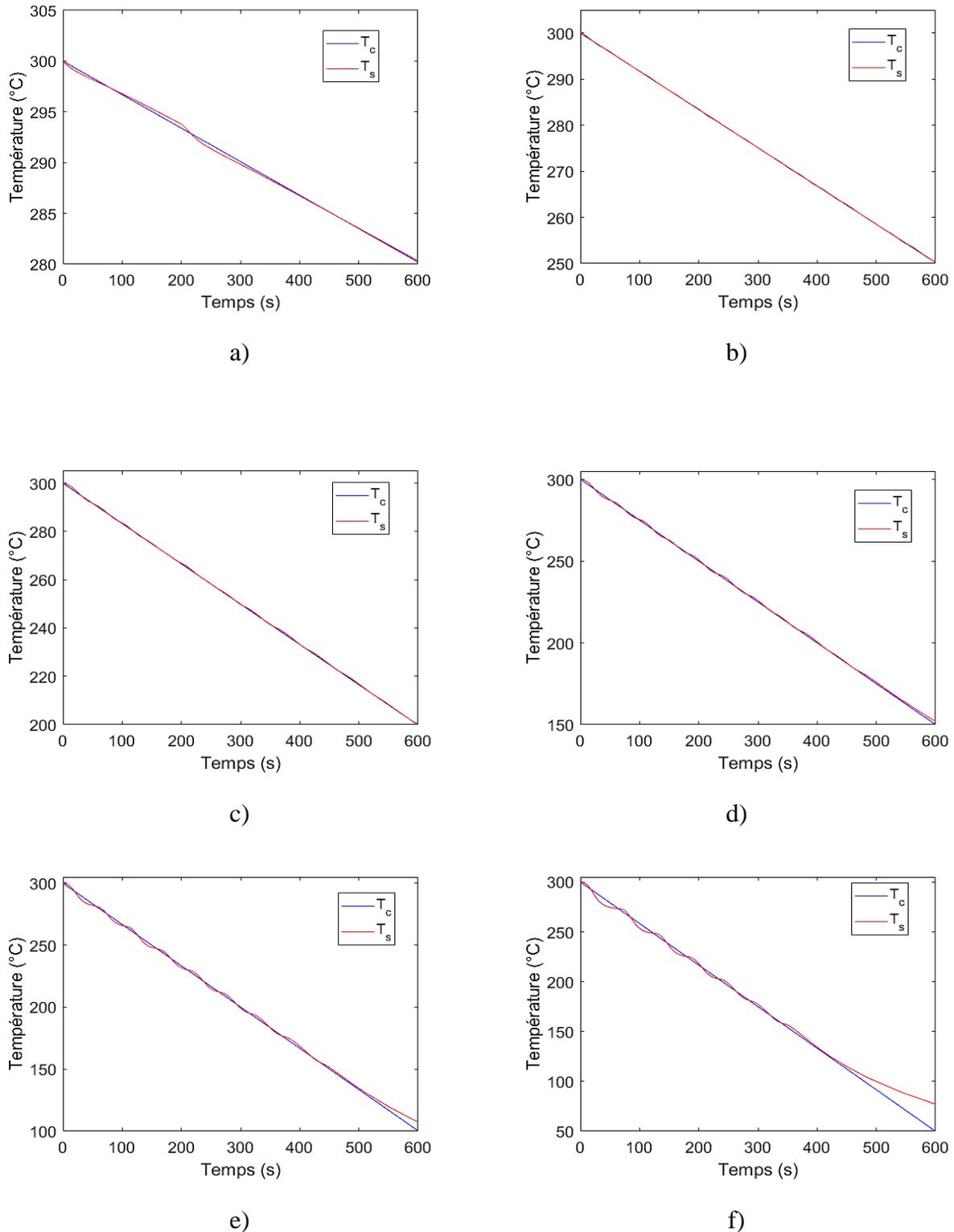


Figure III-22 : Évolution de la température moyenne (T_s) par rapport à la température de consigne (T_c) en fonction du temps pour différentes vitesses de refroidissement, a) 2 °C.min⁻¹, b) 5 °C.min⁻¹, c) 10 °C.min⁻¹, d) 15 °C.min⁻¹, e) 20 °C.min⁻¹, f) 25 °C.min⁻¹.

Les résultats obtenus nous ont montré qu'avec un algorithme relativement simple, il est possible de contrôler la vitesse de refroidissement avec une bonne précision et qu'il y a une relation exponentielle entre le coefficient d'échange et la vitesse de refroidissement. Par contre, pour des vitesses de refroidissement relativement élevées, après une certaine durée, une fois la température de l'outillage proche de 100 °C, il semble impossible de suivre la consigne en raison de l'insuffisance de la densité de flux thermique.

4.5 Conclusion intermédiaire

Divers études numériques ont été menées afin de tester quelques paramètres qui influencent l'homogénéité de la température de la surface supérieure d'un outillage en acier sur la longueur et sur la largeur de sa surface supérieure afin d'appliquer les résultats dans la conception d'un élément test. En plus de l'amélioration de l'homogénéité de la température, une approche de régulation pour contrôler la vitesse de refroidissement de la surface d'intérêt a été mise au point. Ces études nous ont permis de confirmer qu'il était en effet possible de refroidir un outillage de manière homogène avec l'approche testée avant de lancer sur les études expérimentales. Idem pour les études sur la régulation de la vitesse de refroidissement.

Les études de validation des paramètres influents sur l'uniformité de la température de la surface d'intérêt ont dévoilé que pour une distribution de la température homogène sur la longueur de l'outillage, une séparation des jets par une distance de $30d$ pouvait donner des résultats satisfaisants alors que l'homogénéité de la température sur la largeur de la surface supérieure de l'outillage pouvait être améliorée en jouant sur la distance de séparation entre les canaux de refroidissement. Dans le scénario testé numériquement, une distance de séparation des canaux de $1,7D$ a donnée une homogénéité satisfaisante sur la largeur de l'outillage.

Pour le pilotage de la vitesse de refroidissement, des résultats avec des précisions acceptables ont été obtenus avec l'algorithme testés.

5. Conclusion

Avant de se lancer sur les études principales de la thèse qui consiste à refroidir un outillage en acier de façon homogène (notamment sur sa longueur) et de contrôler précisément sa vitesse de refroidissement, des études expérimentales et numériques préliminaires ont été effectuées afin de mieux comprendre les phénomènes physiques qui entrent en jeu lors des interactions des fluides et lors du refroidissement d'un outillage en acier surchauffé par des jets impactants. Ceci a été fait afin d'optimiser le banc expérimental décrit dans le chapitre suivant pour mieux atteindre nos objectifs. Les études expérimentales qui ont été réalisées sont: une visualisation des interactions entre les fluides de refroidissement, une caractérisation des échanges thermiques entre les fluides (eau à 50 °C et air à température ambiante) et une paroi à température ambiante et une caractérisation des échanges thermiques entre des jets d'eau et une paroi surchauffée à 310 °C. De plus, des études numériques sur l'optimisation de l'homogénéité de la température de la surface supérieure de l'outillage et sur le pilotage de sa vitesse de refroidissement ont été menées.

Les études de visualisation ont révélé que lorsqu'un écoulement d'air entre en contact avec un jet impactant, la couche d'eau qui se forme sur la paroi pendant l'impact du jet s'étale. Mais, pour des valeurs de σ relativement faibles, le jet commence à fléchir jusqu'à atteindre un point où il n'arrive plus à sortir de l'orifice. La caractérisation des échanges thermiques sans changement d'état de l'eau a révélé que l'écoulement d'air transverse avait tendance à rétrécir la zone d'échange thermique en amont de la zone d'impact du jet et à étaler la zone d'échange thermique en aval de la zone d'impact du jet. On a aussi observé une amélioration des échanges thermiques par un écoulement d'air transverse pour des nombres de Reynolds du jet de 6989 et de 13483. Pour les études sur l'impact de jets d'eau sur une paroi surchauffée, lorsque le jet impacte la paroi, sa température chute très rapidement et forme un palier à une température en dessous de 100 °C sur les zones de stagnation des jets et un palier à environ 100 °C sur le reste de la zone mouillée pour une température de l'eau d'environ 20 °C. La durée du palier est une fonction du nombre de Reynolds du jet.

Finalement, les études numériques ont démontré qu'il était possible de réaliser un refroidissement homogène de l'outillage sur sa longueur et sur sa largeur en optimisant la distance de séparation entre les jets et la distance entre les canaux de refroidissement respectivement. De plus, pour une gamme de vitesse de refroidissement donnée, le pilotage de la vitesse de refroidissement a été effectué avec succès par un algorithme qui ajuste la valeur du coefficient d'échange au niveau de la surface du canal de refroidissement en fonction de la différence entre la température moyenne de la surface supérieure de l'outillage et la température de consigne.

IV Description du banc expérimental

Sommaire

1.	Introduction	91
2.	Description du montage expérimental	92
3.	Montage de l'élément test et des conduites des fluides	92
4.	L'Élément test	96
5.	Le tube central	100
6.	Instrumentation	104
6.1	Acquisition des températures.....	104
6.2	Chauffage de l'élément test	105
6.3	Régulation des débits.....	108
7.	Conclusion	110

1. Introduction

Pour rappel, l'objectif de ces travaux de thèse est de tester une nouvelle approche pour le refroidissement des moules de mise en forme des matériaux composites hautes températures par un écoulement diphasique. Cette approche consiste à mouiller la surface des canaux de refroidissement circulaires des outillages par de multiples jets d'eau distribués en parallèle, et à imposer un écoulement d'air transverse dans l'espace annulaire entre le tube central et la paroi afin de vider les canaux des excès d'eau et de vapeur (cf. **Figure IV-1**). Dans le but de nous rapprocher des conditions industrielles, un bloc d'acier représentatif d'une section de moule ou de plateau de presse, que nous appellerons « élément test », est utilisé. Les informations obtenues du travail de visualisation décrit dans le chapitre précédent ont guidé le dimensionnement de certains éléments comme le diamètre du tube intérieur, la distance entre les jets, le choix et emplacements des équipements comme les électrovannes et les thermocouples.

Le banc a été conçu pour minimiser les déperditions thermiques des surfaces extérieures de l'élément test pendant les phases de chauffage et de refroidissement. Ce qui explique le choix du matériau (verre) pour les conduites des fluides et l'approche utilisée pour supporter le poids de l'élément test. Le choix de l'acier de l'élément test a été fait pour minimiser l'oxydation de la paroi du canal qui pourrait avoir un impact majeur sur les échanges de la chaleur sur la paroi. De plus, l'élément test a été dimensionné de manière à respecter les consignes dans la bibliographie qui limitent la distance entre la paroi du canal et la surface d'intérêt à D^1 ou $2D$ [126]. Sa longueur a été choisie de sorte à être à la fois représentative de celle d'une section de plateau de presse ou de moule et être adaptée à une étude en laboratoire.

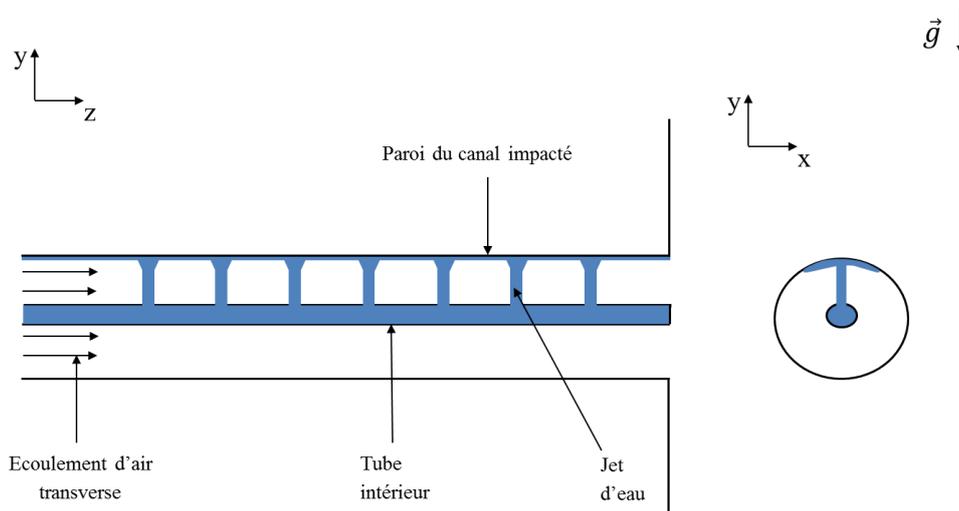


Figure IV-1: Illustration de la méthode de refroidissement testée.

¹ Diamètre

La première partie du chapitre permet d’avoir une vue d’ensemble des éléments principaux du banc expérimental comme le système d’acquisition des températures, le système de régulation des débits et la méthode de chauffage de l’élément test. Ensuite, ces différents éléments sont traités de manière plus détaillée dans les sections qui suivent.

2. Description du montage expérimental

Les équipements qui composent le banc expérimental peuvent être divisés en trois catégories principales. Il y a du matériel pour faire l’acquisition des températures de l’élément test et des fluides, du matériel pour contrôler le chauffage de l’élément test, et du matériel pour régler les débits des fluides de refroidissement (air et eau). Le schéma de la **Figure IV-2** est une représentation des différents éléments du banc expérimental et nous montre leur interconnexion.

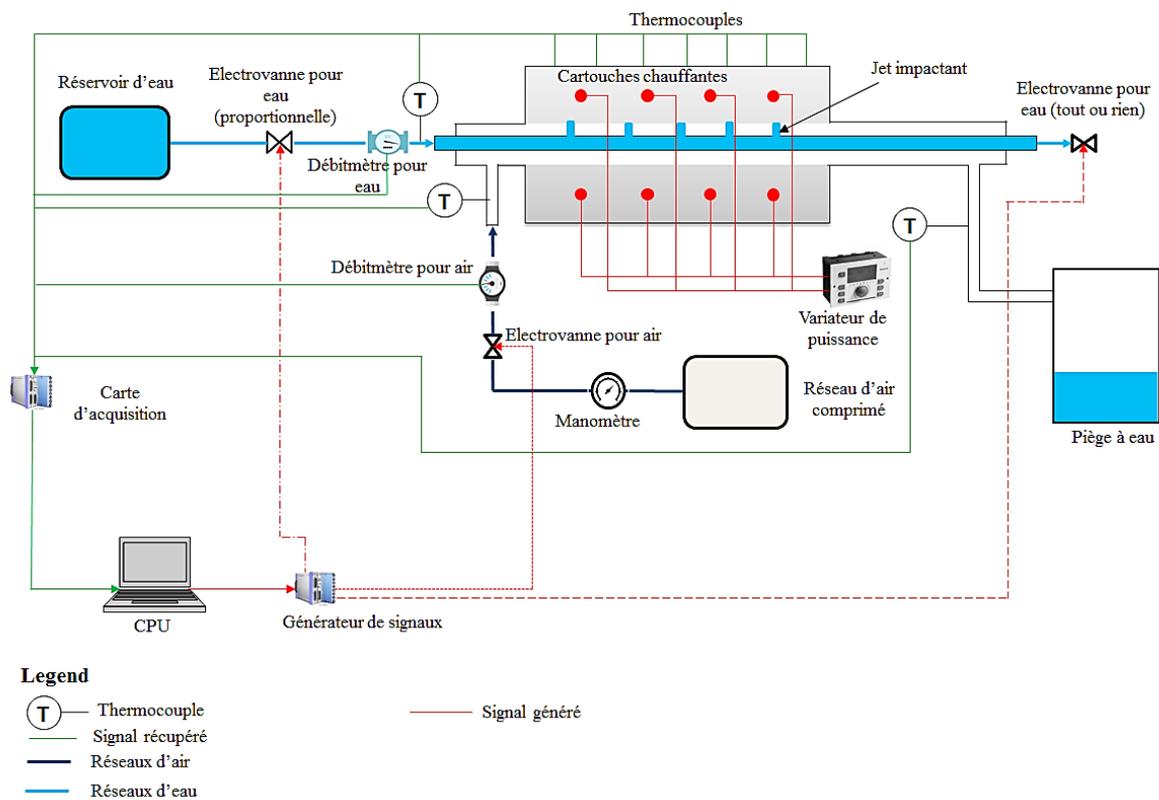


Figure IV-2 : Schéma du banc expérimental.

3. Montage de l’élément test et des conduites des fluides

La **Figure IV-3** illustre l’ensemble du montage de l’élément test et des conduites des fluides de refroidissement (eau/air/vapeur). Le tube en amont de l’élément test conduit l’air vers l’entrée du canal percé dans son centre alors que le tube en aval conduit le mélange eau/air/vapeur qui sort de l’autre extrémité du canal. Le positionnement des entrées et des sorties des fluides est aussi indiqué sur la **Figure IV-3**. En amont de l’élément test, il y a une entrée pour l’eau et une entrée pour l’air et en aval une sortie pour l’eau et une sortie pour le mélange eau/air/vapeur. Afin de générer les jets d’eau, l’extrémité de sortie du tube central est

bouchée en permanence pendant les expériences dans le but de rediriger la totalité de l'eau vers des orifices percés sur sa surface.

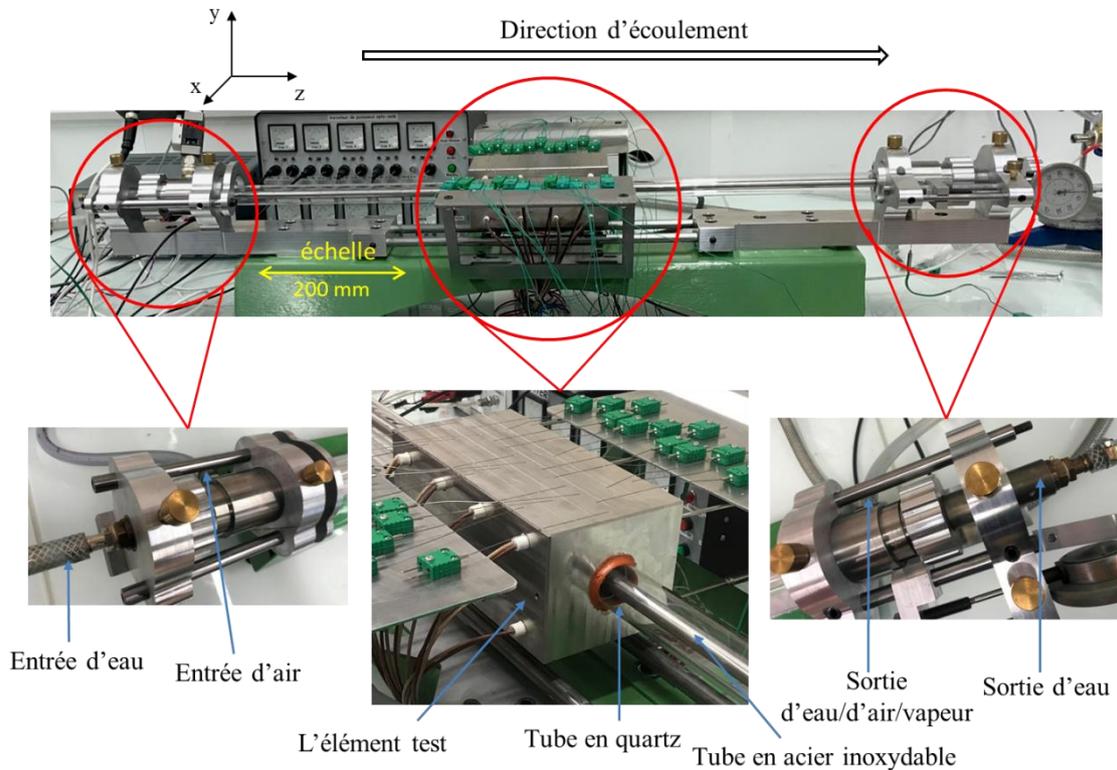


Figure IV-3 : Montage complet du banc expérimental.

Deux tubes en quartz de diamètres 30 et 27 mm et de longueur de 400 mm, sont joints sur les deux extrémités du canal de l'élément test afin de conduire l'un des fluides entrant (air) vers l'entrée du canal et les fluides sortants (eau/air/vapeur) du canal vers la sortie du montage expérimental. Le quartz a été choisi pour sa faible conductivité thermique dans le but de minimiser les déperditions thermiques de l'élément test. De plus, ses propriétés optiques (transparence) nous ont permis d'observer l'écoulement des fluides sortants. L'étanchéité des joints entre les tubes et l'élément test a été assurée par du mastic silicone résistant à des hautes températures (cf. **Figure IV-4**) alors que l'étanchéité au niveau des autres extrémités des tubes a été assurée par des joints toriques et des bagues de serrage comme illustré sur la **Figure IV-5**.

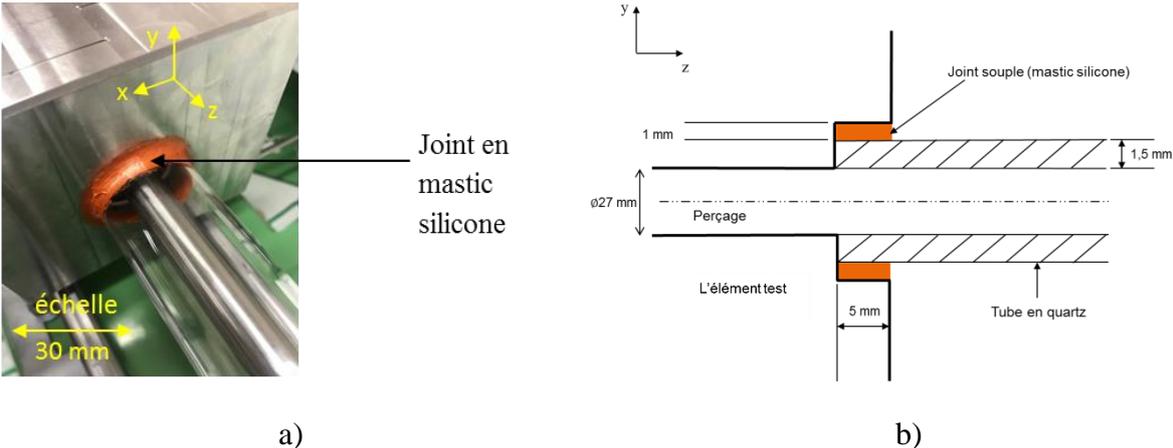
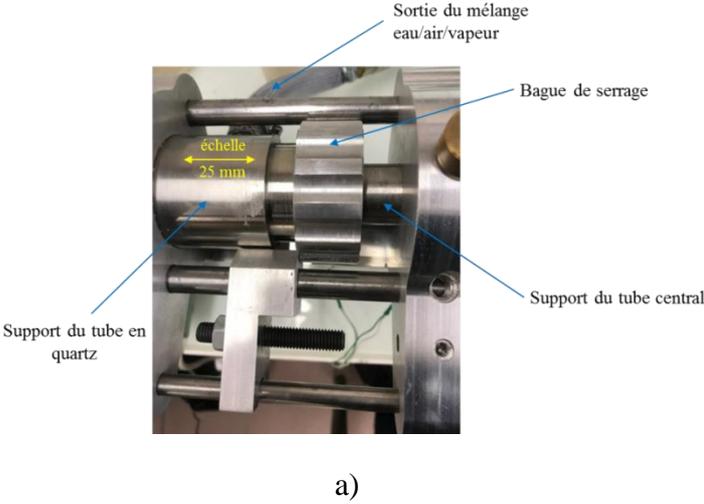


Figure IV-4: Joint en mastic silicone entre le tube en quartz et l'élément test : a) Image du joint, b) Vue en coupe du joint (plan yz).

Une problématique rencontrée avec le joint en mastic silicone est le fait que pour des débits d'air et débits d'eau relativement élevés (plus de 250 l.min^{-1} pour l'air et plus de 2 l.min^{-1} pour l'eau), la durée de vie des joints est réduite, notamment le joint en sortie du canal de refroidissement qui a été le plus impacté. Pour cette raison, le joint a dû être renforcé régulièrement.



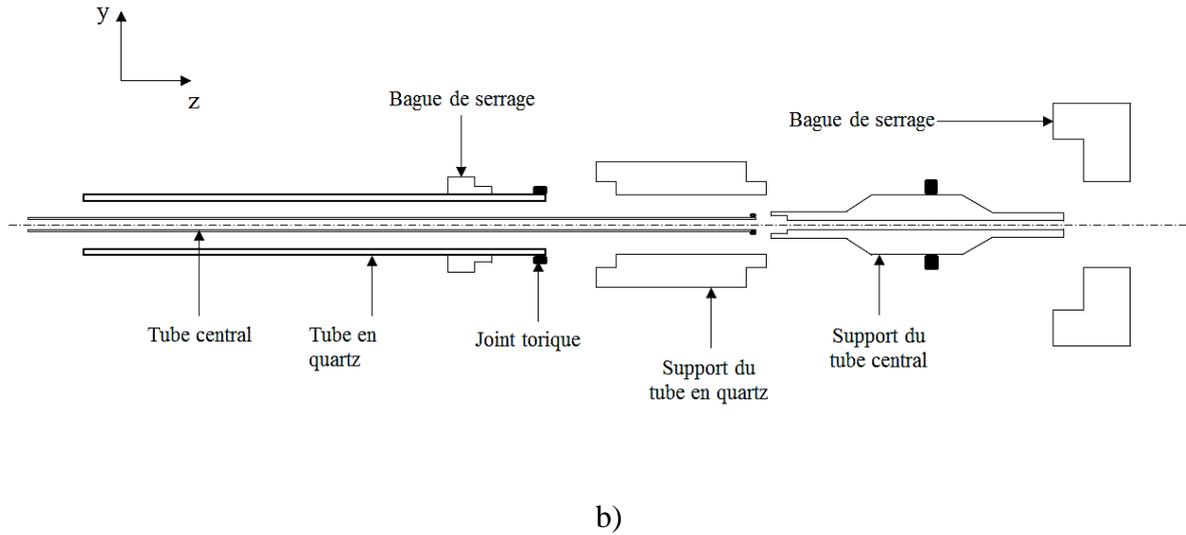


Figure IV-5: a) Image des supports des tubes concentriques, b) Vue éclatée des sections des supports des tubes et des tubes (plan yz).

L'élément test repose sur deux barres de support (cf. **Figure IV-6**). Pour réduire les surfaces de contact entre l'élément test et ces barres en acier, et minimiser les pertes de chaleur dans le bâti, la liaison est assurée par 4 vis pointues en acier. Les distances H et S (cf. **Figure IV-7**) ont été choisies pour permettre un alignement de l'axe du canal à l'axe du tube central.



Figure IV-6: Supports de l'élément test.

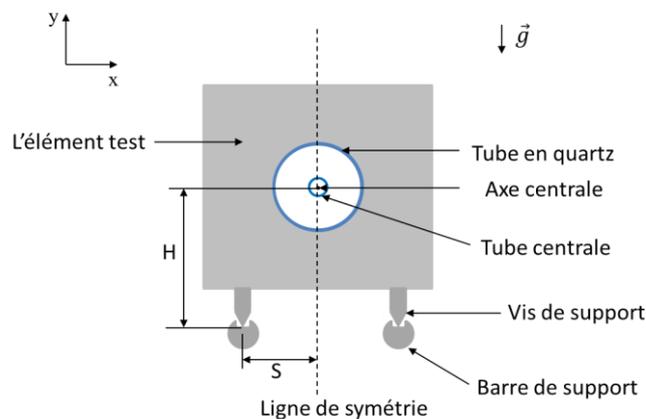


Figure IV-7: Alignement de l'axe du canal à l'axe du tube central.

Vu le niveau de température qui sera atteint lors des expériences (300 °C), une dilatation thermique de l'élément est inévitable. Afin d'empêcher l'endommagement des tubes en quartz pendant sa dilatation thermique, les vis de support ont été montées sur des glissières situées sur les barres de support (cf. **Figure IV-8a**). La vis de serrage du support du tube en quartz installé à la sortie du canal est desserrée (cf. **Figure IV-8b**). Ceci permet un léger mouvement de l'élément test lorsqu'il se dilate.

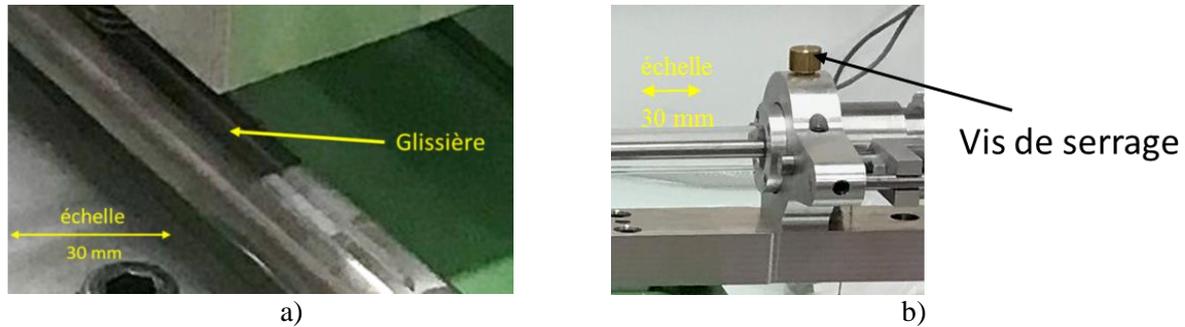


Figure IV-8: Mesures contre l'endommagement des tubes en quartz lors de la dilatation thermique de l'élément test : a) Glissière, b) Desserrage de la vis de serrage.

4. L'Élément test

L'élément test est un bloc en acier inoxydable 316L d'une longueur de 200 mm, d'une largeur de 100 mm et d'une hauteur de 90 mm. Comme le montrent les **Figure IV-9a** et **Figure IV-9b**, un trou de diamètre 27 mm a été percé en son centre le long duquel les fluides de refroidissement vont circuler afin de le refroidir. Huit autres trous de diamètre 10 mm, qui serviront à positionner les cartouches chauffantes, ont été percés sur la largeur de l'élément test. Pour le contrôle du chauffage, 6 trous de diamètre 3 mm et profondeur de 50 mm ont été percés pour placer les thermocouples de régulation (type K, diamètre de 3 mm, longueur de 100 mm). Trois autres trous de diamètre 3 mm et profondeur de 50 mm ont été percés près du canal de refroidissement afin de contrôler l'évolution de la température au plus près de la surface du canal. Sur la surface de dessus, surface sur laquelle on cherche à contrôler la température, 25 rainures (0,6 x 0,6 mm) ont été usinées pour le placement de 25 thermocouples de type K, équipés d'une gaine en acier inoxydable, de diamètre 0,5 mm et de longueur de 100 mm (**Figure IV-9**). Les gaines des thermocouples ont été soudées aux extrémités des différentes rainures.

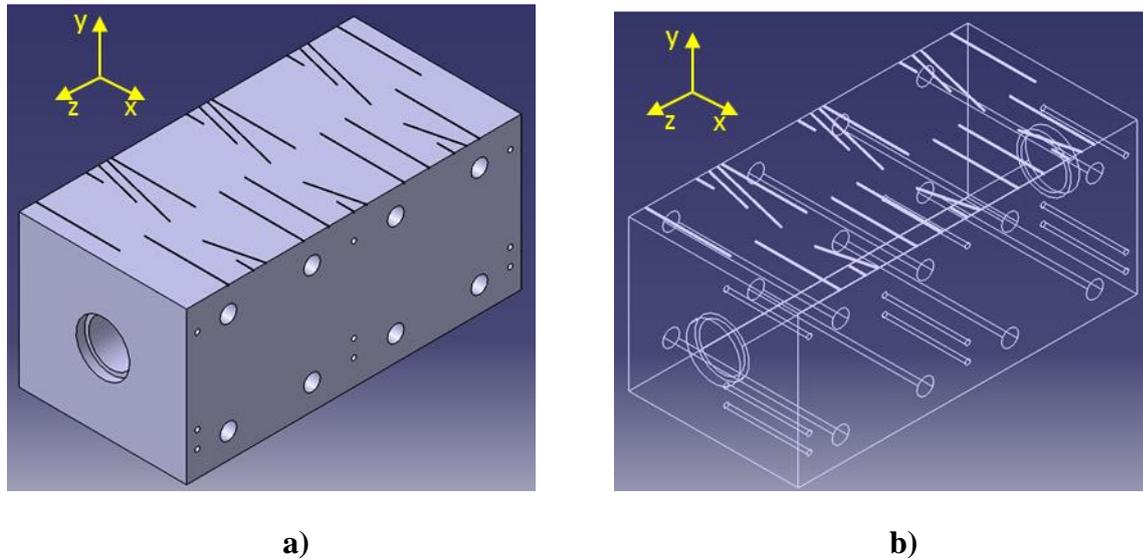


Figure IV-9: Vue de l'élément test en 3D : a) Vue non transparente, b) Vue transparente.

La vue en plan de l'élément test (cf. **Figure IV-10**) montre les cotes des différents éléments. Sur le plan xz, on peut distinguer une distance de 15 mm entre les thermocouples alignés sur la partie centrale de la surface de l'élément et une distance 20 mm entre les thermocouples alignés sur la largeur de la surface de l'élément. Certaines rainures ont été inclinées pour empêcher le croisement des fils des thermocouples. Sur le plan xy on peut voir l'espace prévu pour l'emplacement du tube en quartz et du joint en mastic silicone alors que sur le plan yz on distingue l'emplacement des perçages prévus pour les cartouches chauffantes par rapport à l'emplacement des perçages prévus pour les thermocouples de contrôle. Comme illustré sur la **Figure IV-11**, l'élément test a été divisé en six zones avec un thermocouple de contrôle pour chaque zone et 3 autres thermocouples au plus près (5 mm) de la paroi du canal central.

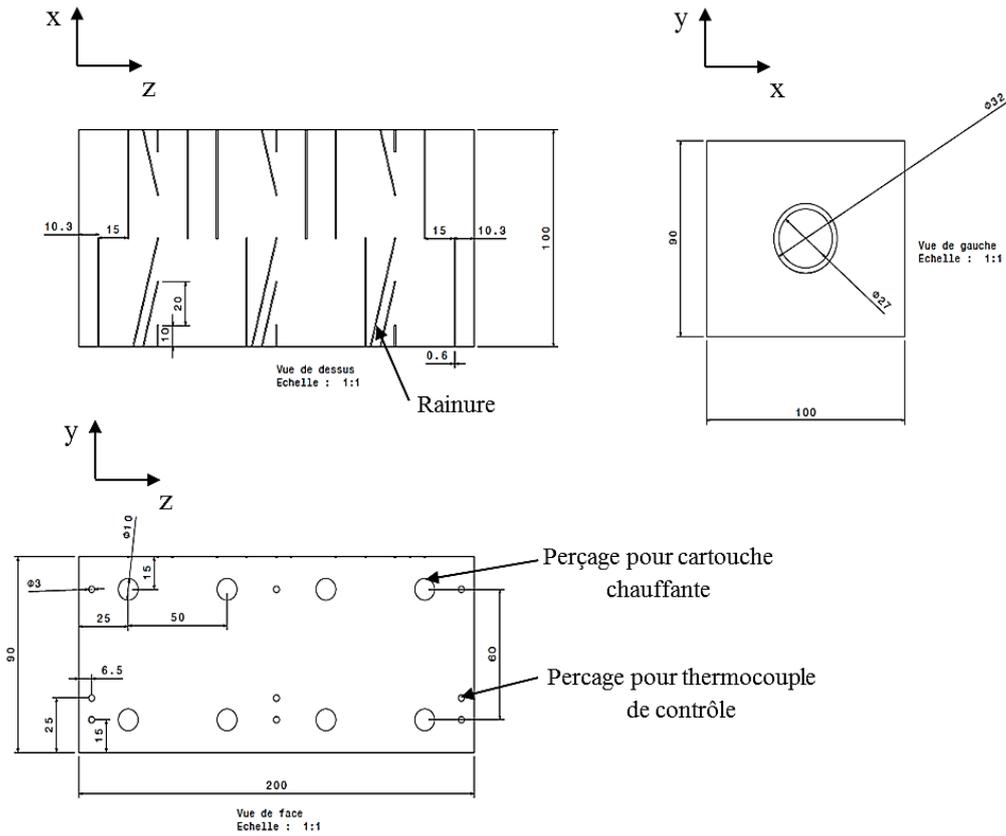


Figure IV-10: Vues en plan de l'élément test.

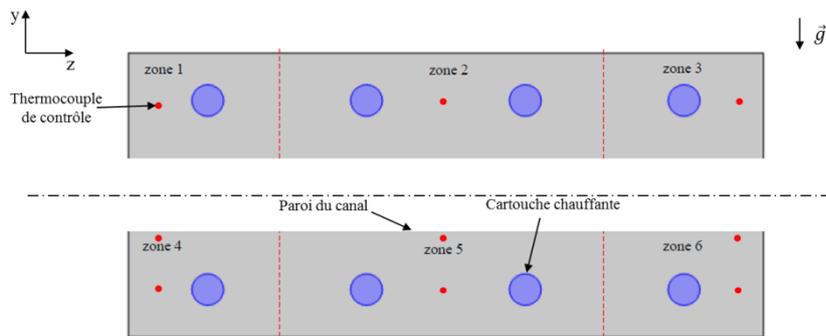


Figure IV-11: Illustration des zones de contrôle du chauffage de l'élément test.

Sur l'image de la **Figure IV-12a**, on aperçoit le positionnement des thermocouples sur la surface supérieure de l'élément test. Deux supports permettent de maintenir horizontalement les thermocouples pour faciliter la jonction avec les rallonges et éviter de fragiliser les fils en sortie de rainures. La **Figure IV-12b** illustre les points de soudures des 25 thermocouples placés sur la surface. Les thermocouples alignés dans la direction de z ont permis une évaluation de l'homogénéité de la température sur la longueur de la surface supérieur de l'élément test alors que les thermocouples alignés dans la direction de x ont permis

l'évaluation de l'homogénéité de la température sur la largeur de la surface supérieure de l'élément test.

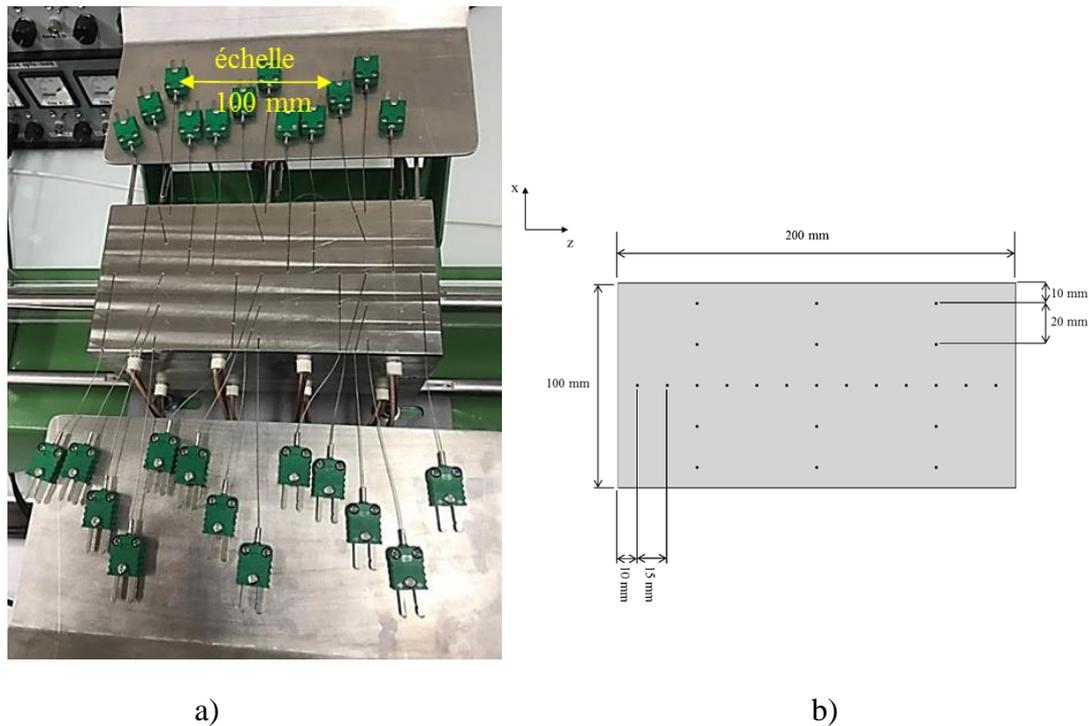


Figure IV-12: a) Image du positionnement des thermocouples sur la surface supérieure de l'élément test, b) Illustration des points de soudure des thermocouples.

Pour contrôler les conditions initiales thermiques et le refroidissement de l'élément test, il faut réduire les pertes thermiques avec l'extérieur (convection, rayonnement). Pour cela l'élément test a été isolé avec une laine de silice ayant une épaisseur de 30 mm ($\text{SiO}_2 + \text{CaO} + \text{MgO}$) (**Figure IV-13**). Dû à sa faible conductivité de $0,036\text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ [127], ce matériau est bien adapté pour cette fonction.

L'influence de l'isolant sur les pertes de chaleur est illustrée sur la **Figure IV-14** qui nous montre l'évolution de la température moyenne de la surface (cf. **Figure IV-14a**) et sa vitesse de refroidissement (cf. **Figure IV-14b**) pour des scénarios avec ou sans isolant. Ces mesures ont été obtenues en chauffant préalablement l'élément test jusqu'à une température de 320 °C et en le laissant se refroidir « naturellement », c'est à dire sans circulation ni d'air ni d'eau dans l'élément. Les analyses du refroidissement ont été limitées à la plage de température de 300 à 320 °C . On observe sur la **Figure IV-14a** que la surface de l'élément test prend deux fois plus de temps pour refroidir de 320 °C à 300 °C lorsqu'il est isolé par rapport à une configuration sans isolant sur la surface. De plus, on observe sur la **Figure IV-14b** que la vitesse de refroidissement de la surface sans isolant est trois fois plus élevée que la vitesse de refroidissement avec un isolant lors de la phase initiale de mise en température. On remarque aussi que les écarts entre les vitesses de refroidissement diminuent au cours du temps. Ceci s'explique par le fait que les pertes de chaleur par rayonnement et par convection naturelle sont dépendantes de la température de la surface et ont tendance à diminuer au fur et à mesure que la température décroît.

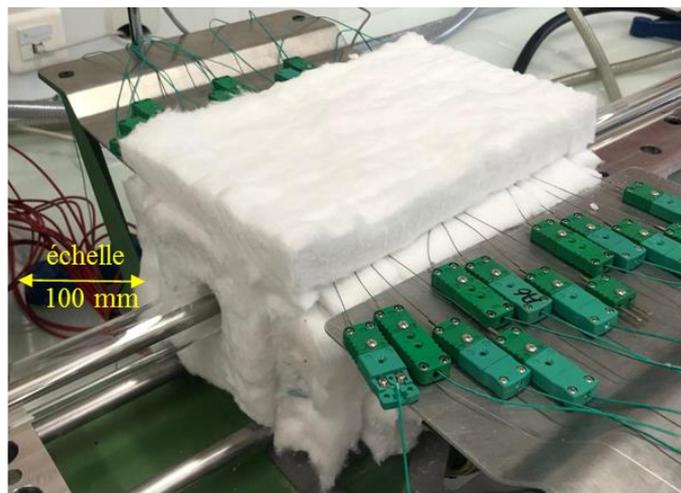


Figure IV-13: Isolation de l'élément test.

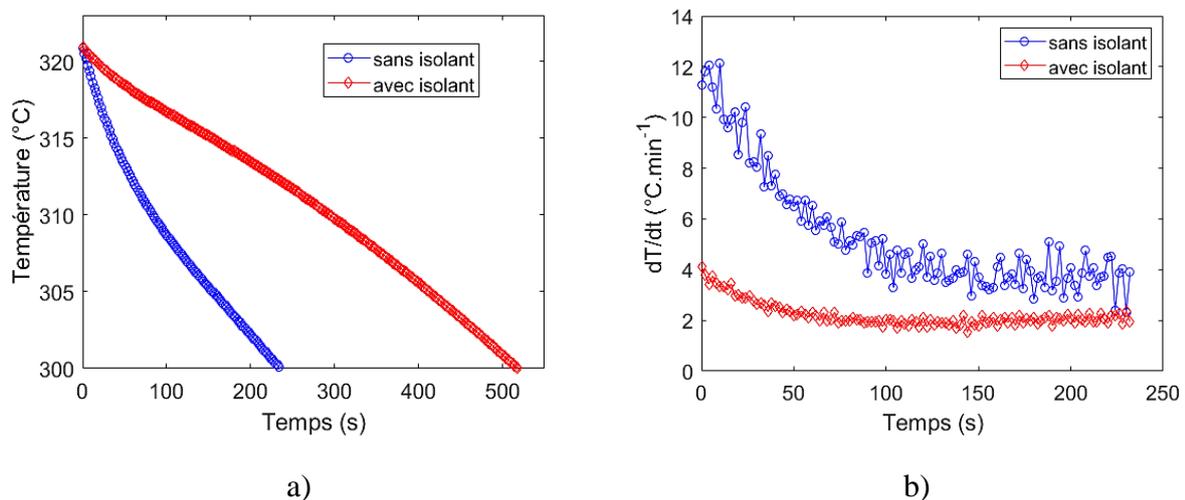


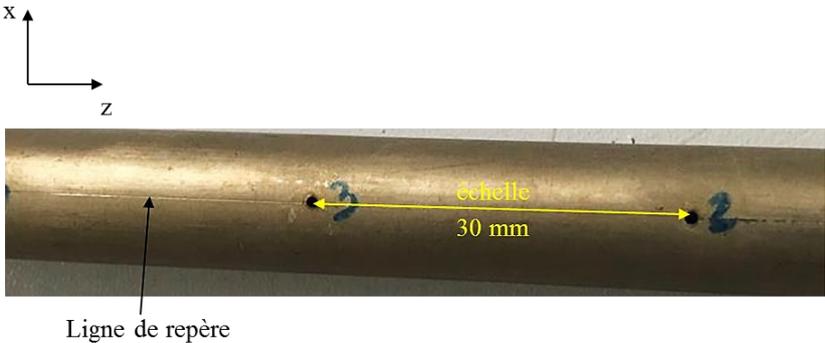
Figure IV-14: Influence de l'isolant sur les pertes de la chaleur au niveau des surfaces extérieures de l'élément test.

5. Le tube central

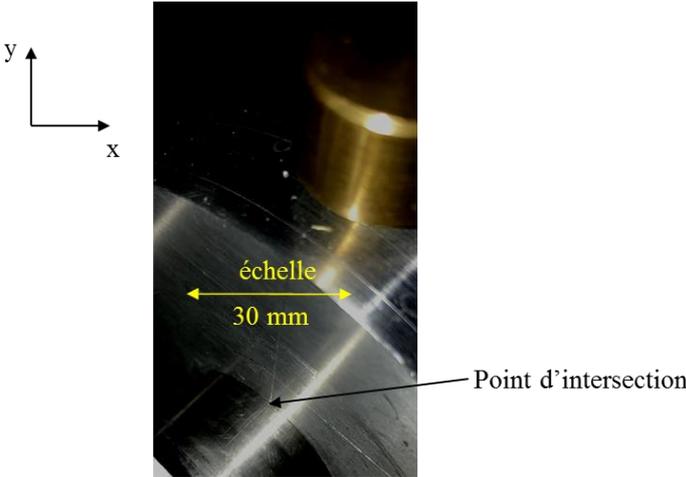
Le cœur du dispositif est le tube central qui va servir à générer les jets impactants. Il s'agit d'un tube en acier inoxydable 306L perforé de plusieurs orifices (cf. **Figure IV-15**). Les perçages ont été réalisés avec un foret de 1 mm. Afin de permettre que les jets soient verticalement alignés, une ligne a été tracée (cf. **Figure IV-16a**) sur toute la longueur du tube central. Cette ligne a été alignée à une autre ligne verticale tracée sur le support principal du tube central afin de s'assurer que les orifices soient alignés dans le sens opposé à la pesanteur (cf. **Figure IV-16b**).



Figure IV-15: Orifices des jets.



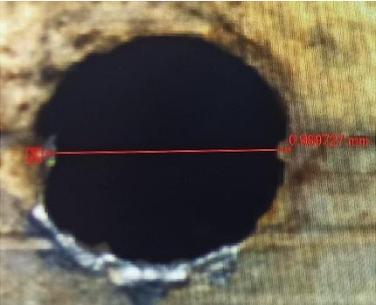
a)



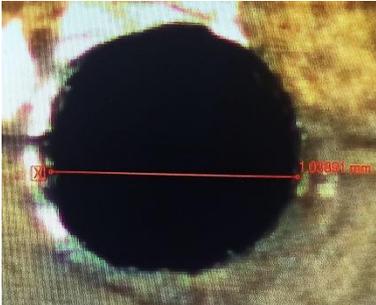
b)

Figure IV-16: Illustration de l'approche utilisée pour aligner les orifices vers la verticale, a) Ligne de repère, b) Point d'intersection entre la ligne de repère et la ligne verticale tracées sur le support du tube centrale.

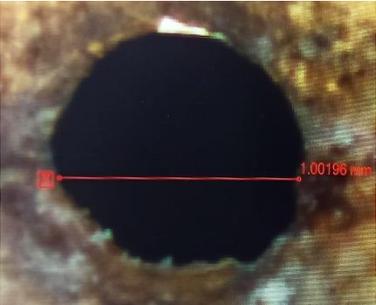
L'image de chaque orifice a été prise par un vidéo-microscope Sanxo afin de les comparer (cf. **Figure IV-17**). On observe sur cette figure que les perçages ne sont pas de circularité uniforme.



a)



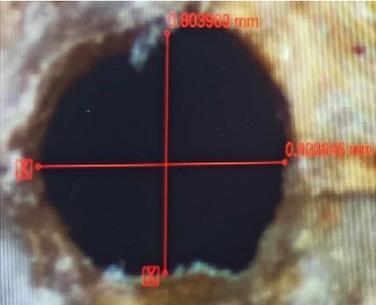
b)



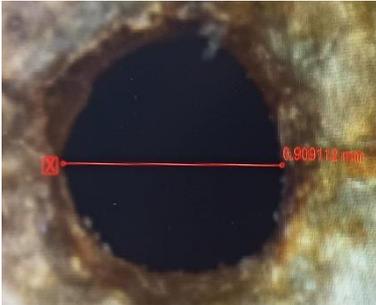
c)



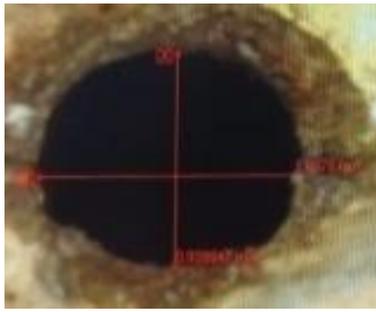
d)



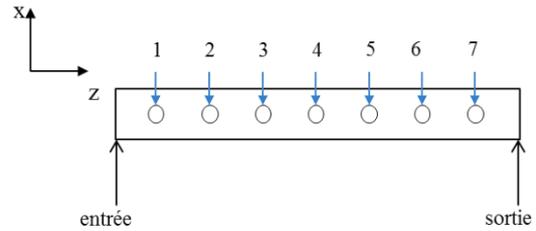
e)



f)



g)

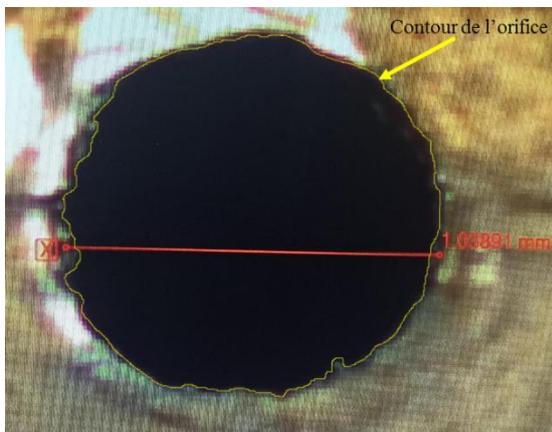


h)

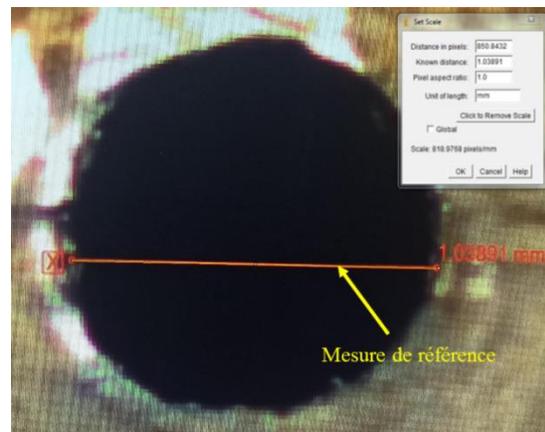
Figure IV-17: Image haute définition de chaque orifice : a) Orifice 1, b) Orifice 2, c) Orifice 3, d) Orifice 4, e) Orifice 5, f) Orifice 6, g) Orifice 7, h) Illustration de l'emplacement des orifices par rapport à l'entrée du canal.

Les surfaces des orifices ont été estimées en traitant les images des orifices sur un logiciel de traitement d'images open source appelé ImageJ[®]. Les contours des orifices ont été tracés à la main (cf. **Figure IV-18a**) alors qu'une mesure de référence a été utilisée pour convertir les pixels de l'image en mm (cf. **Figure IV-18b**). La surface de chaque orifice a été mesurée 10 fois et la moyenne des 10 mesures a été prise. Toutes les mesures qui ont été faites sont présentées sur le

Tableau IV-1.



a)



b)

Figure IV-18: Illustration de l'approche utilisée pour mesurer les surfaces des orifices, a) Contours tracés à la main, b) Conversion de pixels en mm en se servant de la mesure de référence.

Dans le but d'étudier l'influence de ces déformations sur la distribution des débits d'eau provenant de chaque orifice, les débits ont été mesurés par un minuteur et une balance Sartorius Signum 1 ayant une résolution de 0,1 g et une plage de mesure de 0 à 16 kg. L'eau provenant de chaque orifice a été recueillie pour un débit d'eau global donné et le temps d'écoulement du fluide a été noté. Les masses d'eau provenant de chaque orifice ont ensuite été mesurées avec la balance. Les résultats obtenus sont montrés sur le

Tableau IV-1. On remarque que l'écart maximum de débit entre les orifices est de 10%. On note aussi qu'il n'y a pas de corrélation entre les surfaces et les débits mesurés. D'autres facteurs comme la distribution de la pression de l'eau le long du tube ou les imperfections des orifices non visibles de l'extérieur pourraient être la cause des différences de débits.

Orifice	Surface (mm ²)		Ecart de débit par rapport au débit de l'orifice 1 (%)
	Moyenne	Ecart type	
1	0,7706	0,0028	-
2	0,8337	0,0028	4,73
3	0,6889	0,0031	- 0,94
4	0,7489	0,0029	- 0,10
5	0,5386	0,0023	- 2,58
6	0,5750	0,0016	7,47
7	0,7740	0,0041	4,38

Tableau IV-1: Comparaison des surfaces et des débits d'eau provenant des orifices.

6. Instrumentation

6.1 Acquisition des températures

L'acquisition des températures mesurées dans l'élément test et des températures des fluides est faite par une carte d'acquisition National instruments (NI TB - 4353) implantée dans un châssis NI PXIe-1073. Ce matériel nous permet de traiter les données en temps réel avec le logiciel LABVIEW[®]. La fréquence d'acquisition maximale du châssis NI est de 90 Hz avec une plage de mesure de ± 80 mV et une résolution de 24 bits équivalente à 0,0002 °C.

L'incertitude de mesure des températures a trois origines : celle liée au système d'acquisition (E_s), celle liée au thermocouple (E_T) et celle liée à l'intrusion des thermocouples dans un milieu de nature différente. Etant donné que l'élément test est un métal et que les thermocouples ont été soudés à la surface, l'erreur liée à l'intrusion des thermocouples a été négligée. Plusieurs sources sont à l'origine des erreurs de mesure liées au système d'acquisition comme l'erreur sur la compensation de soudure froide et le bruit de mesure. Selon les données constructeur, pour une plage de température mesurée de (0 – 300) °C et une température ambiante de 23 °C \pm 5 °C, l'erreur maximale globale liée au système d'acquisition (E_s) est de $\pm 0,38$ °C alors que l'erreur liée au thermocouple de type K est la

valeur la plus élevée entre $\pm 2,5$ °C et $\pm 0,75$ % de la valeur mesurée. Ce qui nous donne une erreur globale de ± 3 °C pour la plage de mesure de $(0 - 300)$ °C.

En plus des acquisitions des températures par des thermocouples, une caméra infrarouge (Optris PI640) nous a permis de mesurer la température de la surface de dessus de l'élément test, ce qui nous donne une vue globale du champ de température de la surface. Cette caméra a une plage de mesure de -20 à 900 °C, une résolution de $0,08$ °C et une erreur de mesure qui est la valeur la plus élevée entre ± 2 °C et ± 2 % de la valeur mesurée (données constructeur) L'émissivité de la caméra a été réglée à l'aide des mesures faites par les thermocouples placés sur la surface du dessus de l'élément.

6.2 Chauffage de l'élément test

L'élément test est chauffé par 8 cartouches chauffantes de diamètre 10 mm et de longueur 100 mm insérées perpendiculairement au sens des écoulements des fluides de refroidissement (cf. **Figure IV-19**). Les cartouches peuvent fournir une puissance maximale de 500 W.

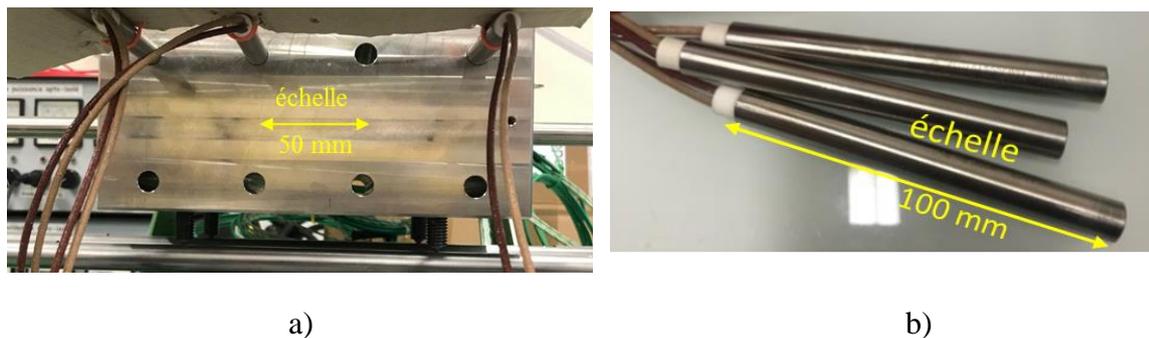


Figure IV-19: a) Image de l'insertion des cartouches chauffantes dans l'élément test, b) Image des cartouches chauffantes.

Afin d'étudier l'effet des cartouches chauffantes sur les transferts thermiques entre le canal central et la surface d'intérêt, la composition (cf. **Figure IV-20**) et les propriétés thermiques des composants des cartouches chauffantes (cf. **Tableau IV-2**) ont été analysées. On constate à l'aide du **Tableau IV-2** que la diffusivité thermique des composants des cartouches chauffantes est plus élevée que celle de l'élément test. Ceci pourrait perturber les transferts thermiques dans des zones occupées par les cartouches.

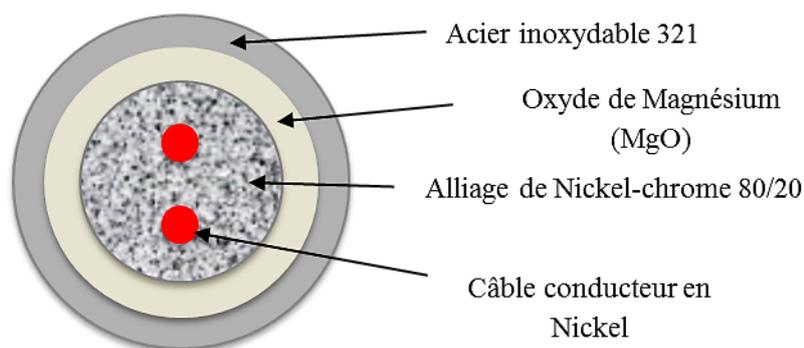


Figure IV-20: Section d'une cartouche chauffante.

Propriétés thermiques	Acier inoxydable 316L [128]	Acier inoxydable 321 [129]	Oxyde de Magnésium [130]	Nickel-chrome 80/20 [131]	Nickel [132]
$\rho \cdot c_p$ (J.m ⁻³ .K ⁻¹)	3963080	4000000	3115200	3722880	4053840
k (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	13,9	16,1	30	19,2	70
α (m ² .s ⁻¹).10 ⁻⁶	3,51	4,03	9,63	5,16	17,3

α = diffusivité thermique, ρ = masse volumique (kg.m⁻³), c_p = capacité calorifique (J.kg⁻¹.K⁻¹), k = conductivité thermique (W.m⁻¹.K⁻¹.)

Tableau IV-2: Propriétés thermiques des composants des cartouches chauffantes (tirées de la littérature).

La puissance des cartouches est régulée par un variateur opto-isolé (contient des photo-coupleurs qui protègent les circuits électroniques de surtensions) développé en interne (cf. **Figure IV-21**) avec un signal de tension variable entre (0 - 10) V.



Figure IV-21: Variateur de puissance opto-isolé.

Afin d'illustrer la mise en chauffe de l'élément test avec les cartouches chauffantes, une expérience de mise en températures a été réalisée. Pour cette expérience, la surface supérieure de l'élément test a été peinte en noire avec une peinture résistante à des hautes températures (jusqu'à 600 °C) afin d'augmenter son émissivité et de limiter les réflexions des émissions ambiante (cf. **Figure IV-22**). La caméra infrarouge Optris PI640, décrite dans la section précédente, a été utilisée dans le but de visualiser le champ de température de la surface.

Les cartographies thermiques de la surface supérieure de l'élément test pour différents instants après le démarrage du chauffage sont illustrées sur la **Figure IV-23** alors que la **Figure IV-24** nous montre la distribution de la température sur la partie centrale de la surface pour différents instants. Ces images nous montrent la diffusion progressive de la chaleur au sein de l'élément test. On distingue nettement la présence des cartouches et la forme elliptique des isothermes.

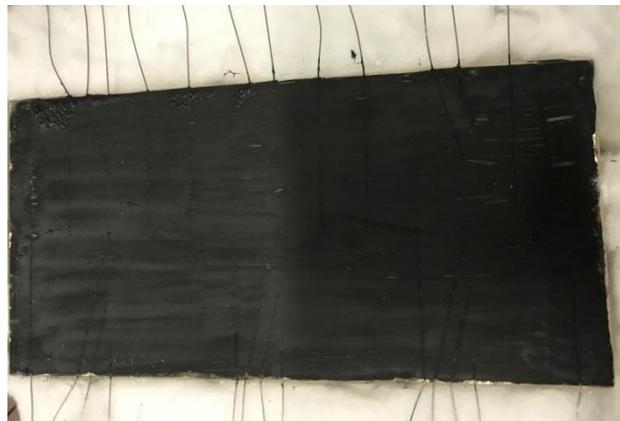


Figure IV-22: Image de la surface supérieure de l'élément test peinte en noire.

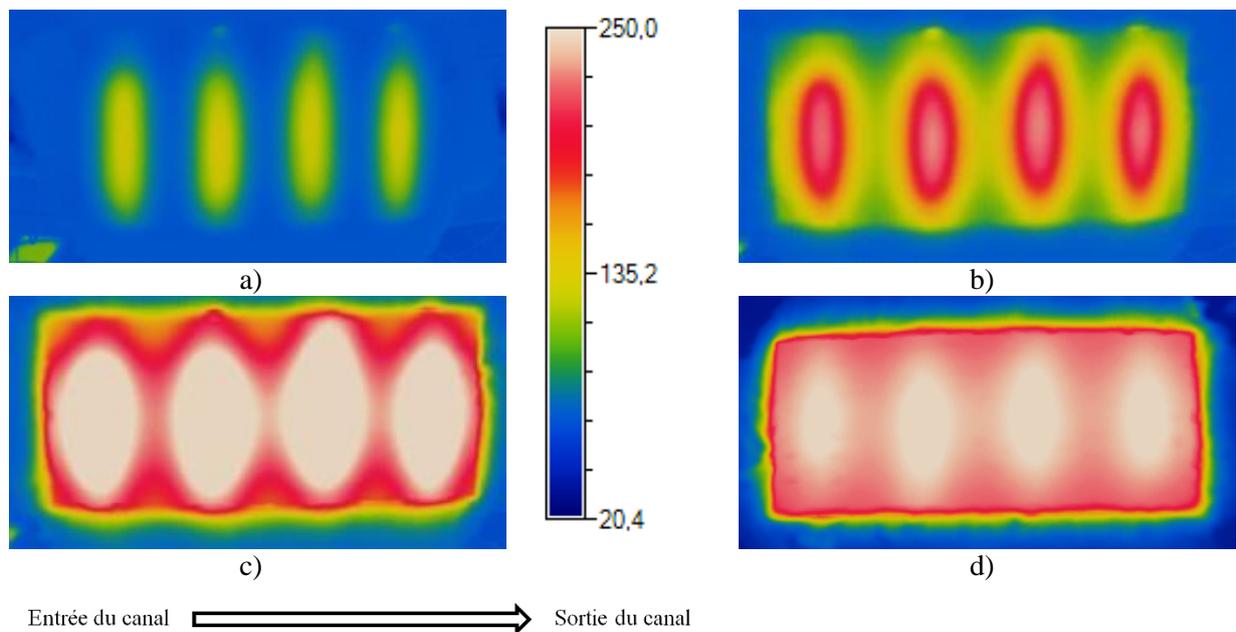


Figure IV-23: Cartographie thermique de la surface supérieure de l'élément test pendant la phase de chauffage : a) t = 30 s, b) t = 60 s, c) t = 120 s, d) t = 180 s.

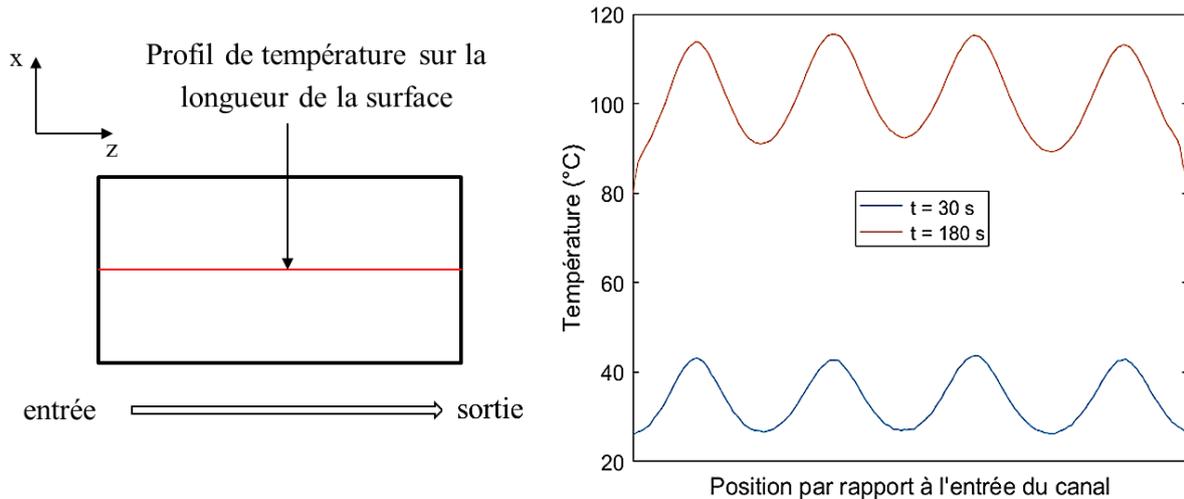


Figure IV-24 : Profils de température sur la longueur de l'élément test pour différents instants (mesurée par caméra thermique).

6.3 Régulation des débits

La régulation des débits des fluides (eau et air) est assurée par des électrovannes proportionnelles avec des signaux de tension variable entre (0-10) V. Une électrovanne Burkert type 6233 est utilisée pour faire varier le débit d'eau alors qu'une électrovanne Burkert type 3280 est utilisée pour la régulation du débit d'air. Afin de générer des jets, la pression de l'eau dans le tube d'acier est augmentée en bouchant la sortie du tube centrale. Ceci est réalisé par une électrovanne tout ou rien SMC VXED2140 montée sur la sortie du tube. Une électrovanne tout ou rien a deux modes de fonctionnement, soit elle est complètement ouverte à 100 % ou elle est complètement fermée alors que l'ouverture d'une électrovanne proportionnelle est variable entre 0 à 100 %.

Les débits des fluides sont mesurés par des débitmètres. Le débit de l'air est mesuré par un débitmètre SMC PFMB7102 alors que le débit de l'eau est mesuré par un débitmètre à ultrasons Atrato 740-V10-D. La plage de mesure du débitmètre pour air SMC PFMB7102 est de (10 – 1000) $l.min^{-1}$ avec une résolution de 1 $l.min^{-1}$ de l'afficheur. Ce débitmètre n'a pas de sortie analogique. L'erreur de mesure est de $\pm 3\%$ sur toute la gamme de mesure selon le constructeur. Le débitmètre pour eau Atrato 740-V10-D a une plage de mesure de (0,02 – 5) $l.min^{-1}$, une résolution de 16 bits équivalent à 0,0003 $l.min^{-1}$ et une erreur de mesure de $\pm 1\%$ sur l'étendue de la plage de mesure.

L'alimentation de tous les débitmètres et électrovannes, et la transmission des signaux aux électrovannes est faite par un boîtier de contrôle développé en interne illustré sur la **Figure IV-25**. Les signaux sont générés par la carte de commande NI-6229 (cf. **Figure IV-26**) qui est doté de 4 sorties analogiques capables de générer des tensions entre (0 - 10) V. La carte est branchée à un PC sur lequel le logiciel LABVIEW a été installé. Le contrôle des tensions générées est effectué avec un programme LABVIEW. Les signaux

générés par la carte de commande sont transmis au boîtier de contrôle qui les transmet ensuite aux électrovannes respectives. Les différents branchements électriques sont illustrés sur la **Figure IV-27**.



Figure IV-25: Boîtier de contrôle des débitmètres et des électrovannes.

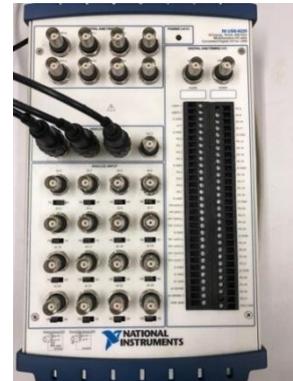


Figure IV-26: Carte de commande National Instruments.

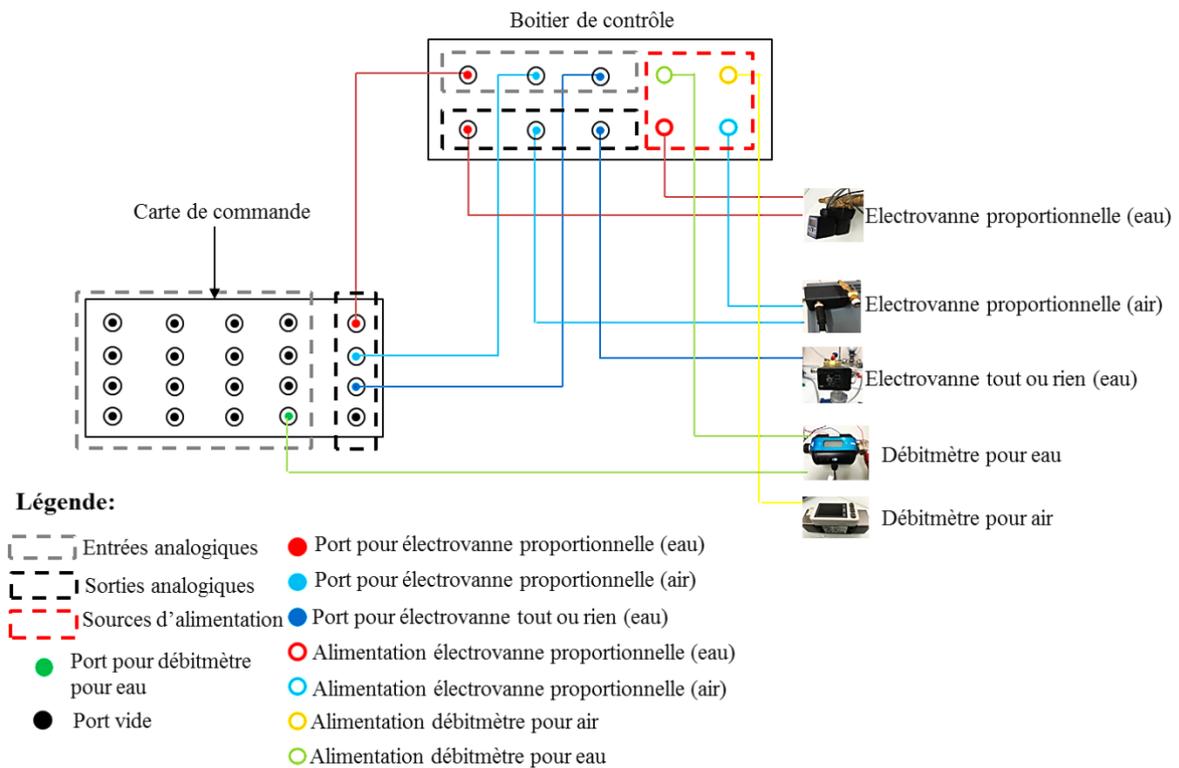


Figure IV-27: Schéma électrique du banc expérimental.

La configuration proposée nous permet de piloter le refroidissement de l'élément test en utilisant les températures mesurées sur sa surface supérieure qui sont ensuite traitées en "temps réel" sur LABVIEW. Si les valeurs mesurées ne correspondent pas à la consigne imposée, les débits des fluides de refroidissement sont modifiés par des signaux générés par la carte de commande (contrôlée par LABVIEW) et transmis aux électrovannes proportionnelles.

7. Conclusion

Dans ce chapitre, les différents éléments du banc expérimental ont été présentés. Commençant par le bloc d'acier représentatif d'une section de moule ou de plateau de presse ici appelé l'élément test. Les différentes mesures prises pour limiter les pertes thermiques et pour protéger les tubes en quartz d'un endommagement ont été détaillés. Ensuite les différents instruments qui nous ont permis de mesurer les températures, les débits et températures des fluides caloporteurs et de chauffer l'élément test ont été explicités. Dans les chapitres suivants, les résultats expérimentaux obtenus avec ce banc expérimental sont présentés.

V Résultats expérimentaux, analyse de la vitesse de refroidissement et de l'homogénéité thermique de la surface supérieure de l'élément test

Sommaire

Nomenclature	114
1. Introduction : Description générale des essais	116
1.1 Phase de chauffage et homogénéisation	116
1.2 Phase de refroidissement	118
2. Description détaillée des résultats d'un essai	119
2.1 Analyse de la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test	120
2.2 Détermination de la densité de flux thermique à travers la paroi du canal par méthode inverse	121
2.2.1 Description de la méthode inverse	121
2.2.2 Résultats de la méthode inverse	123
2.3 Evaluation de l'homogénéité de la température de la surface supérieure de l'élément test	124
2.3.1 Evaluation de l'homogénéité sur la longueur de l'élément test	124
2.3.2 Evaluation de l'homogénéité sur la largeur de l'élément test	127
2.4 Conclusion intermédiaire	129
3. Influence des débits des fluides sur la vitesse de refroidissement, densité de flux thermique et homogénéité thermique de l'élément test	130
3.1 Influence des débits des fluides sur la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test	130
3.2 Influence du débit d'eau sur la densité de flux thermique à travers la paroi du canal	133
3.3 Influence des débits des fluides sur l'homogénéité de la température de la surface supérieure de l'élément test	135
3.3.1 Influence des débits des fluides sur l'homogénéité de la température sur la longueur de l'élément test	135
	112

3.3.2	Influence des débits des fluides sur l'homogénéité de la température sur la largeur de l'élément test	139
3.4	Conclusion intermédiaire	140
4.	Influence de la distance de séparation entre les orifices sur l'homogénéité thermique de l'élément test sur sa longueur	141
5.	Influence de la température de l'eau sur la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test	142
6.	Cas du refroidissement à l'air	145
7.	Conclusion	147

Nomenclature		<i>Indices et exposants</i>	
c_p	Capacité calorifique massique	$[J.kg^{-1}.K^{-1}]$	a Air
h	Coefficient d'échange	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$	amb Ambient
k	Conductivité thermique	$[W.m^{-1}.K^{-1}]$	c Canal
CHF	Critical heat flux	$[W.m^{-2}]$	e Eau
Q	Debit	$[l.min^{-1}]$	ent Entrefer
\dot{m}	Débit massique	$[kg.s^{-1}]$	exp Expérimental
q	Densité de flux thermique	$[W.m^{-2}]$	ext Extérieure
d	Diamètre	$[mm]$	j Jet
S	Distance de séparation entre les jets	$[mm]$	i Initiale
E	Ecart de température	$[^{\circ}C]$	int Intérieure
ET	Ecart type	$[^{\circ}C, l.min^{-1}]$	lar Largeur
d_{ent}	Epaisseur de l'entrefer, $d_c - d_{ext-tube}$	$[mm]$	lon Longueur
f	Fonction		p Paroi
n	Horizon actuel		<i>Lettres grecques</i>
Moy	Moyenne	$[^{\circ}C, l.min^{-1}]$	ρ Masse volumique $[kg.m^{-3}]$
N	Nombre de capteurs		σ Rapport des débits massiques $\left[\frac{\dot{m}_j}{\dot{m}_a} \right]$
x	Nombre de différences		
z	Nombre de jets		
r	Nombre de pas de temps futurs		
Re_a	Nombre de Reynolds de l'air	$\left[\frac{vd_{ent}}{\nu} \right]$	
Re_e	Nombre de l'eau dans le tube	$\left[\frac{vd_{int-tube}}{\nu} \right]$	

Re_j	Nombre de Reynolds des jets	$\left[\frac{vd_j}{\nu} \right]$
T	Température	[°C]
Y	Température ajustée	[°C]
t	Temps	[s]
ΔT_{sat}	$T_p - T_{\text{sat}}$	[°C]
ν	Viscosité cinématique	$[\text{m}^2.\text{s}^{-1}]$
v	Vitesse d'écoulement	$[\text{m}.\text{s}^{-1}]$

1. Introduction : Description générale des essais

Dans ce chapitre, les premiers résultats expérimentaux obtenus avec le dispositif décrit dans le chapitre précédent sont présentés. L'influence des débits des fluides sur les transferts thermiques, les vitesses de refroidissement et l'homogénéité thermique de l'élément test a été étudiée. La plage des débits d'eau testée est de $0,6$ à $3,5 \text{ l.min}^{-1}$ et la plage de débits d'air est de 58 à 410 l.min^{-1} . Cinq valeurs ont été sélectionnées sur chacune des plages menant à un nombre d'essais de 25. Les valeurs exactes des débits d'eau mesurées pendant les expériences sont présentées sur le

Tableau V-1. Les expériences effectuées avec le même préréglage de débit d'eau ont été regroupées dans des classes s'étendant de D1-D5.

Débit d'air (l.min^{-1})	Débit d'eau (l.min^{-1})									
	D1		D2		D3		D4		D5	
	Moy	ET	Moy	ET	Moy	ET	Moy	ET	Moy	ET
58	0,56	0,11	1,12	0,20	1,61	0,18	2,72	0,30	3,23	0,30
90	0,54	0,11	1,20	0,11	1,63	0,27	2,76	0,27	3,65	0,32
150	0,68	0,11	1,21	0,13	1,61	0,23	2,66	0,32	3,60	0,34
250	0,57	0,07	1,19	0,16	1,55	0,19	2,71	0,27	3,50	0,34
410	0,68	0,08	1,22	0,10	1,50	0,18	2,62	0,25	3,33	0,35

ET: Ecart type , Moy : Moyenne

Tableau V-1 : Valeurs des débits d'eau mesurées pendant les expériences.

Le protocole d'essai est composé de deux phases : la phase de chauffage et la phase de refroidissement.

1.1 Phase de chauffage et homogénéisation

Elle consiste à élever l'élément test à la température souhaitée et à homogénéiser le champ de température avant de déclencher le refroidissement. Pour la grande majorité des essais, la température cible est de $300 \text{ }^\circ\text{C}$. L'élément test est chauffé par 8 cannes chauffantes dont la puissance est réglée indépendamment pour fournir une puissance totale de 2167 W , ce qui conduit à un temps de chauffe d'environ 20 minutes.

Le bloc est chauffé jusqu'à ce qu'une température moyenne de la surface supérieure d'environ $320\text{ }^{\circ}\text{C}$ soit atteinte. Afin d'éviter une surchauffe du tube d'acier dans le canal pendant cette phase, le tube est rempli par de l'eau stagnante. Ainsi l'évaporation de l'eau permet de limiter la surchauffe du tube. En parallèle, un faible écoulement d'air de 14 l.min^{-1} est imposé dans l'espace annulaire entre le tube et la surface du canal percé dans l'élément test afin d'évacuer la vapeur d'eau et d'empêcher sa ré-condensation dans le canal ou à proximité des entrées du canal.

Lorsqu'une température moyenne de $320\text{ }^{\circ}\text{C}$ est atteinte, le chauffage est coupé et l'élément test est refroidi par convection naturelle avec l'air ambiant, convection forcée par l'écoulement d'air dans l'espace annulaire et par rayonnement entre la paroi et le tube central, jusqu'à ce que la température moyenne atteigne une valeur de $300\text{ }^{\circ}\text{C}$. L'objectif de ce protocole est d'assurer une homogénéité thermique de l'élément test avant le déclenchement du refroidissement par les jets impactants. L'homogénéisation est réalisée par le transfert de la chaleur des zones les plus chaudes de l'élément test aux zones les plus froides.

Afin d'analyser la distribution de la température de la surface supérieure de l'élément test, les 25 thermocouples placés sur la surface ont été numérotés avec 3 colonnes sur la largeur de la surface (profil 1 à profil 3) et 5 rangées sur la longueur de la surface (I à V) (cf. **Figure V-1**). Une grande partie des analyses effectuées sont centrées sur les 13 thermocouples centraux uniformément distribués sur la longueur de la surface de l'élément test.

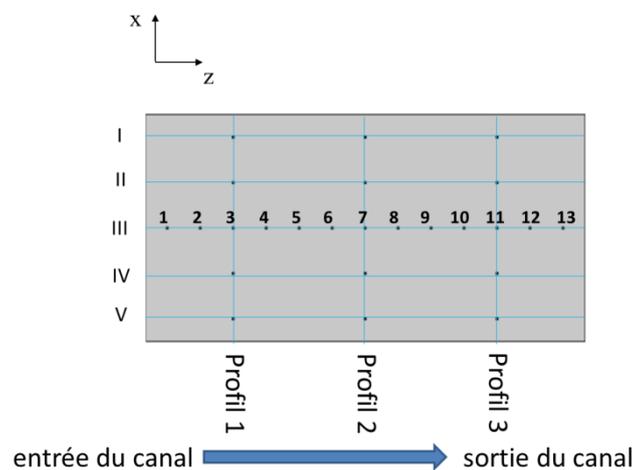


Figure V-1 : Numérotation des 25 thermocouples placés sur la surface de l'élément test.

La **Figure V-2** nous montre l'état du champ de température de la surface supérieure de l'élément test à la fin de la phase de chauffage alors que la **Figure V-3** nous montre l'état du champ de température à l'état initial du refroidissement par jets impactants.

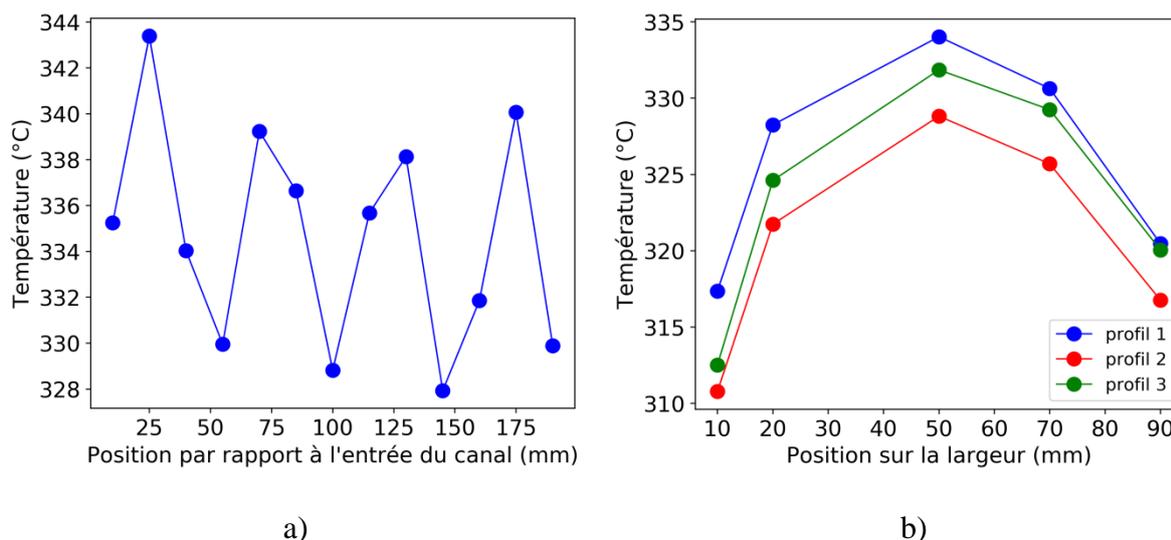


Figure V-2 : État du champ de température de la surface à la fin du chauffage, a) Distribution de la température sur la longueur de la surface, b) Distribution de la température sur la largeur de la surface.

On observe sur les **Figure V-2a** et **Figure V-2b** que la surface de l'élément test est relativement hétérogène à la fin du chauffage avec un écart de température maximum sur la surface de $34\text{ }^{\circ}\text{C}$ alors que l'état initial du refroidissement par jets impactants est relativement homogène (cf. **Figure V-3a** et **Figure V-3b**) avec un écart de température maximum sur la surface de $5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

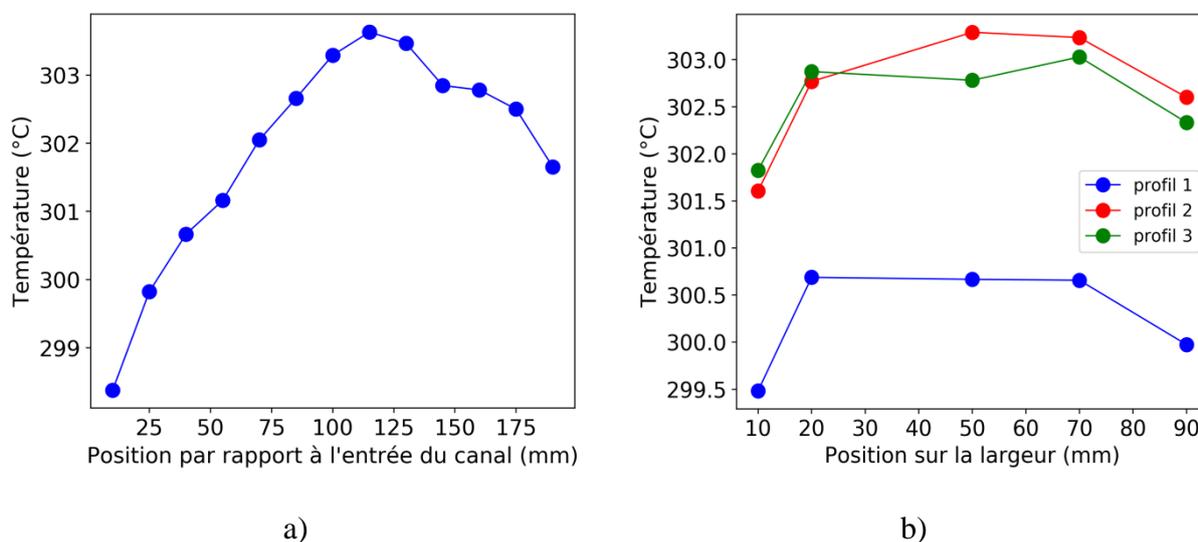


Figure V-3 : L'état du champ de température de la surface à l'état initial du refroidissement par jets impactants, a) Distribution de la température sur la longueur de la surface, b) Distribution de la température sur la largeur de la surface.

1.2 Phase de refroidissement

Quand la température moyenne de la surface supérieure de l'élément test est à $300\text{ }^{\circ}\text{C}$, les débits d'air et d'eau sont ajustés aux valeurs souhaitées. L'air circule dans l'espace annulaire

et l'eau dans le tube central. La sortie du tube central en acier est fermée par une vanne dans le but de générer une pression de ligne plus importante dans celui-ci. Cette eau pressurisée sort ensuite par les orifices du tube sous forme de jets qui impactent la surface du canal accentuant les transferts de chaleur par diffusion dans l'élément test, par convection avec l'air et l'eau et par changement d'état de l'eau.

Pour toutes les expériences effectuées, la température de l'eau (température du réseau de distribution) est restée dans la gamme de 16 à 21 °C alors que la température de l'air (température de réseau de distribution de l'air comprimé) est restée dans la gamme de 21 à 23 °C. Les valeurs des débits d'air présentées sur les

Tableau V-1 et

Tableau V-2 sont les valeurs moyennes observées au cours du temps avec des écarts type dans l'intervalle de 2 à 5 $l.min^{-1}$. Le

Tableau V-2 nous présente les nombres de Reynolds de l'écoulement d'air ($Re_{d_{ent}}$), de l'eau dans le tube central ($Re_{d_{int-tube}}$), et des jets d'eau (Re_{d_j}), ainsi que les vitesses de l'écoulement d'air et les vitesses de sortie des jets. En calculant le nombre de Reynolds des jets (Re_{d_j}), on suppose que le débit global est uniformément distribué entre les 7 orifices percés sur le tube central. Selon la cartographie de Mandhane et al. [133], pour des vitesses d'air supérieures à 5 $m.s^{-1}$ mais inférieures à 20 $m.s^{-1}$ nous sommes en régime d'écoulement diphasique ondulé alors que pour des vitesses d'air inférieures à 5 $m.s^{-1}$, nous en régime d'écoulement stratifié.

Q_a ($l.min^{-1}$)	Vitesse de l'air ($m.s^{-1}$)	$Re_{d_{ent}}$	Q_e ($l.min^{-1}$)	$Re_{d_{int-tube}}$	Re_{d_j}	Vitesse des jets ($m.s^{-1}$)
58	2,1	2136	0,6	1431	1880	1,9
90	3,3	3314	1,2	2861	3750	3,9
150	5,4	5524	1,6	3820	5000	5,2
250	9,1	9206	2,6	6438	8130	8,5
410	14,9	15099	3,5	8345	10900	11,4

Tableau V-2 : Nombres de Reynolds des fluides.

2. Description détaillée des résultats d'un essai

Le refroidissement de l'élément test par une combinaison de jets d'eau et un écoulement d'air transverse est analysé pour un débit d'eau global de 1,2 $l.min^{-1}$ et un débit d'air de

58 l.min^{-1} . Les aspects analysés sont la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test, la densité de flux thermique de la paroi impactée par les jets et l'homogénéité de la température de la surface supérieure de l'élément test. La problématique traitée dans cette thèse se présente sur la longueur de l'élément test. Pour cette raison, la plupart des analyses sont faites sur la longueur de la partie centrale de la surface de dessus qui se trouve directement au-dessus de la zone occupée par le canal. Cette partie a été instrumentée de 13 thermocouples numérotés de 1 à 13, uniformément distribués sur la surface (cf. **Figure V-1**).

2.1 Analyse de la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test

La **Figure V-4** illustre les évolutions au cours du temps des températures mesurées (cf. **Figure V-4a**) et des vitesses de refroidissement correspondantes (cf. **Figure V-4b**) sur la longueur de la partie centrale de la surface de l'élément test. Les vitesses de refroidissement (cf. **Figure V-4b**) sont obtenues en prenant les dérivées des courbes de la **Figure V-4a**.

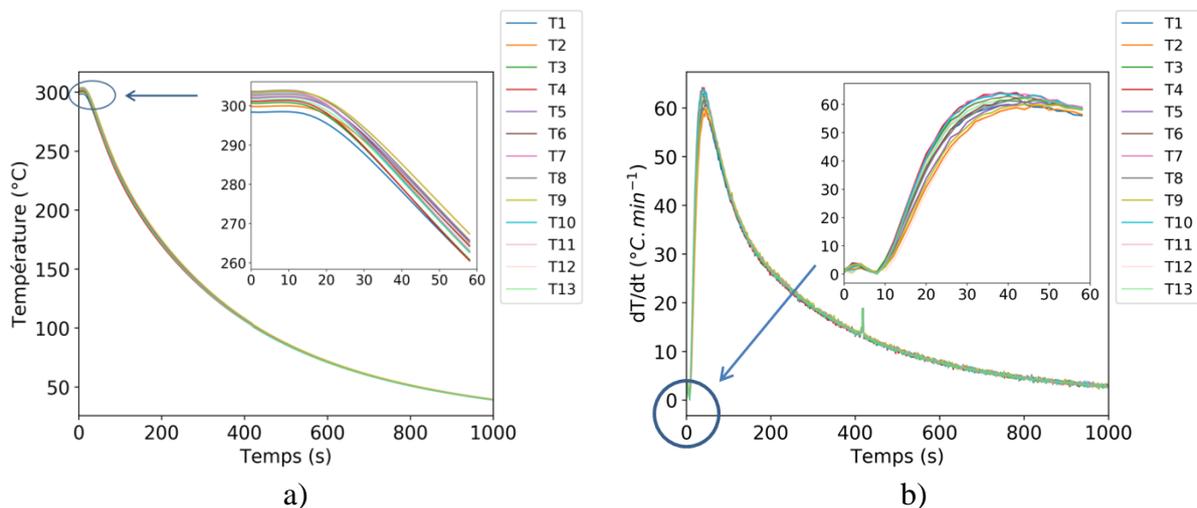


Figure V-4 : a) Evolution des températures sur la partie centrale de la surface au cours de temps, b) Evolutions des vitesses de refroidissement sur la partie centrale de la surface au cours du temps ($Q_e = 1,2 \text{ l.min}^{-1}$, $Q_a = 58 \text{ l.min}^{-1}$).

On observe sur la **Figure V-4a** que l'évolution de la température au cours du temps n'est pas linéaire alors que la **Figure V-4b** nous montre qu'il y a un temps de réponse avant que la vitesse de refroidissement maximum ne soit atteinte. Après un pic de la vitesse de refroidissement à $60 \text{ }^\circ\text{C.min}^{-1}$, les vitesses diminuent progressivement au cours du temps. Ceci s'explique par le fait que la densité de flux thermique au niveau de la paroi du canal diminue au cours du temps avec la réduction de sa température. Ce phénomène est décrit de façon plus détaillée dans la section suivante.

Quand on analyse l'évolution de la vitesse de refroidissement et de la température moyenne de la surface supérieure de l'élément test (cf. **Figure V-5**), obtenue en calculant la moyenne des températures provenant de tous les 25 thermocouples placés sur la surface, on observe que les tendances sont similaires à celles observées sur la **Figure V-4**, sauf pour la vitesse de refroidissement maximum qui réduit de $60 \text{ }^\circ\text{C.min}^{-1}$ à $46 \text{ }^\circ\text{C.min}^{-1}$. Ceci s'explique

par le fait que les 12 autres thermocouples qui sont utilisés pour calculer la température moyenne sont éloignés de la partie centrale de la surface supérieure de l'élément test. Au fur et à mesure qu'on s'éloigne de la partie centrale sur la longueur de l'élément test, la vitesse de refroidissement baisse progressivement.

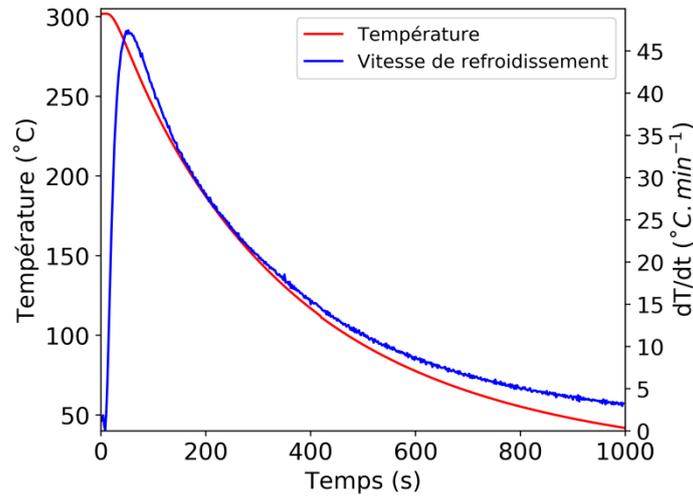


Figure V-5 : Évolution de la température et de la vitesse de refroidissement moyenne au cours du temps ($Q_e = 1,2 \text{ l.min}^{-1}$, $Q_a = 58 \text{ l.min}^{-1}$).

Afin d'expliquer la nature non linéaire des courbes de température et de vitesse de refroidissement, la densité de flux thermique à travers la paroi du canal a été déterminée par méthode inverse. Les résultats obtenus sont présentés dans la section suivante.

2.2 Détermination de la densité de flux thermique à travers la paroi du canal par méthode inverse

2.2.1 Description de la méthode inverse

La densité de flux thermique transitoire ($\mathbf{q}(t)$) à travers la paroi du canal a été déterminée par la méthode séquentielle de Beck [134]. La modélisation du problème direct de la méthode inverse est illustrée sur la **Figure V-6**. Le problème en 3D est réduit en un modèle en 2D en supposant que la valeur de \mathbf{q} est uniformément distribuée sur toute la surface du canal. On obtient donc une valeur de \mathbf{q} moyenne. Afin de prendre en compte les pertes par convection naturelle malgré la présence d'un isolant, un coefficient d'échange relativement faible de $0,3 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ a été imposé comme condition limite sur les frontières extérieures du modèle de l'élément test. Cette valeur a été obtenue en calculant la résistance thermique de l'isolant.

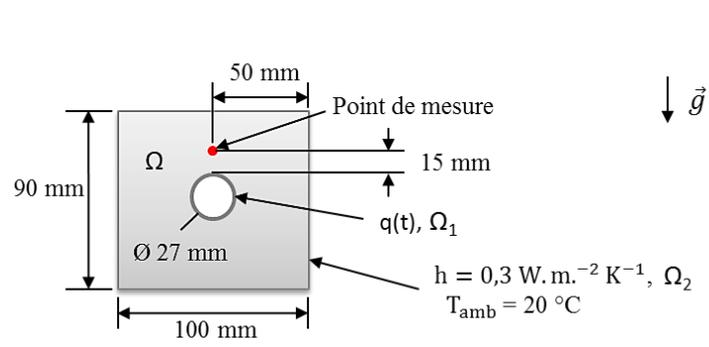


Figure V-6 : Schéma illustrant le modèle numérique utilisé pour la méthode inverse.

Les transferts de chaleur dans l'élément test sont régis par les équations V-1 à V-4 alors que l'équation V-5 présente la fonction coût optimisée par la méthode.

$$\rho(T)c_p(T) \frac{\partial T}{\partial t} = k(T) \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right), \text{ dans } \Omega \quad \text{V-1}$$

$$q = f(t), \text{ sur } \Omega_1 \quad \text{V-2}$$

$$q = h.(T - T_{\text{amb}}), \text{ sur } \Omega_2 \quad \text{V-3}$$

$$T_i = 300 \text{ °C}, \text{ dans } \Omega \quad \text{V-4}$$

$$F(q^{n+1}) = \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^r (T_{i_exp}^{n+j} - T_{i_mod}^{n+j}(q^{n+1}))^2 \quad \text{V-5}$$

Où N est le nombre de capteurs, r le nombre de pas de temps futurs et, n est le nombre de pas de temps traités

Les mesures expérimentales utilisées pour la méthode inverse sont les moyennes des températures mesurées par les 3 thermocouples insérés à 15 mm de la surface supérieure du canal (cf. **Figure V-7**).

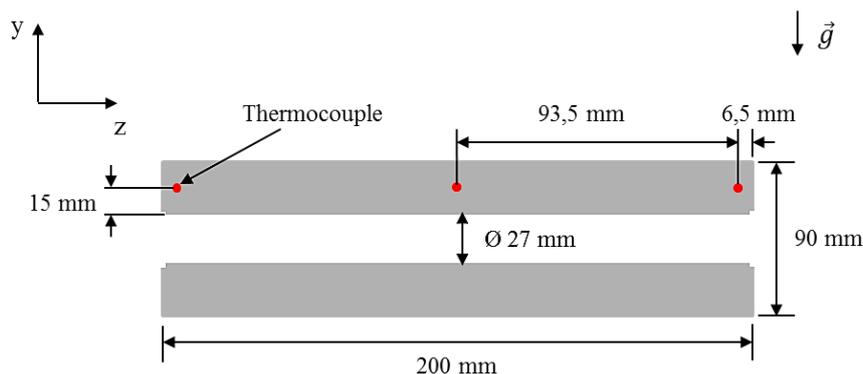


Figure V-7 : Points d'extraction des mesures utilisées pour la méthode inverse.

Les détails de la méthode inverse comme l'algorithme d'optimisation, l'influence des paramètres comme : le nombre pas de temps futurs, le pas de temps, les conditions limites et les incertitudes sur les valeurs de q calculés sont donnés dans l'annexe 2.

2.2.2 Résultats de la méthode inverse

La **Figure V-8** nous montre les valeurs de la densité de flux thermique (cf. **Figure V-8a**) et de la température de paroi du canal (cf. **Figure V-8b**) déterminés par la méthode inverse pour un débit d'eau global de $1,2 \text{ l.min}^{-1}$ et un débit d'air de 58 l.min^{-1} . On observe sur la **Figure V-8a** que la valeur de q augmente pendant les premières 15 s du refroidissement et après le pic, cette valeur décroît pendant le reste de la durée du refroidissement en raison de la baisse progressive de la température de paroi (cf. **Figure V-8b**) qui a une trajectoire similaire à celle observée expérimentalement dans le chapitre 3 pour un nombre de Reynolds des jets de 3600. Ce phénomène peut être expliqué par la courbe de q en fonction de ΔT_{sat} qui prend la forme d'une courbe d'ébullition typique (cf. **Figure V-9**).

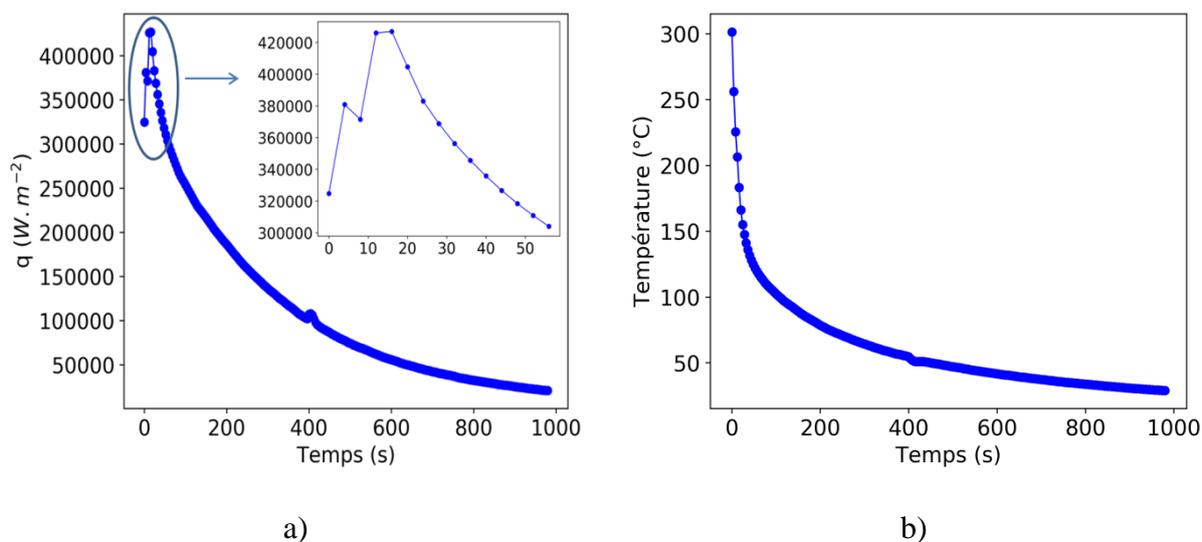


Figure V-8 : Evolution de, a) La densité de flux thermique en fonction du temps et de, b) La température de paroi en fonction du temps ($Q_e = 1,2 \text{ l.min}^{-1}$, $Q_a = 58 \text{ l.min}^{-1}$).

Cette courbe est divisée en trois zones principales nommées zones **A**, **B** et **C**. Dans la zone **A**, le mode dominant de transfert thermique est la convection forcée alors que dans la zone **B**, le mode dominant de transfert thermique est l'ébullition nucléée où la paroi est complètement mouillée par l'eau provenant des jets impactants. Dans la zone **C**, le mode de transfert thermique dominant est l'ébullition transitoire où la surface de la paroi n'est pas complètement mouillée, avec une présence de zones de la paroi qui sont recouvertes par de la vapeur. La valeur du CHF (q maximum) pour cette combinaison des débits des fluides est de $0,425 \text{ MW}$.

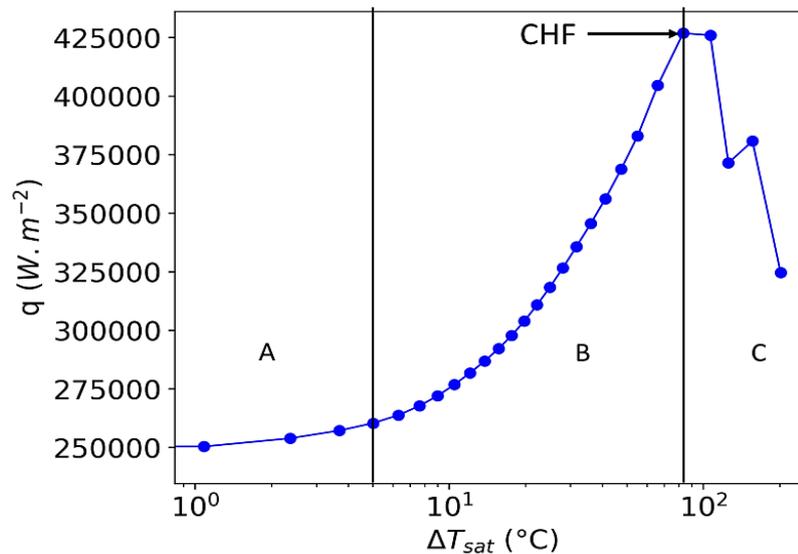


Figure V-9 : Courbe d'ébullition du refroidissement par multiples jets impactants et un écoulement d'air transverse ($Q_e = 1,2 \text{ l.min}^{-1}$, $Q_a = 58 \text{ l.min}^{-1}$).

2.3 Évaluation de l'homogénéité de la température de la surface supérieure de l'élément test

2.3.1 Évaluation de l'homogénéité sur la longueur de l'élément test

Afin d'évaluer l'homogénéité de la température de la surface supérieure de l'élément test sur sa longueur, deux critères ont été mis en place.

Le premier critère est l'écart moyen calculé par les équations V-6 et V-7. Les températures mesurées au cours du temps ont été ajustées par l'équation V-6 afin d'éliminer les écarts de température à l'état initial du refroidissement.

On note :

- pour $i=1, 2, 3, \dots, 13$ (cf. **Figure V-1**)
- $t_{\text{finale}} = 1000 \text{ s}$,
- pas de temps = 2 s

$$Y_i(t) = T_i(t) - T_i(t=0) \quad \text{V-6}$$

Pour chaque pas de temps, l'écart moyen et l'écart type sont calculés à partir des températures ajustées (Y) par les expressions suivantes :

$$\text{Ecart moyen } (\bar{E}_{lon}(t)) = \frac{\sum_{i=1}^{12} \sum_{k=i+1}^{13} (|Y_i(t) - Y_k(t)|)}{x} \quad \text{V-7}$$

où $x = 78$ (nombre de différences calculées).

$$\text{Ecart type } (ET_{lon}(t)) = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^n |E_j(t) - \bar{E}_{lon}(t)|^2}{x-1}} \quad \text{V-8}$$

L'écart type nous permet d'avoir une idée des fluctuations des écarts de température autour de l'écart moyen. Les deux critères sont donc complémentaires.

Un autre critère pertinent est l'écart maximum des températures qui est la valeur la plus élevée des 78 écarts calculés. Malgré le fait que l'écart moyen soit relativement bas, il est possible que l'écart entre les extrémités de l'élément test soit important, raison pour laquelle il est important d'avoir une idée de l'écart maximum. Tous ces écarts ont été utilisés pour évaluer l'homogénéité thermique de la surface supérieure de l'élément test.

Les résultats des calculs effectués pour un débit d'eau de $1,2 \text{ l.min}^{-1}$ et un débit d'air de 58 l.min^{-1} sont présentés sur la **Figure V-10**. On observe que l'écart moyen et l'écart maximum atteignent des valeurs maximales de $2,3 \text{ }^\circ\text{C}$ et de $5,3 \text{ }^\circ\text{C}$ respectivement. Au cours du temps, les valeurs des critères d'évaluation de l'homogénéité de la température se stabilisent à $1,7 \text{ }^\circ\text{C}$ pour l'écart moyen et à $5 \text{ }^\circ\text{C}$ pour l'écart maximum.

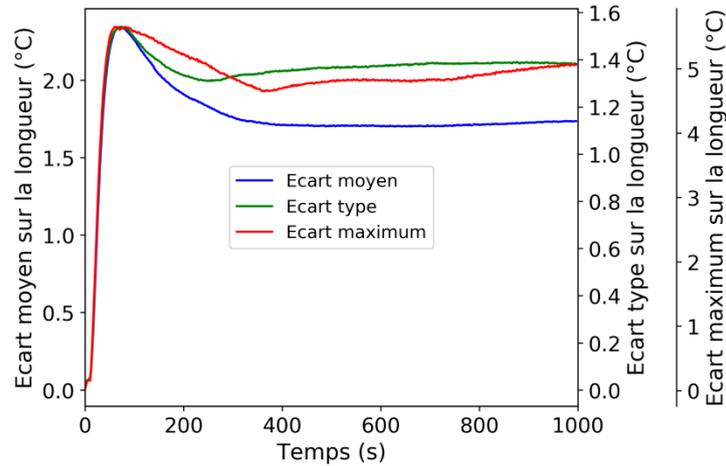


Figure V-10 : Evaluation de l'homogénéité de la température sur la longueur de la surface supérieure de l'élément test au cours du refroidissement ($Q_e = 1,2 \text{ l.min}^{-1}$, $Q_a = 58 \text{ l.min}^{-1}$).

La **Figure V-11** nous montre la distribution de la température sur la longueur de la surface supérieure pour un instant de 300 s . On remarque sur cette figure que la partie de la surface près de la sortie du canal refroidit plus rapidement que la partie en amont. L'hypothèse proposée pour décrire ce phénomène est le fait que la plupart de l'eau provenant des jets en amont du canal est entraînée par l'écoulement d'air vers l'aval du canal (comme observé dans les études de visualisation du chapitre 3), et au fur et à mesure que l'eau avance le long du canal, sa température augmente progressivement. Pour cette raison, il pourrait avoir un changement d'état plus intense en aval du canal parce que l'eau présente dans cette zone est plus près de sa température de saturation. L'analyse de la cartographie thermique de la surface supérieure de l'élément test lors de son refroidissement a montré les mêmes tendances (**annexe 3**). On observe aussi qu'il y a des pics de température qui se forment dans les zones de la surface qui se trouvent directement au-dessus des cartouches chauffantes placées à 15 mm de la surface du dessus de l'élément test. Comme évoqué dans le chapitre 4, la diffusivité thermique plus importante de quelques composants des cartouches chauffantes, en plus de la résistance thermique de contact entre les cartouches et l'élément test pourraient être la cause de ce phénomène.

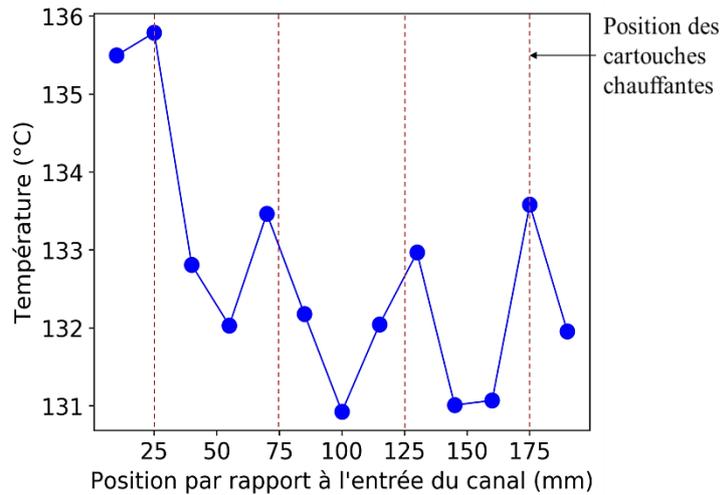


Figure V-11 : Distribution de la température sur la longueur de la surface supérieure de l'élément test pour $t = 300$ s ($Q_e = 1,2$ l.min⁻¹, $Q_a = 58$ l.min⁻¹).

2.3.2 Évaluation de l'homogénéité sur la largeur de l'élément test

L'approche utilisée dans la section précédente est utilisée également pour évaluer l'homogénéité de la température de la surface supérieure de l'élément test sur sa largeur. Les 3 rangées de thermocouples nommées profil 1 à profil 3 (cf. **Figure V-1**) sont exploitées pour les analyses. Les 5 thermocouples sur chaque rangée sont numérotés de 1 à 5 en fonction de leur position sur la largeur de l'élément test.

On note :

i le numéro du profil, variant entre 1 et 3

j la rangée du thermocouple variant entre 1 et 5

L'écart de température moyen sur la largeur de l'élément test est calculé par l'équation V-9.

$$\text{Ecart moyen } (\bar{E}_{lar}) = \frac{\sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^5 \sum_{k=j+1}^5 (|Y_{ij} - Y_{ik}|)}{n} \quad \text{V-9}$$

Où $n=30$

L'écart type des différences est calculé par l'équation V-8 avec la valeur de l'écart moyen obtenue par la résolution de l'équation V-9.

Les résultats des analyses sont présentés sur la **Figure V-12**. On remarque que la distribution de la température est relativement moins homogène sur la largeur de la surface avec un écart moyen de 24 °C et un écart maximum de 47 °C. En traçant la distribution de la température sur la largeur de la surface supérieure de l'élément test (cf. **Figure V-13**), on constate que la partie de la surface directement au-dessus du canal de refroidissement refroidit plus rapidement que les zones de la surface qui sont plus éloignées de la position du canal.

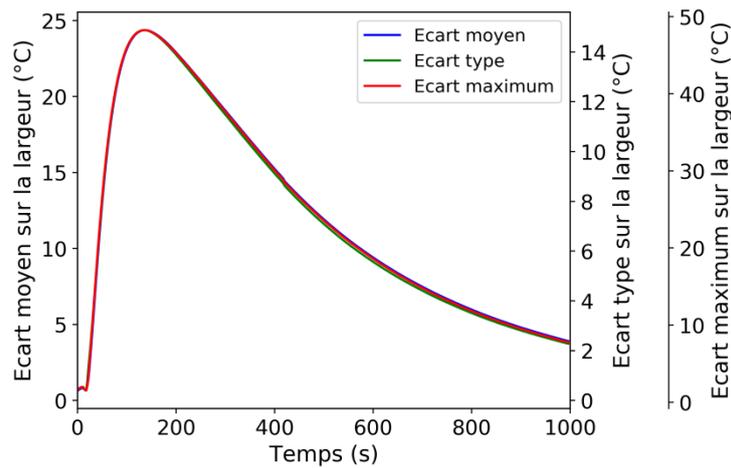


Figure V-12 : Évaluation de l'homogénéité de la température sur la largeur de la surface supérieure de l'élément test au cours du refroidissement ($Q_e = 1,2 \text{ l.min}^{-1}$, $Q_a = 58 \text{ l.min}^{-1}$).

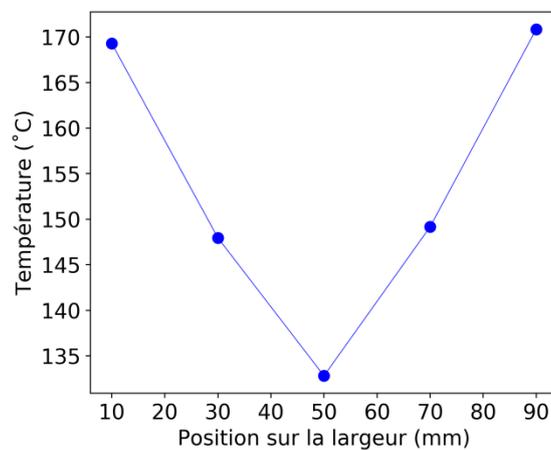


Figure V-13 : Distribution de la température sur la largeur (profil 2) de la surface supérieure de l'élément test pour $t = 300 \text{ s}$ ($Q_e = 1,2 \text{ l.min}^{-1}$, $Q_a = 58 \text{ l.min}^{-1}$).

Ce phénomène est illustré par le schéma de la **Figure V-14**. Les études numériques du chapitre 3 ont révélé qu'il était possible d'améliorer l'homogénéité de la température sur la largeur de l'élément test en optimisant le nombre et la distance de séparation entre les canaux de refroidissement.

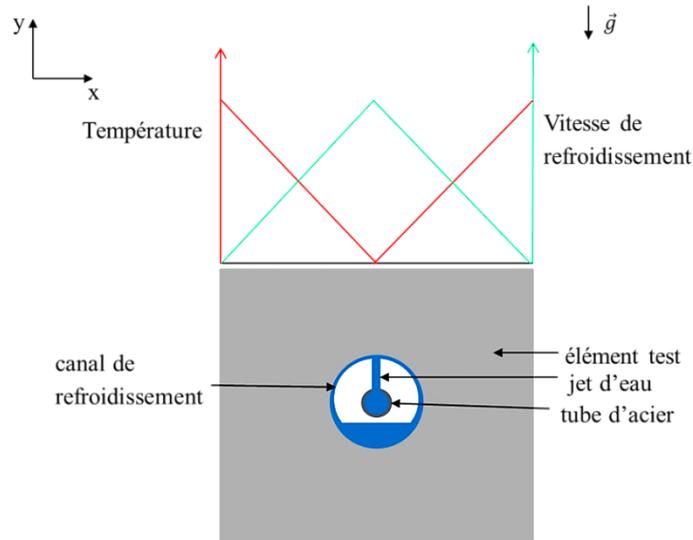


Figure V-14 : Schéma illustrant l'influence du positionnement du canal de refroidissement sur la distribution de la température et la vitesse de refroidissement sur la largeur de la surface de l'élément test.

2.4 Conclusion intermédiaire

Les résultats de cette expérience type ont révélé que l'évolution de la température moyenne de la surface supérieure de l'élément était non-linéaire en raison de la baisse progressive de sa vitesse de refroidissement. La raison pour cette baisse en vitesse de refroidissement est la réduction progressive de la densité de flux thermique au niveau de la paroi du canal de refroidissement avec la baisse de sa température.

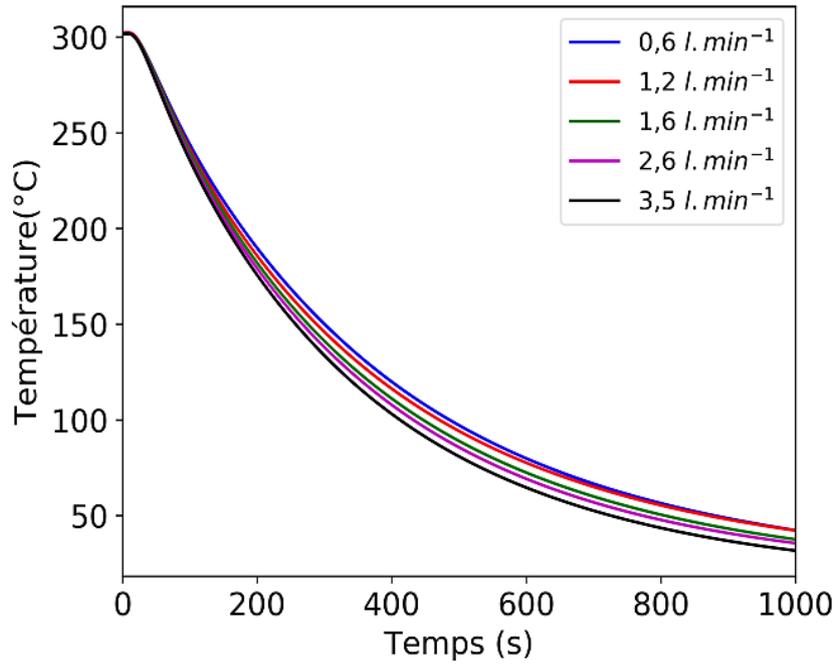
La courbe d'ébullition du refroidissement de l'élément test par multiples jets impactants et d'un écoulement d'air transverse en parallèle a révélé qu'il y a une transition de l'ébullition transitoire à l'ébullition nucléée en passant par le CHF (critical heat flux) à une ΔT_{sat} de $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ et une transition de l'ébullition nucléée à la convection forcée à une ΔT_{sat} de $5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

L'évaluation de l'homogénéité de la température sur la surface supérieure de l'élément test a révélé que les écarts de température moyens et maximums sur la longueur de la surface supérieure de l'élément test se stabilisaient à des valeurs de $1,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ et de $4,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ respectivement pour les débits des fluides testés. On remarque aussi que la sortie du canal de refroidissement refroidit plus rapidement que son entrée en raison de l'entraînement d'une plus grande quantité de la couche d'eau sur la paroi du canal vers sa sortie. De plus, on a remarqué que la surface supérieure de l'élément test était plus hétérogène sur sa largeur par rapport à sur sa longueur en raison de la présence d'un seul canal de refroidissement central de $\text{Ø } 27\text{ mm}$ pour une largeur de de l'élément test de 100 mm .

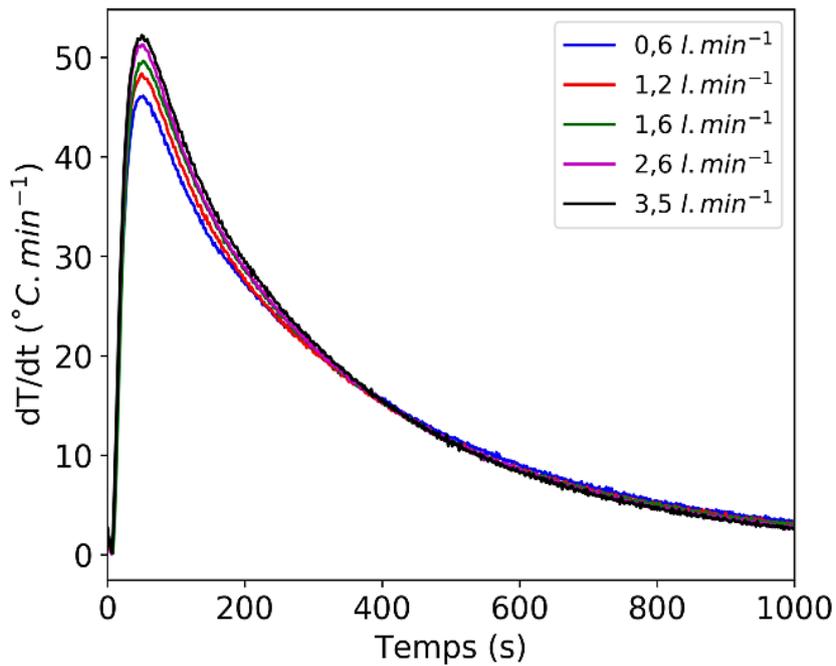
3. Influence des débits des fluides sur la vitesse de refroidissement, densité de flux thermique et homogénéité thermique de l'élément test

3.1 Influence des débits des fluides sur la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test

La **Figure V-15a** nous montre l'influence du débit d'eau sur l'évolution de la température moyenne de la surface supérieure de l'élément test alors que la **Figure V-15b** nous montre l'évolution des vitesses de refroidissement correspondantes pour un débit d'air fixe de 90 l.min^{-1} . On remarque sur la **Figure V-15a** que les courbes de l'évolution de la température en fonction du temps prennent la même forme non-linéaire sauf pour des décalages dans le temps en raison des différentes valeurs de la vitesse de refroidissement. On constate sur la **Figure V-15b** que la vitesse de refroidissement augmente légèrement avec le débit d'eau avec une vitesse maximale de $46 \text{ }^\circ\text{C.min}^{-1}$ atteinte pour un débit d'eau de $0,6 \text{ l.min}^{-1}$ et une vitesse maximale de $52 \text{ }^\circ\text{C.min}^{-1}$ atteinte pour un débit d'eau de $3,5 \text{ l.min}^{-1}$. Cette hausse en vitesse de refroidissement avec une hausse en débit d'eau est due au fait que pour des diamètres des orifices fixes, augmenter le débit d'eau augmente aussi la vitesse des jets. Dans la bibliographie [123] on trouve une corrélation positive entre la vitesse des jets et le coefficient d'échange au niveau de la surface impactée. Une autre observation est le fait que les écarts entre les vitesses de refroidissement baissent au cours du temps jusqu'à est-ce qu'ils convergent après une durée d'environ 300 s . Ceci s'explique par la transition du refroidissement de l'ébullition nucléée à la convection forcée qui a une plage de densité de flux thermique relativement faible. Les résultats de la méthode inverse ont révélé que la température de la surface du canal pouvait prendre jusqu'à 150 s (fonction du débit d'eau) pour descendre en dessous de $100 \text{ }^\circ\text{C}$. En plus, si on prenait en compte le temps de réponse de l'élément test, le temps avant qu'il y ait un effet sur la vitesse de refroidissement au niveau de la surface supérieure de l'élément test pourrait s'élever à 200 s . De plus, même quand la température de la paroi descend en dessous de $100 \text{ }^\circ\text{C}$, les échanges thermiques par évaporation sont accentués par l'écoulement d'air, prolongeant ainsi la durée de la période de refroidissement par changement d'état.



a)



b)

Figure V-15 : Influence du débit d'eau sur, a) L'évolution de la température moyenne de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps, b) L'évolution de la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps ($Q_a = 90 \text{ l.min}^{-1}$).

L'influence du débit d'air sur l'évolution de la température de la surface supérieure de l'élément test au cours du temps est illustré sur la **Figure V-16a** alors que la **Figure V-16b**

nous montre l'évolution des vitesses de refroidissement correspondantes au cours du temps pour un débit d'eau fixe de $1,6 \text{ l.min}^{-1}$. On remarque sur ces figures que les trajectoires suivies par les courbes de la température et de la vitesse de refroidissement sont presque identiques avec un écart maximum entre les vitesses de refroidissement de $1,1 \text{ }^\circ\text{C.min}^{-1}$. Les mêmes tendances ont été observées lors de l'analyse de influence du débit d'eau sur la vitesse de refroidissement de l'élément test pour des différentes valeurs du débit d'air et idem pour l'influence du débit d'air sur la vitesse de refroidissement pour des différentes valeurs du débit d'eau. Ces résultats sont présentés en **annexe 4**.

Afin de synthétiser les résultats obtenus, la valeur maximale de la vitesse de refroidissement pour chaque combinaison de débit d'eau et débit d'air a été tracée sur le graphique de la **Figure V-17**. En analysant ce graphique, on peut confirmer qu'en augmentant le débit d'eau, on arrive à augmenter la vitesse de refroidissement jusqu'à est-ce qu'une vitesse maximale de $52 \text{ }^\circ\text{C.min}^{-1}$ ne soit atteinte. Alors qu'en augmentant le débit d'air, on n'observe pas d'effet majeur sur la vitesse de refroidissement.

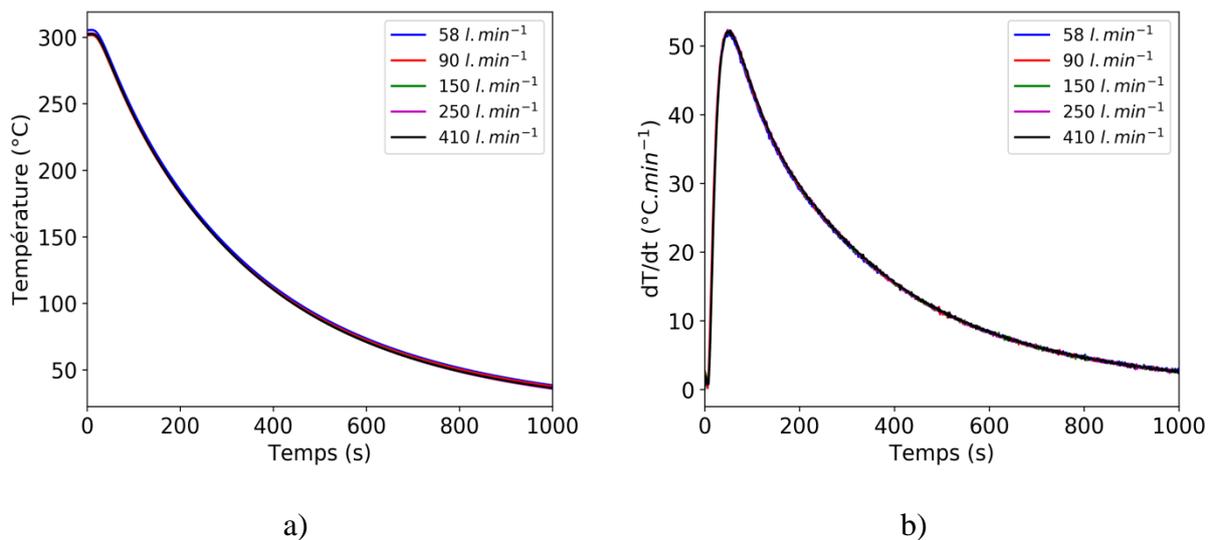


Figure V-16 : Influence du débit d'eau sur, a) L'évolution de la température moyenne de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps, b) L'évolution de la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps ($Q_e = 1,6 \text{ l.min}^{-1}$).

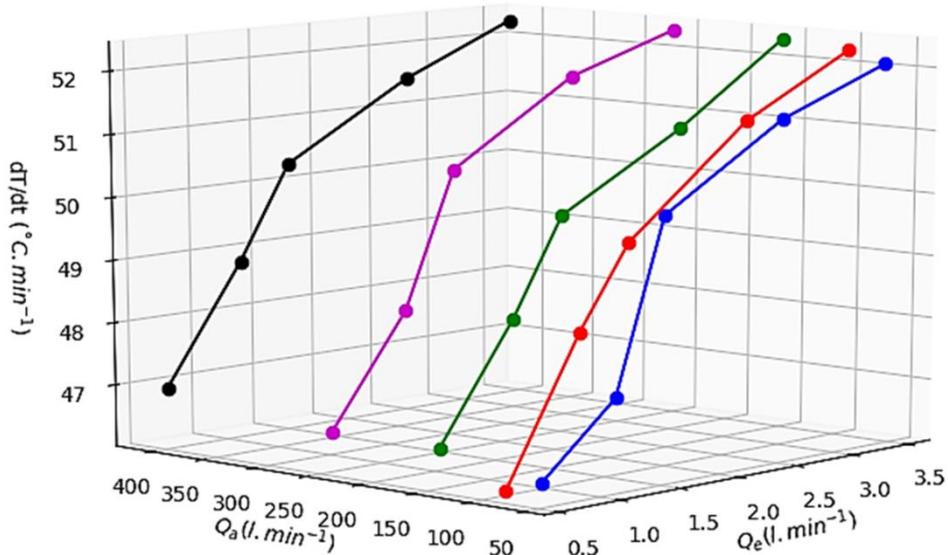
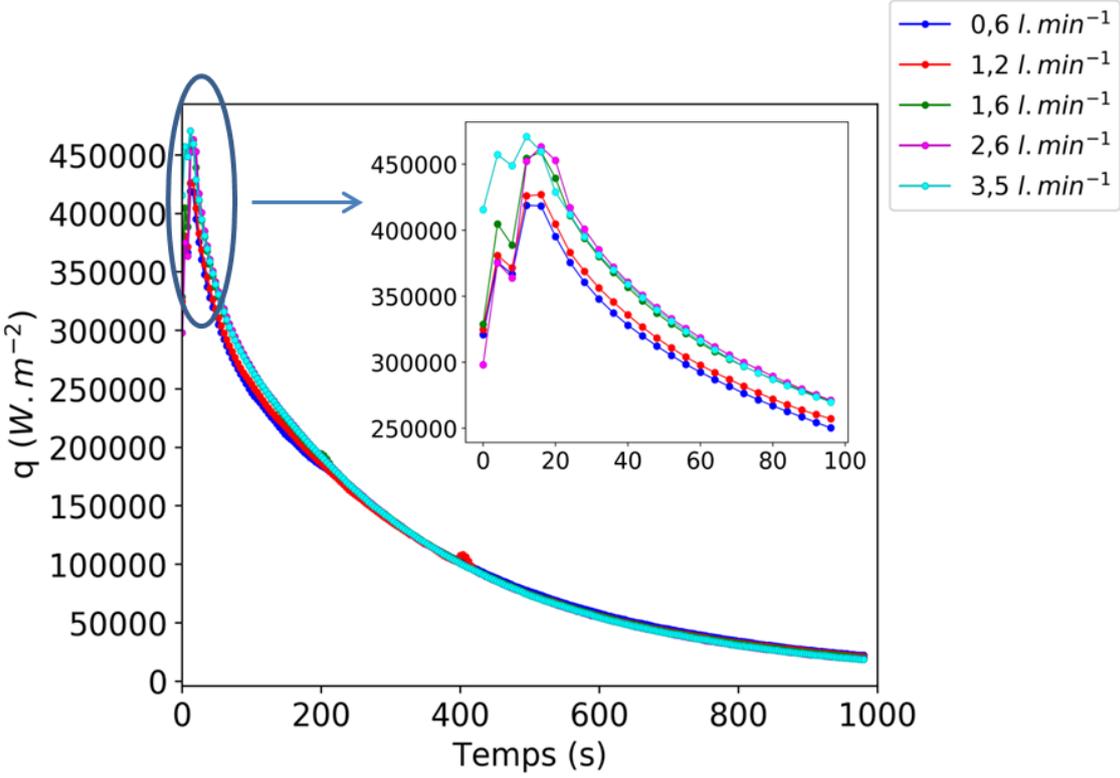


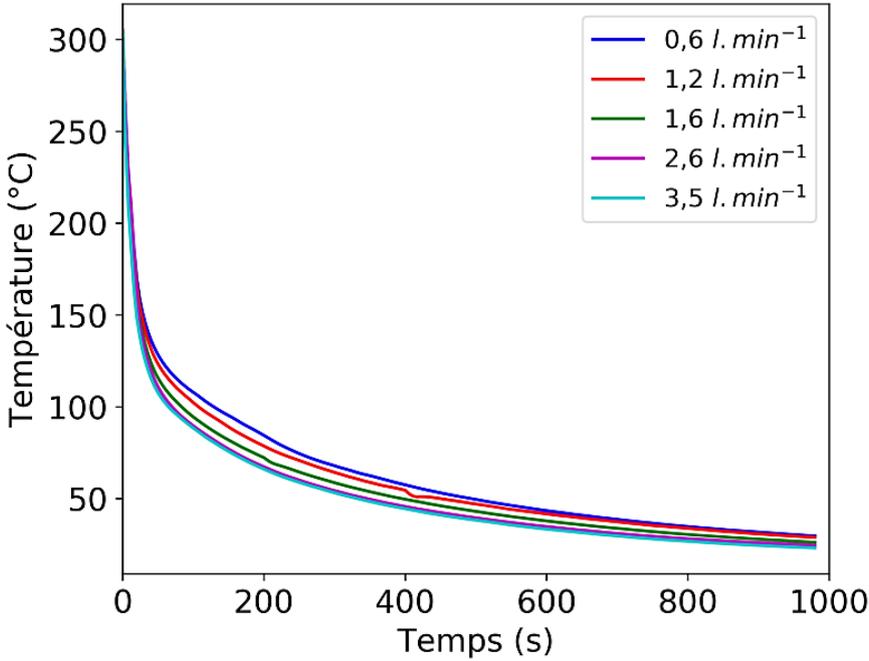
Figure V-17 : Influence des débits des fluides sur la vitesse de refroidissement maximale.

3.2 Influence du débit d'eau sur la densité de flux thermique à travers la paroi du canal

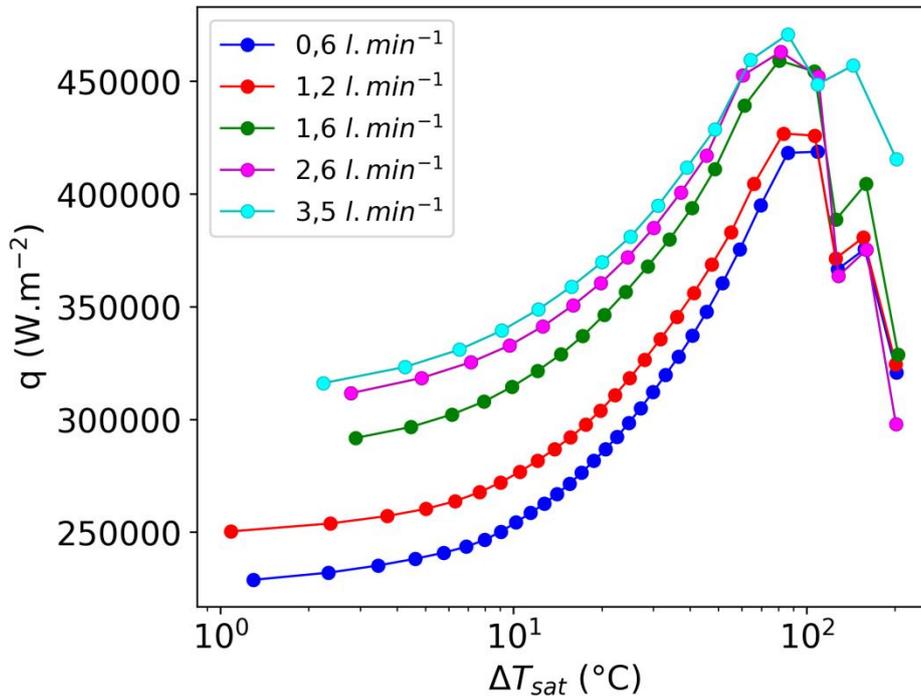
Les densités de flux thermique déterminées pour tous les débits d'eau testés et un débit d'air de $58 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ sont représentées sur la **Figure V-18a**, la **Figure V-18b** nous montre l'évolution des températures de paroi correspondantes alors que la **Figure V-18c** illustre l'influence du débit d'eau sur la courbe d'ébullition. On observe sur la **Figure V-18a** que les valeurs de la densité de flux thermique augmentent avec le débit d'eau et que les valeurs maximales du flux se trouvent (CHF) entre $0,42$ et $0,47 \text{ MW} \cdot \text{m}^{-2}$. La **Figure V-18b** nous montre que la température de paroi a tendance à chuter plus rapidement au fur et à mesure qu'on augmente le débit d'eau. La **Figure V-18c** nous montre que le débit d'eau n'a pas d'influence sur la forme de la courbe d'ébullition mais a plutôt tendance à décaler sa position dû au changement de la valeur du CHF.



a)



b)



c)

Figure V-18 : Évolution de, a) La densité de flux thermique en fonction du temps et de, b) La température de paroi en fonction du temps ($Q_a = 58 \text{ l.min}^{-1}$), c) Influence du débit d'eau sur la courbe d'ébullition ($Q_a = 58 \text{ l.min}^{-1}$)

3.3 Influence des débits des fluides sur l'homogénéité de la température de la surface supérieure de l'élément test

3.3.1 Influence des débits des fluides sur l'homogénéité de la température sur la longueur de l'élément test

Dans cette section, une évaluation de l'effet des débits des fluides sur l'homogénéité de la température de la surface supérieure de l'élément test est faite.

L'évolution des critères d'évaluation de l'homogénéité de la température de la surface supérieure de l'élément test sur sa longueur, en fonction du temps, pour un débit d'eau de $0,6 \text{ l.min}^{-1}$, et la gamme complète des débits d'air est illustrée sur les **Figure V-19a**, **Figure V-19b** et **Figure V-19c** alors que la **Figure V-19d** nous montre la distribution de la température sur la longueur de l'élément test pour $t = 300 \text{ s}$ pour les mêmes débits des fluides.

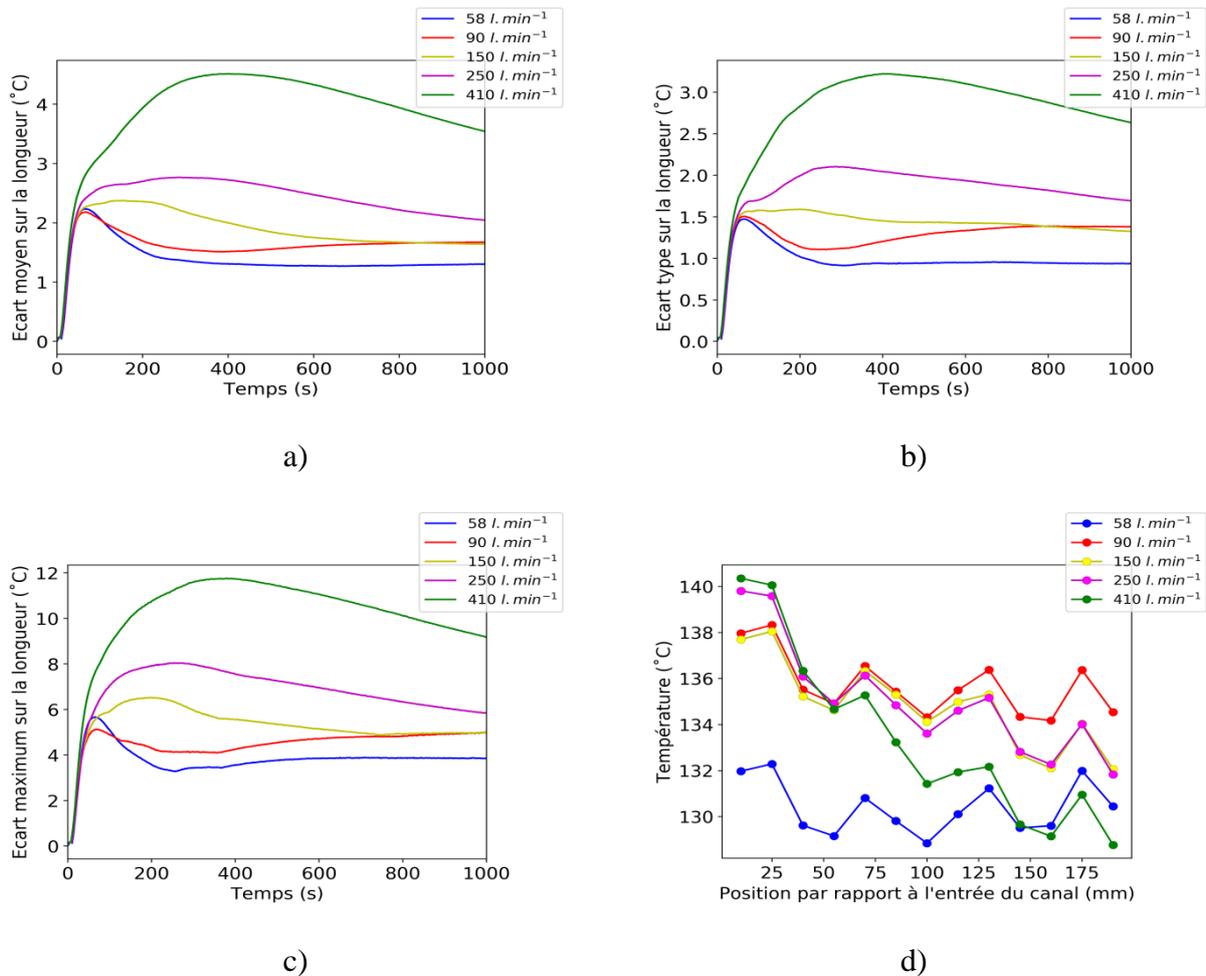


Figure V-19: Évaluation de l'homogénéité de la température sur la longueur de la surface supérieure de l'élément test pour un débit d'eau de 0,6 l.min⁻¹: a) Écart moyen, b) Écart type, c) Écart maximum, d) Distribution de la température sur la longueur de l'élément test pour t=300 s.

On observe pour un débit d'eau de 0,6 l.min⁻¹ qu'augmenter le débit d'air diminue l'homogénéité de la température de l'élément test sur sa longueur. L'écart moyen (**Figure V-19a**), augmente d'environ 1,5 °C pour un débit d'air de 58 l.min⁻¹ à 4,5 °C pour un débit d'air de 410 l.min⁻¹ et les écarts type (**Figure V-19b**) et écarts maximum (**Figure V-19c**) augmentent aussi avec le débit d'air. Ce comportement pourrait être expliqué par le fait que pour un rapport des débits massiques (σ) de l'écoulement d'air et des jets d'eau (équation V-10) en dessous de 0,5, les jets fléchissent sous la force de l'écoulement d'air. Ce phénomène, observé dans les études du chapitre 3, se traduit par une distribution hétérogène de l'eau sur la surface du canal de l'élément test menant à un refroidissement hétérogène de sa surface. Plus le débit d'air augmente, plus le phénomène est accentué pour un débit d'eau fixe.

$$\sigma = \frac{\dot{m}_j}{\dot{m}_a} \tag{V-10}$$

$$\dot{m}_j = \frac{Q_e(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})}{z} \quad \text{V-11}$$

Où z = nombre de jets

Le **Tableau V-3** présente les valeurs de σ pour des différentes combinaisons de débit d'eau et de débit d'air. Les cellules rouges contiennent des valeurs de σ en dessous du seuil de stabilité de jets.

Débit d'eau ($\text{l} \cdot \text{min}^{-1}$)	Débit d'air ($\text{l} \cdot \text{min}^{-1}$)				
	58	90	150	250	410
0,6	1,3	0,8	0,5	0,3	0,2
1,2	2,6	1,6	1	0,6	0,4
1,6	3,4	2,2	1,3	0,8	0,5
2,6	5,5	3,6	2,1	1,3	0,8
3,5	7,4	4,8	2,9	1,7	1,1

Tableau V-3 : Valeurs de σ pour différentes combinaison de débit d'eau et de débit d'air.

Sur la **Figure V-19** on observe une dégradation importante de l'homogénéité de la température pour des débits d'air de $250 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ et de $410 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ qui correspondent à des valeurs de σ de 0,3 et de 0,2 respectivement.

Pour un débit d'eau de $1,2 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ (cf. **Figure V-20**) on observe que les valeurs des critères de l'évaluation de l'homogénéité sont similaires à celles obtenues avec un débit d'eau de $0,6 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$. On remarque aussi qu'il y a une dégradation de l'homogénéité de la température pour un débit d'air de $410 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$. Ce débit correspond à une valeur de σ de 0,4 qui est en dessous du seuil de stabilité des jets.

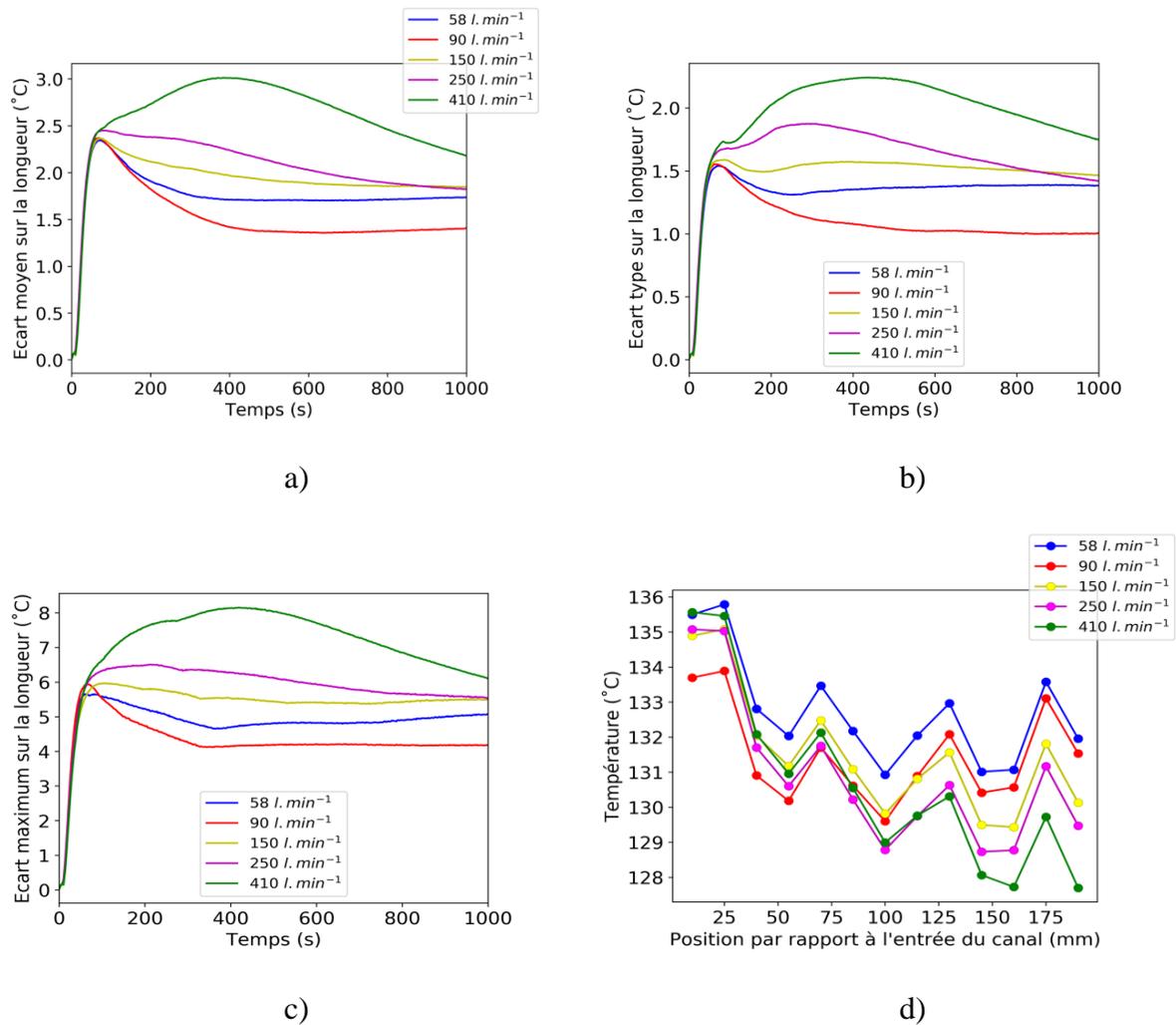


Figure V-20: Évaluation de l'homogénéité de la température sur la longueur de la surface supérieure de l'élément test pour un débit d'eau de $1,2 \text{ l.min}^{-1}$: a) Écart moyen, b) Écart type, c) Écart maximum, d) Distribution de la température sur la longueur de l'élément test pour $t=300 \text{ s}$.

La **Figure V-21** nous montre les résultats obtenus pour un débit d'eau de $1,6 \text{ l.min}^{-1}$. On observe sur le **Tableau V-3** que pour ce débit d'eau toutes les valeurs de σ sont au-dessus du seuil de stabilité des jets de 0,5, raison pour laquelle on ne remarque pas de dégradation de l'homogénéité de la température avec l'augmentation du débit d'air.

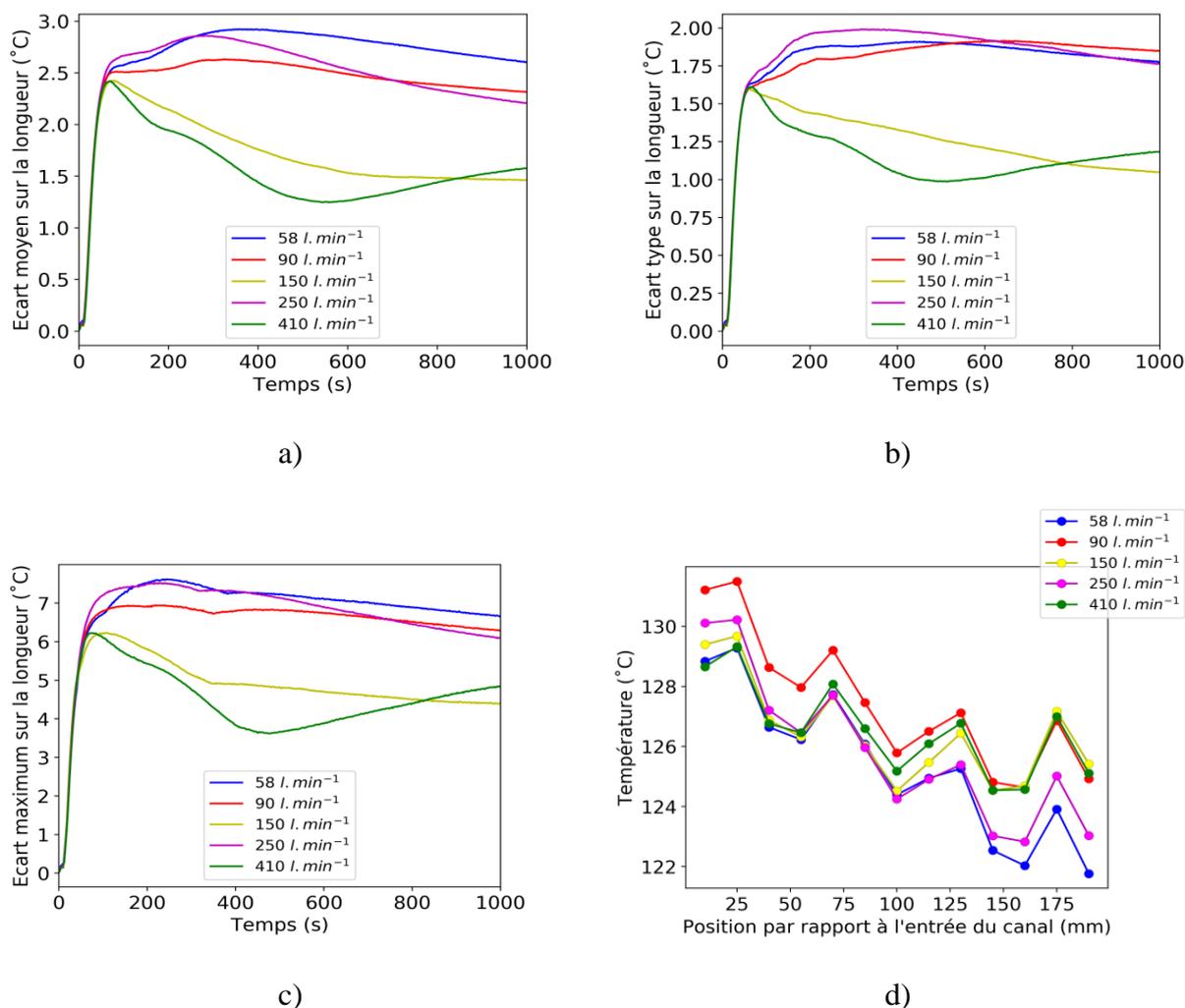


Figure V-21: Évaluation de l'homogénéité de la température sur la longueur de la surface supérieure de l'élément test pour un débit d'eau de $1,6 \text{ l.min}^{-1}$: a) Écart moyen, b) Écart type, c) Écart maximum, d) Distribution de la température sur la longueur de l'élément test pour $t=300 \text{ s}$.

Des tendances similaires à celles du débit d'eau de $1,6 \text{ l.min}^{-1}$ ont été observées pour des débits d'eau de $2,6$ et $3,5 \text{ l.min}^{-1}$ et sont présentées en **annexe 5**.

3.3.2 Influence des débits des fluides sur l'homogénéité de la température sur la largeur de l'élément test

La **Figure V-22** nous montrent l'évolution en fonction du temps des critères d'évaluation de l'homogénéité de la température de la surface supérieure de l'élément test sur sa largeur et la distribution de la température sur la largeur de l'élément test pour un instant donné pour le débit d'eau de $0,6 \text{ l.min}^{-1}$. On observe sur les **Figure V-22a**, **Figure V-22b**, **Figure V-22c**, et **Figure V-22d** que un changement du débit d'air n'a pas d'influence significative sur les critères d'évaluation de l'homogénéité de la température sur la largeur de la surface supérieure de l'élément test.

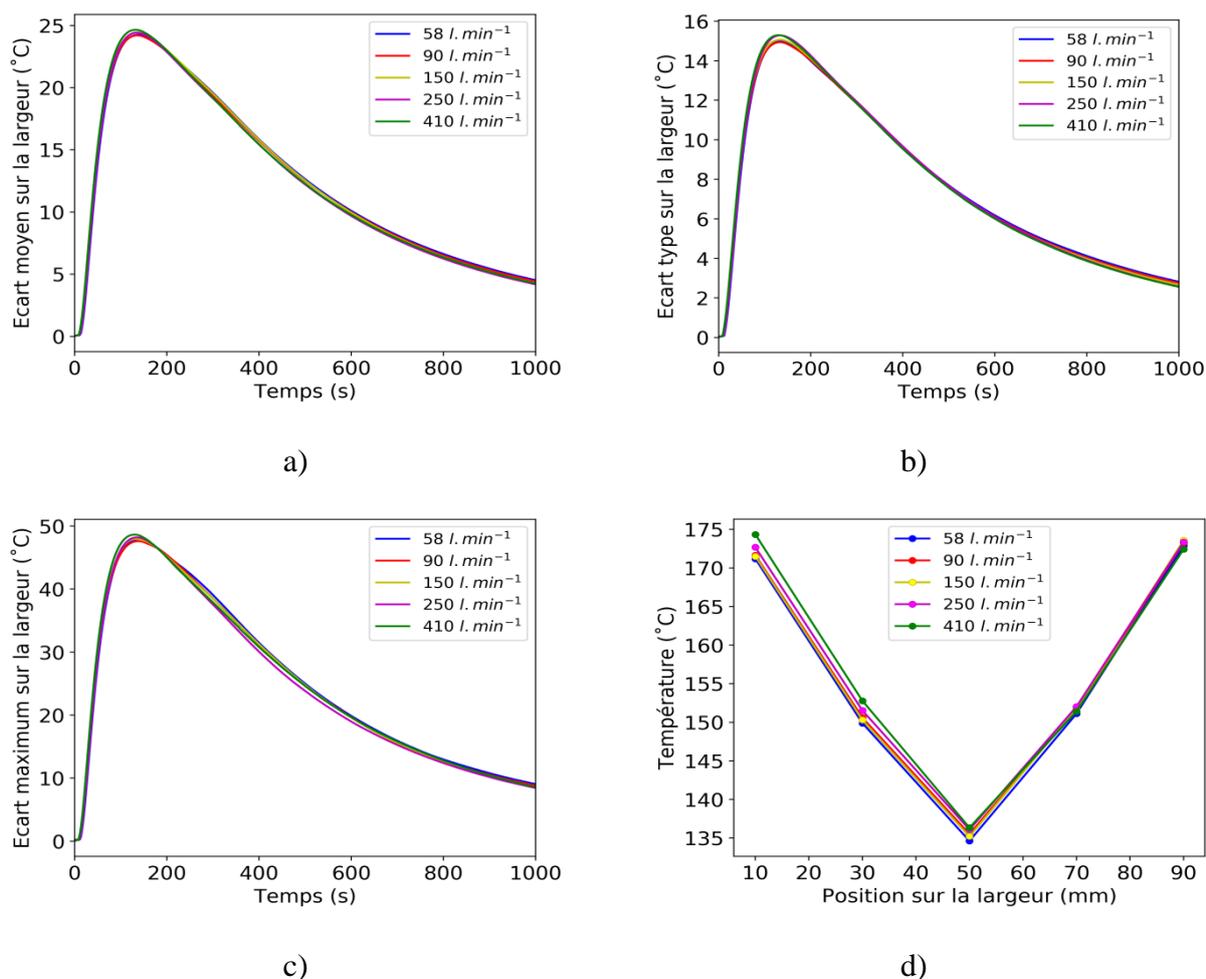


Figure V-22: Évaluation de l'homogénéité de la température sur la largeur de la surface supérieure de l'élément test pour un débit d'eau de 0,6 l.min⁻¹: a) Écart moyen, b) Écart type, c) Écart maximum, d) Distribution de la température sur le profil 2 pour t=300 s.

Des tendances similaires ont été observées pour des débits d'eau de 1,2 l.min⁻¹, 1,6 l.min⁻¹, 2,6 l.min⁻¹ et 3,5 l.min⁻¹ présentées en **annexe 6**.

3.4 Conclusion intermédiaire

Les études sur l'influence des débits des fluides ont révélé qu'en augmentant le débit d'eau, on pouvait augmenter la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément avec une augmentation de sa valeur de 46 à 56 °C.min⁻¹ pour une variation du débit d'eau global de 0,6 à 3,5 l.min⁻¹. On a aussi observé une augmentation du CHF de 0,425 à 0,465 MW.m⁻² sur la même plage de débit d'eau. Par contre, on a remarqué que le débit d'air n'avait pas d'influence significative sur la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test.

Les analyses de l'influence des débits des fluides sur l'homogénéité de la température de la surface supérieure de l'élément test sur sa longueur ont montré que l'homogénéité thermique était dépendante sur le rapport des débits massiques (σ) des jets impactants et de l'écoulement

d'air. Pour des valeurs de σ en dessous du seuil de 0,5, une dégradation progressive de l'homogénéité de la température a été remarquée. Selon les analyses de l'homogénéité thermique effectuées sur la largeur de la surface supérieure de l'élément test, aucune influence des débits des fluides sur l'homogénéité thermique n'a été observée.

4. Influence de la distance de séparation entre les orifices sur l'homogénéité thermique de l'élément test sur sa longueur

Afin de trouver l'espacement idéal entre les orifices pour un refroidissement homogène sur la longueur de l'élément, différentes distances de séparation entre les orifices (S) ont été testées. Le

Tableau V-4 présente les paramètres expérimentaux des différentes expériences qui ont été effectuées. Les débits des fluides ont été choisis de sorte à obtenir une valeur de σ au-dessus du seuil de 0,5.

S (mm)	Nombre d'orifices	Q_e (l.min ⁻¹)	Q_a (l.min ⁻¹)	σ
10	19	2,8	90	1,4
30	7	1,2	90	1,6
50	4	1,0	90	2,9

Tableau V-4 : Paramètres expérimentaux.

Les résultats de l'analyse de l'homogénéité de la température sur la longueur de la surface supérieure de l'élément test sont illustrés sur la **Figure V-23**. Les valeurs des critères de l'évaluation de l'homogénéité de la température (**Figure V-23a**, **Figure V-23b**, et **Figure V-23c**) obtenues pour les différentes distances de séparation nous montrent qu'on dégrade l'homogénéité thermique en augmentant la distance de séparation entre les orifices au-dessus de 30 mm. Par contre, en réduisant la distance en dessous de 30 mm, on ne constate pas de différence significative sur les valeurs des critères de l'évaluation de l'homogénéité thermique. On remarque sur la **Figure V-23d** que la zone de la surface près de la sortie du canal refroidie plus rapidement que la zone de la surface près de l'entrée du canal. La cause de cette dégradation de l'homogénéité avec une augmentation de la distance de séparation pourrait être l'entraînement de l'eau près de l'entrée du canal vers sa sortie. Réduisant ainsi la vitesse de refroidissement de la zone près de l'entrée du canal par rapport à la zone près de la sortie.

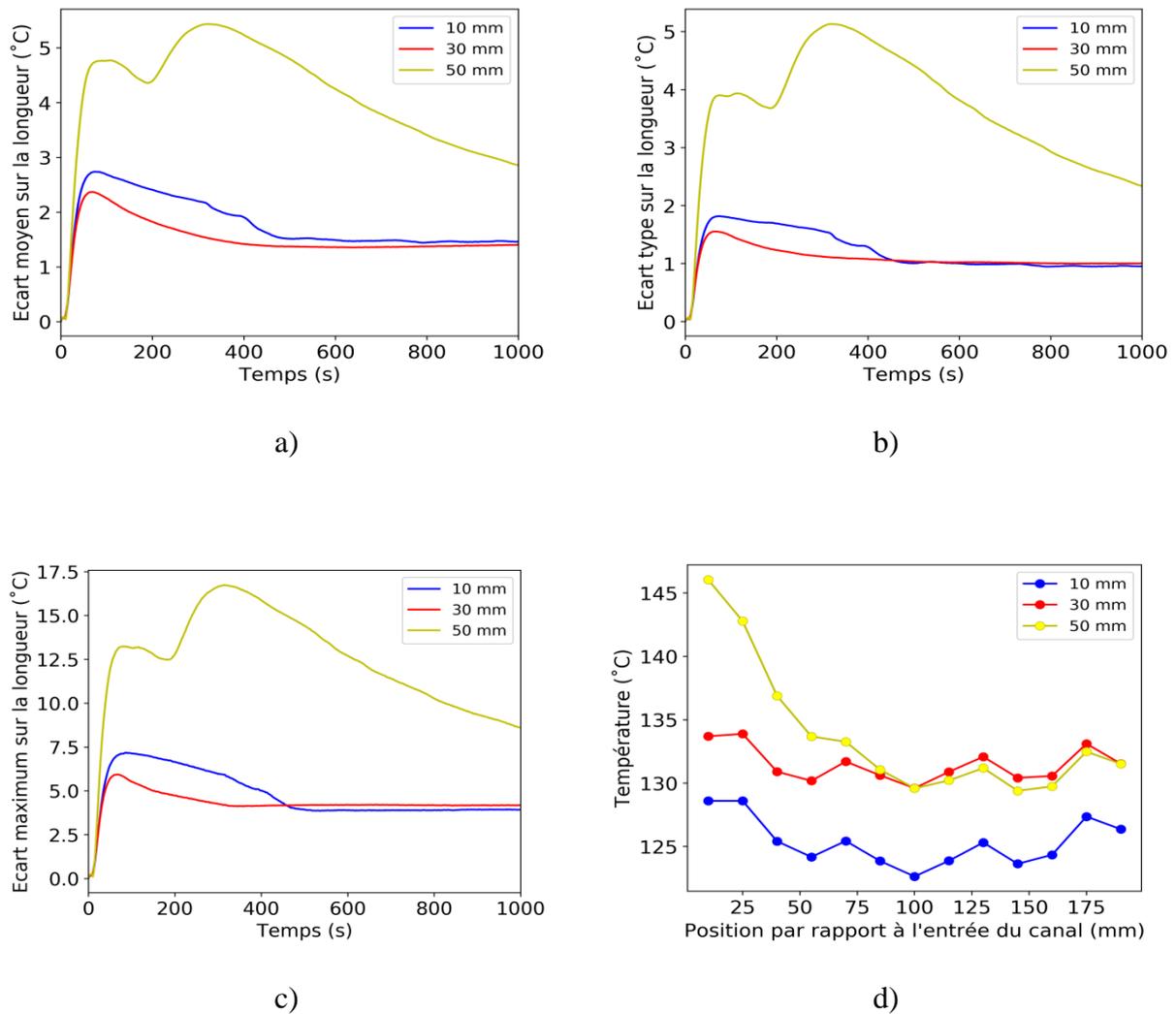


Figure V-23 : Évaluation de l'homogénéité de la température sur la longueur de la surface supérieure de l'élément test pour différentes valeurs de S : a) Écart moyen, b) Écart type, c) Écart maximum, d) Distribution de la température sur la longueur de l'élément test pour $t=300$ s.

5. Influence de la température de l'eau sur la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test

L'un des paramètres qui intervient dans les transferts de chaleur est la température de l'eau et pour mieux comprendre l'influence de ce paramètre sur la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test, pour un débit d'eau fixe ($0,45 \text{ l.min}^{-1}$), on a fait varier la température de l'eau de 10 à 60 °C. Les valeurs exactes des températures et des débits mesurés au cours des expériences sont présentées sur le **Tableau V-5**.

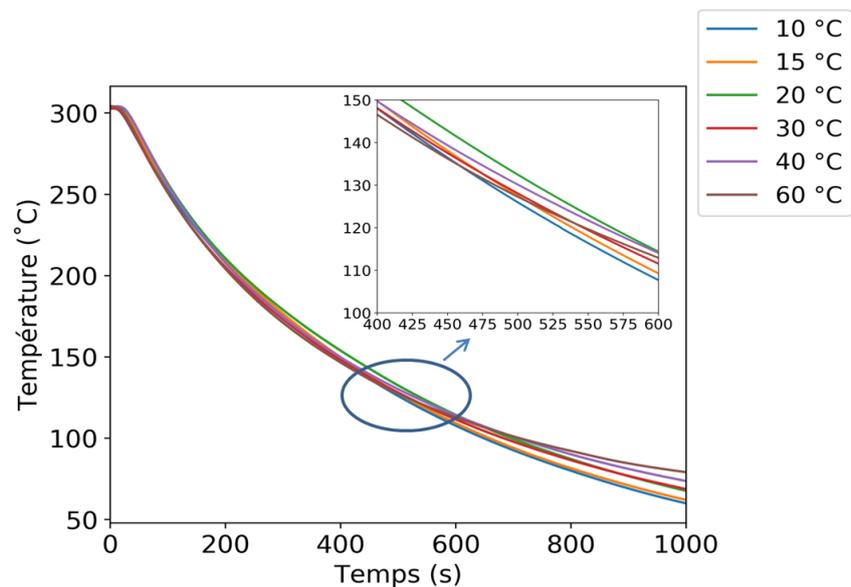
Température de Référence (°C)	Température mesurée (°C)		Débit d'eau (l.min ⁻¹)	
	Moyenne	Ecart type	Moyenne	Ecart type
10	10,42	0,71	0,4567	0,0207
15	15,18	0,90	0,4539	0,0205
20	20,15	0,41	0,4505	0,0203
30	29,79	0,68	0,4504	0,0203
40	39,43	1,97	0,4494	0,0203
60	59,28	3,78	0,4610	0,0879

Tableau V-5: Valeurs exactes des températures et des débits mesurées au cours des expériences.

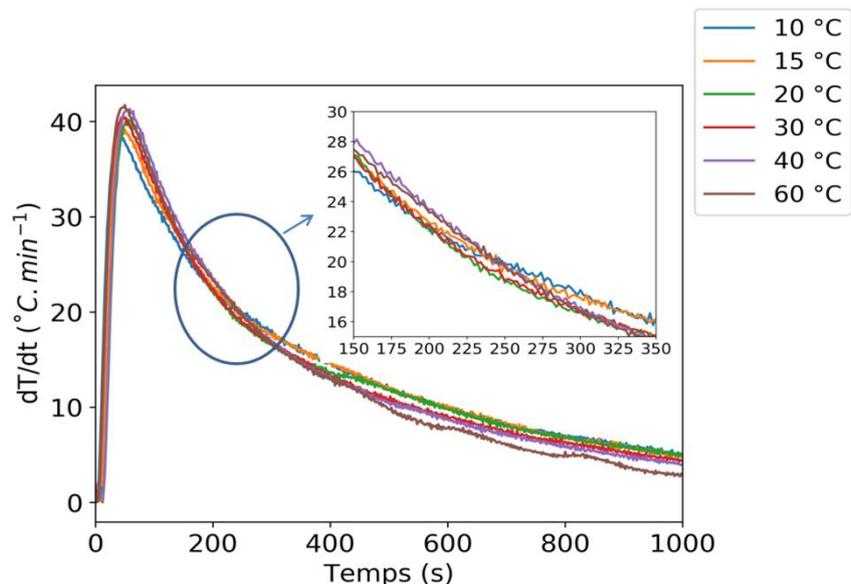
La **Figure V-24a** nous montre l'évolution au cours du temps de la température moyenne de la surface supérieure de l'élément test pour les différentes températures testées. On constate que pendant les 500 premières secondes le comportement thermique du système est similaire quelle que soit la température de l'eau. Ensuite, on observe un décrochage des courbes obtenues avec des températures de l'eau plus élevées (30 à 60 °C). Ce phénomène peut être expliqué en analysant la **Figure V-24b** qui nous montre l'évolution des vitesses de refroidissement correspondantes en fonction du temps.

On observe que pendant les premières 200 s, la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test augmente avec l'augmentation de la température de l'eau et pendant la suite du refroidissement, c'est l'inverse avec un refroidissement plus rapide au fur et à mesure qu'on baisse la température de l'eau. Ceci s'explique par le fait que quand la température de la surface du canal de l'élément test est assez élevée pour provoquer un changement d'état de l'eau, au fur et à mesure qu'on augmente la température de l'eau, il y a une plus grande quantité d'eau qui change d'état. Par contre, quand la température de la paroi chute en dessous de 100 °C, le seul mode de transfert devient l'absorption de l'énergie sensible qui augmente avec l'écart de la température entre le fluide et la paroi. Pour une mise en contexte, l'énergie latente absorbée pour 1 g d'eau pendant sa vaporisation est de l'ordre de 2260 J.g⁻¹ [135] alors que l'énergie sensible absorbée par la même masse d'eau est de l'ordre 334,9 J.g⁻¹ ($m c_p \Delta T$) pour un c_p de 4,186 J.g⁻¹.°C⁻¹ et un ΔT de 80 °C. Ceci indique que l'énergie latente est 7 fois plus importante que l'énergie sensible pour la même masse d'eau supposant que l'eau est chauffée d'une température de 20 °C à une température de 100 °C. Les résultats de l'analyse numérique de la densité de flux thermique au niveau de la paroi du canal ont montré que la température de paroi pouvait rester au-dessus de 100 °C pour une durée de 150 s, en plus, si on ajoutait le temps de réponse de l'élément test d'environ 50 s, cela correspondrait au temps de décrochage des courbes de la température et de la vitesse de

refroidissement de 200 s (cf. **Figure V-24**) observé sur la surface supérieure de l'élément test. Le point de décrochage indiqué de $t = 200\text{ s}$, provoqué par la transition à $t = 150\text{ s}$ de la phase de refroidissement par l'absorption d'une combinaison d'énergie sensible et d'énergie latente de l'eau à la phase de refroidissement uniquement par l'absorption d'énergie sensible est donc cohérent avec les résultats des études numériques. En plus, les études du chapitre 3 ont confirmé que la température de la paroi impactée pouvait rester au-dessus de 100 °C pour une durée de plus de 150 s .



a)



b)

Figure V-24: Influence de la température de l'eau, a) Évolution de la température moyenne de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps, b) Évolution de la vitesse de refroidissement de la surface supérieure en fonction du temps.

On retiendra de cette étude qu'afin de refroidir l'élément test plus rapidement, on pourrait augmenter la température de l'eau pendant les premières minutes de refroidissement et ensuite la réduire au cours de la suite du refroidissement. Par contre, pour un refroidissement plus lent, on devrait faire l'inverse. On retient aussi qu'il n'y a pas de gain significatif en vitesse de refroidissement avec un changement de la température de l'eau avec un gain maximum de $4\text{ }^{\circ}\text{C}\cdot\text{min}^{-1}$ obtenu en variant la température de l'eau de 10 à $60\text{ }^{\circ}\text{C}$.

6. Cas du refroidissement à l'air

Un cas extrême de fonctionnement du dispositif est le cas où aucun jet d'eau impactant n'est généré. Dans ce cas, seul l'écoulement d'air est susceptible de refroidir l'élément test. L'objectif de cette étude est donc d'avoir une idée de la vitesse de refroidissement qui peut être atteinte avec un refroidissement uniquement par de l'air et l'influence que ce refroidissement a sur l'homogénéité thermique de la surface supérieure de l'élément test.

La **Figure V-25** nous montre l'évolution de la température moyenne et de la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps pour un refroidissement uniquement par de l'air. On constate sur ce graphique que pour un débit d'air de $380\text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$, la vitesse à une valeur maximale de $3,2\text{ }^{\circ}\text{C}\cdot\text{min}^{-1}$ et réduit lentement au cours du temps. Ce qui nous donne une évolution presque linéaire de la température moyenne dans le temps.

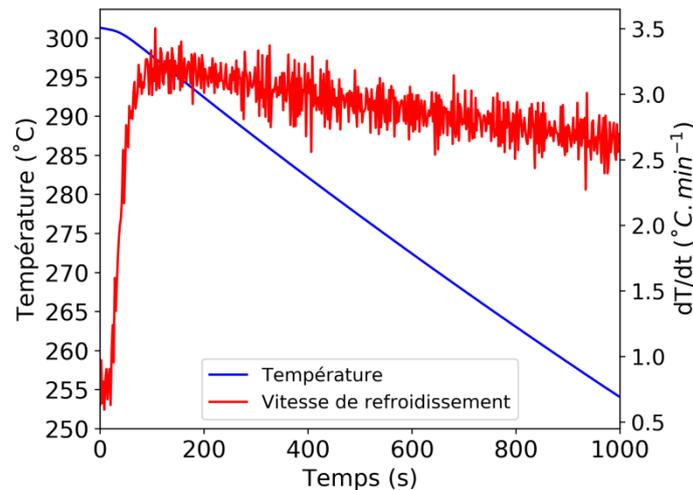


Figure V-25: Évolution de la température et de la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test pour un débit d'air de $380\text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$.

L'évolution des critères d'évaluation de l'homogénéité de la température de la surface supérieure de l'élément test sur sa largeur est illustrée sur la **Figure V-26a** alors que la **Figure V-26b** nous montre la distribution de la température sur la longueur de la surface supérieure de l'élément test.

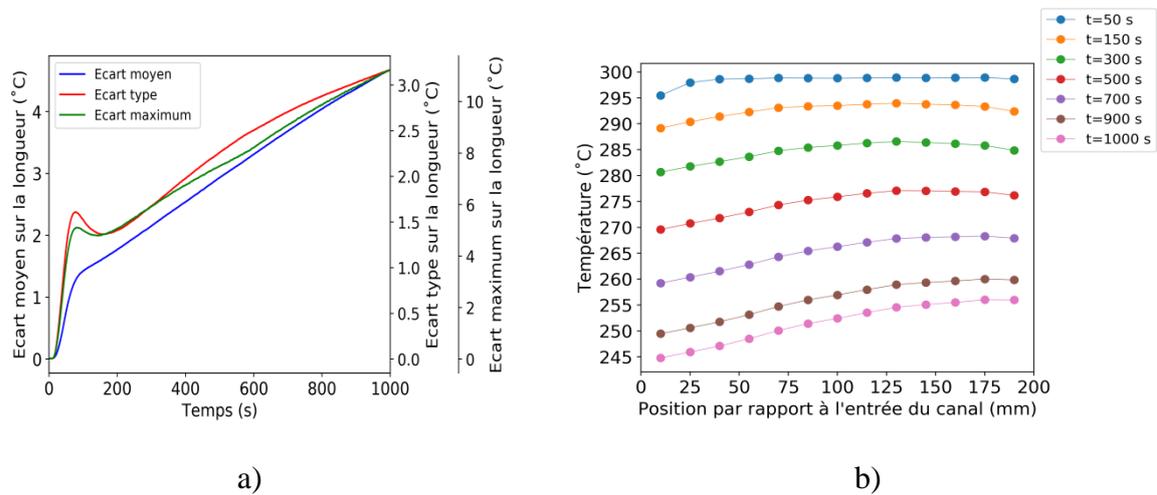


Figure V-26: Évaluation de l'homogénéité de la surface supérieure de l'élément test sur sa longueur pour un débit d'air de $380 \text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$: a) Évolution des critères d'évaluation en fonction du temps, b) Distribution de la température sur la longueur de l'élément test dans des instants différents.

On remarque sur ces graphiques que l'homogénéité thermique se dégrade au cours du temps. Ceci s'explique par le fait que l'air à l'entrée du canal est plus froid que l'air à sa sortie en raison de son réchauffement progressif à mesure qu'il circule dans le canal. Pour cette raison, la densité de flux thermique échangée avec l'air froid près de l'entrée du canal est plus élevée que la densité de flux thermique échangée avec l'air relativement plus chaud près de sa sortie. Ce phénomène a tendance à accentuer les écarts de la température entre les deux extrémités du canal, dégradant ainsi l'homogénéité thermique sur la longueur de la surface supérieure de l'élément test.

La **Figure V-27a** nous montre l'évolution des critères d'évaluation de l'homogénéité de la température sur la largeur de l'élément test tandis que la **Figure V-27b** illustre la distribution de la température de la surface supérieure de l'élément test sur sa largeur le long du profil 2. On constate que quand on refroidit l'élément test uniquement par de l'air, la surface de l'élément test est beaucoup plus homogène sur sa largeur par rapport à un scénario de refroidissement combiné eau/air. Ceci est dû au fait que la vitesse de refroidissement au niveau du canal est relativement faible, raison pour laquelle le gradient de température le long de la largeur de l'élément test reste relativement faible comparé à un scénario de refroidissement combiné eau/air. De plus, la diffusion de la chaleur dans l'élément test a un effet homogénéisant.

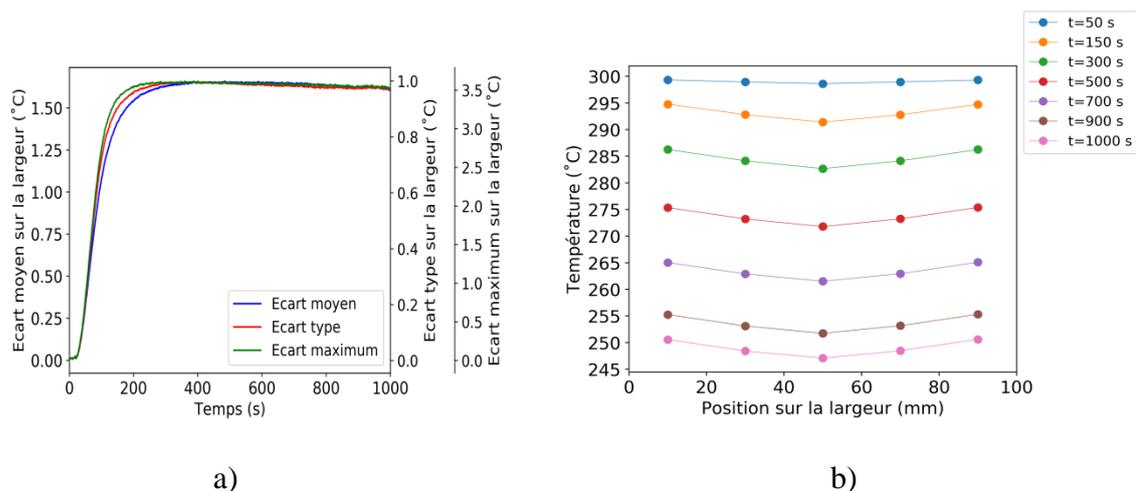


Figure V-27: Évaluation de l'homogénéité de la surface supérieure de l'élément test sur sa largeur pour un débit d'air de 380 l.min^{-1} : a) Évolution des critères d'évaluation en fonction du temps, b) Distribution de la température sur la largeur de l'élément test (profil 2) dans des instants différents.

Ces études ont révélé que pour un refroidissement uniquement par de l'air, la vitesse de refroidissement réduit lentement au cours du temps menant à une évolution presque linéaire de la température moyenne de la surface supérieure de l'élément test. En plus, l'homogénéité de la surface supérieure sur sa longueur se dégrade au cours du temps dû à la baisse progressive du flux échangé au fur et à mesure que l'écoulement d'air avance le long du canal alors que l'homogénéité de la température sur sa largeur est meilleure par rapport à un scénario de refroidissement eau/air.

7. Conclusion

Une étude du refroidissement de l'élément test par une combinaison de multiples jets d'eau et un écoulement d'air transverse a été effectuée. La vitesse de refroidissement et l'homogénéité thermique de la surface supérieure de l'élément test ont été analysées. En plus, la densité de flux thermique à travers la paroi du canal de refroidissement a aussi été déterminée.

L'étude de l'influence du débit d'eau sur la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test a montré que pour la plage de débit d'eau testé de $0,6$ à $3,5 \text{ l.min}^{-1}$, on pouvait obtenir des vitesses de refroidissement de 46 à $52 \text{ }^\circ\text{C.min}^{-1}$ respectivement. On a aussi observé qu'après la transition du refroidissement par l'ébullition nucléée à la phase de refroidissement par convection forcée, toutes les courbes de vitesse de refroidissement se rejoignent avec des valeurs presque identiques. Ce qui voudrait dire que pendant la phase de refroidissement par convection forcée, la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test ne peut pas être contrôlée en variant la valeur du débit d'eau. Une autre remarque est que le débit d'air n'a pas d'effet marquant sur la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test.

La détermination de la densité de flux thermique à travers la paroi du canal impacté nous a révélé que l'évolution de celle-ci suivait une courbe d'ébullition typique avec une transition de la phase d'ébullition transitoire, à la phase d'ébullition nucléée et finalement une transition de l'ébullition nucléée à la phase de convection forcée. Pour la plage de débit d'eau testée (0,6 à 3,5 $l.min^{-1}$), la valeur du CHF a augmentée de 0,42 à 0,47 $MW.m^{-2}$.

L'analyse de l'homogénéité de la température de la surface supérieure de l'élément test sur sa longueur a révélé qu'un refroidissement relativement homogène avec des valeurs de l'écart de température moyen maintenu entre 1,5 à 3 °C et des écarts de température maximum maintenu entre 4 à 7 °C pouvait être acquis à condition qu'on ne descende pas en dessous du seuil des débits massiques des fluides de 0,5. En plus, les études sur l'influence de la distance de séparation entre les orifices ont révélé qu'augmenter la distance de séparation à plus de 30 mm mène à une dégradation de l'homogénéité de la température sur la longueur de l'élément test. Pour l'homogénéité de la température de l'élément test sur sa largeur, on a constaté que les débits des fluides n'avaient pas d'influence sur les valeurs des critères d'évaluation de l'homogénéité

Pour un refroidissement uniquement par de l'air, la vitesse de refroidissement baisse très légèrement au cours du temps puisque la densité de flux thermique échangée à travers la surface du canal varie lentement et dépend principalement de sa température pour une température de l'air et un débit d'air constant. De plus, l'homogénéité de la température sur la longueur de l'élément test diminue au cours du temps dû à une réduction progressive de la densité de flux au fur et à mesure que l'écoulement d'air avance dans canal. Par contre, la largeur de l'élément test est beaucoup plus homogène en température par rapport aux scénarios de refroidissement combiné jets impactants/écoulement d'air ou uniquement par jets impactants.

L'étude portant sur l'influence de la température de l'eau sur la vitesse de refroidissement de l'élément test a montré qu'un refroidissement plus rapide est obtenu avec de l'eau chaude pendant les premières minutes du refroidissement et du moment où il n'y a plus de changement d'état de l'eau, le refroidissement avec de l'eau froide prend le dessus en terme de vitesse de refroidissement.

VI Régulation de la vitesse de refroidissement de l'élément test

Sommaire

Nomenclature	151
1. Introduction	151
2. Régulation par l'approche tout ou rien classique	151
2.1 Introduction	151
2.2 Procédure de pilotage du refroidissement par l'approche tout ou rien classique	152
2.3 Conclusion intermédiaire	155
3. Régulation par l'approche tout ou rien avec un MPC	155
3.1 Introduction	155
3.2 Description du MPC	156
3.3 Description des modèles prédictifs appliqués	158
3.3.1 Modèle polynomial ARMAX	158
3.3.2 Fonction de transfert	159
3.4 Détermination du temps de réponse de l'élément test	159
3.5 Approche utilisée pour paramétrer les modèles prédictifs à partir des mesures expérimentales	162
3.6 Optimisation des ordres des modèles prédictifs et validation des modèles créés	165
3.6.1 Optimisation des ordres des modèles prédictifs	165
3.6.2 Validation des modèles créés	166
3.7 Application du MPC sur l'élément test	168
3.8 Conclusion intermédiaire	171
4. Conclusion	171

Nomenclature

Q	Débit	[l.min ⁻¹]	<i>Symboles grecs</i>	
T	Température	[°C]	τ	Constante de temps [s]
RMC	Racine moyenne carrée	[°C]		
t	Temps	[s]		
TF	Fonction de transfert			

Indices et exposants

a	Air
e	Eau
c	Température de consigne
m	Température moyenne de la surface
p	Température prédite

1. Introduction

La régulation de la vitesse de refroidissement d'un moule de mise en forme des composites hautes températures est essentielle pour imposer le cycle thermique souhaité sur le moule dans le but d'assurer une bonne qualité de la pièce formée. Dans ce chapitre, deux approches pour réguler la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test sont testés. La première approche, plus simpliste, consiste à utiliser un algorithme qui régule le débit d'eau en comparant la température moyenne de la surface d'intérêt à une température de consigne. La deuxième approche consiste à utiliser un MPC (model predictive control) paramétré par des mesures expérimentales pour contrôler la vitesse de refroidissement de l'élément test.

2. Régulation par l'approche tout ou rien classique

2.1 Introduction

L'objectif de cette étude est de tester une approche de pilotage du refroidissement du bloc d'acier par un algorithme qui compare la température moyenne de la surface supérieure du bloc à celle d'une consigne. La température moyenne est la moyenne des valeurs mesurées par tous les 25 thermocouples positionnés sur la surface supérieure de l'élément test. L'enclenchement de l'actionneur de refroidissement (vanne pour eau) dépend donc de la valeur de la température moyenne par rapport à celle de sa consigne.

2.2 Procédure de pilotage du refroidissement par l'approche tout ou rien classique

La

Figure VI-1 nous montre une illustration de l'algorithme utilisé pour piloter le refroidissement de l'élément test. Pour chaque pas de temps, la température moyenne de la surface supérieure de l'élément test est comparée à celle de la consigne. Si pour un instant t , la température moyenne (T_m) est supérieure à celle de la consigne (T_c), la carte de commande génère un signal électrique de 10 V entraînant l'ouverture de la vanne d'arrivée d'eau. Sinon, le signal est coupé pour que la vanne se ferme.

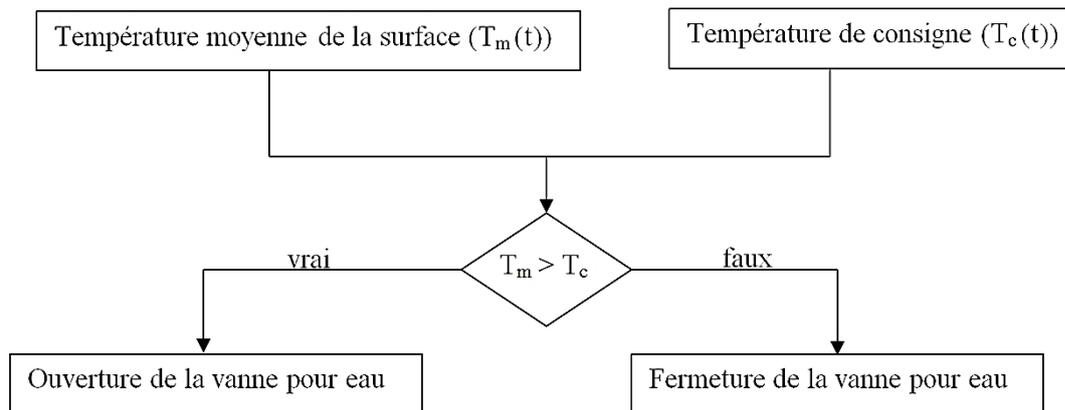


Figure VI-1 : Algorithme de pilotage du refroidissement du bloc d'acier.

Pendant la durée de l'expérience, un écoulement d'air de 350 l.min^{-1} est imposé dans l'espace annulaire entre le tube central et la surface du canal. Le but de l'écoulement d'air est d'assurer un refroidissement continu mais lent du bloc malgré l'absence de jets d'eau, d'empêcher le remplissage du canal par de l'eau pendant l'impact des jets et de vider le canal de l'eau restant après la fermeture de la vanne puisque le bloc continuerait à refroidir par ébullition de l'eau restant si le canal n'était pas complètement vidé.

L'évolution de la température moyenne pour des consignes de refroidissement différentes est présentée sur la **Figure VI-2**. Les consignes imposées sont des vitesses de refroidissement de $5\text{ }^{\circ}\text{C.min}^{-1}$ (cf. **Figure VI-2a**), $10\text{ }^{\circ}\text{C.min}^{-1}$ (cf. **Figure VI-2b**), $15\text{ }^{\circ}\text{C.min}^{-1}$ (cf. **Figure VI-2c**), $20\text{ }^{\circ}\text{C.min}^{-1}$ (cf. **Figure VI-2d**) et $25\text{ }^{\circ}\text{C.min}^{-1}$ (cf. **Figure VI-2e**). La première remarque est le fait que pour des vitesses de refroidissement relativement faibles ($5\text{ }^{\circ}\text{C.min}^{-1}$, $10\text{ }^{\circ}\text{C.min}^{-1}$ et $15\text{ }^{\circ}\text{C.min}^{-1}$), l'amplitude du dépassement de la consigne est au maximum pendant les 2 premières minutes de refroidissement et baisse progressivement au cours du temps. Comme présenté dans le chapitre 5, ce comportement est dû à la baisse progressive de la densité de flux thermique à travers la paroi impactée avec la baisse de la température de l'élément test. Si on pilote le refroidissement par cette approche pour une vitesse de refroidissement en dessous de $5\text{ }^{\circ}\text{C.min}^{-1}$, le dépassement de la consigne serait trop important pendant les premières minutes. C'est pour cela qu'il est préférable de refroidir uniquement par de l'air pour des vitesses de refroidissement relativement faibles ($< 5\text{ }^{\circ}\text{C.min}^{-1}$).

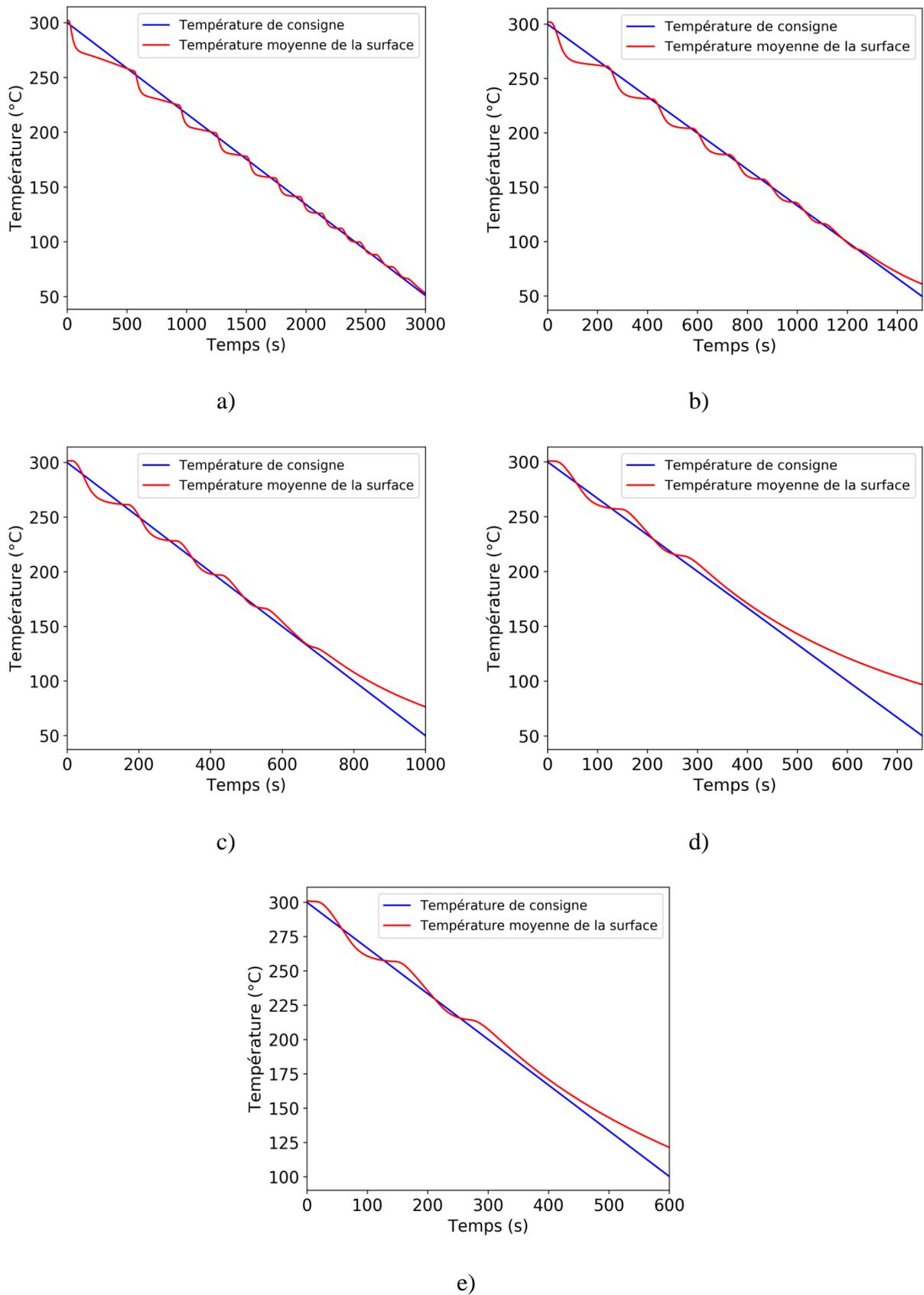


Figure VI-2: Évolution de la température moyenne de la surface supérieure du bloc en fonction du temps pour des vitesses de refroidissement différentes : a) 5 °C.min⁻¹, b) 10 °C.min⁻¹, c) 15 °C.min⁻¹, d) 20 °C.min⁻¹, e) 25 °C.min⁻¹.

C'est aussi pour cette raison que le débit d'eau minimum de $0,6 \text{ l.min}^{-1}$ a été utilisé pour toutes les expériences de pilotage. Une autre remarque est que pour des vitesses de refroidissement plus élevées ($> 15 \text{ }^\circ\text{C.min}^{-1}$), après une certaine durée, la température moyenne n'arrive plus à suivre celle de la consigne. Ceci s'explique par le fait qu'en absence de changement d'état, la densité de flux thermique générée n'est pas suffisante pour permettre à la température moyenne de la surface supérieure du bloc de suivre celle de la consigne.

Les plages de température sur lesquelles on arrive à piloter le refroidissement pour chaque vitesse de refroidissement testée sont illustrées sur la **Figure VI-3**. Afin d'évaluer la précision de régulation de l'algorithme pour chaque vitesse de refroidissement, l'écart quadratique moyen (RMC) entre les mesures et la consigne pour les 600 premières secondes du refroidissement a été déterminé par l'équation VI-1.

$$\text{RMC} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (T_{i,c} - T_{i,m})^2}{n}} \quad \text{VI-1}$$

Où $n = 301$

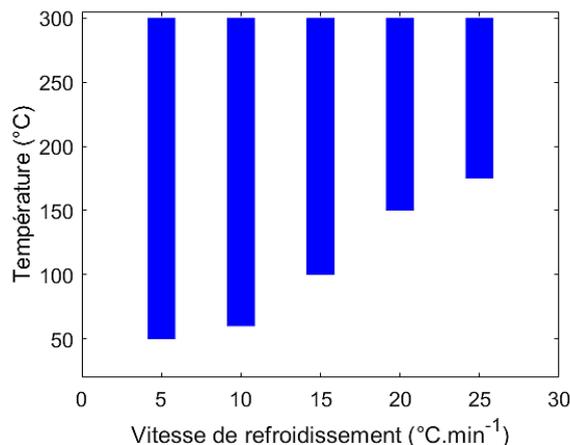


Figure VI-3: Plages de température contrôlable pour chaque vitesse de refroidissement testée.

La **Figure VI-4** présente les valeurs de l'écart quadratique obtenues pour les différentes vitesses de refroidissement. On observe sur ce graphique que la précision de régulation se dégrade au fur et à mesure qu'on s'approche des extrêmes de 5 et $25 \text{ }^\circ\text{C.min}^{-1}$.

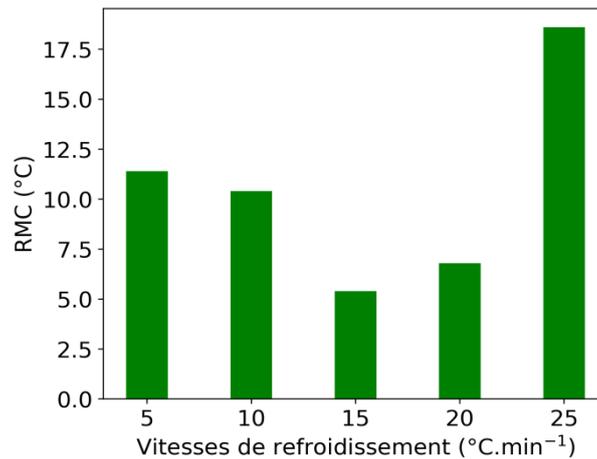


Figure VI-4 : Valeurs de l'écart quadratique moyen pour différentes vitesses de refroidissement.

Il est donc possible de contrôler la vitesse de refroidissement de la surface supérieure du bloc d'acier par cette méthode. Néanmoins, la précision de régulation de la méthode dépend de la vitesse de refroidissement imposée avec une précision qui se dégrade si la vitesse est soit trop faible ($< 5 \text{ }^{\circ}\text{C.min}^{-1}$) ou trop élevée ($\geq 25 \text{ }^{\circ}\text{C.min}^{-1}$).

2.3 Conclusion intermédiaire

On arrive à piloter le refroidissement du bloc d'acier par l'approche tout ou rien pour une gamme de vitesses de refroidissement de 5 à 25 $^{\circ}\text{C.min}^{-1}$. Pour des vitesses de moins de 5 $^{\circ}\text{C.min}^{-1}$, il est préférable de refroidir uniquement par de l'air. Afin de limiter les amplitudes de dépassement de la consigne pour des vitesses relativement faibles (5, 10 et 15 $^{\circ}\text{C.min}^{-1}$), il est important de limiter la densité de flux de chaleur en réduisant le débit d'eau utilisé. Dans cette étude, un débit d'eau de 0,6 l.min^{-1} a été utilisé. De plus, au fur et à mesure qu'on augmente la vitesse de refroidissement, la plage de la température sur lequel on arrive à piloter diminue progressivement du fait que du moment où il n'y a pas de changement d'état de l'eau, la densité de flux n'est pas assez élevée pour nous permettre de suivre la consigne.

3. Régulation par l'approche tout ou rien avec un MPC

3.1 Introduction

La commande prédictive, aussi connue sous le nom de MPC (model predictive control) est une technique de commande avancée qui est basée sur la prédiction du comportement des systèmes linéaires ou non linéaires. Cette méthode est capable d'optimiser des critères multi-objectifs, avec ou sans contraintes. L'application de la commande prédictive est très répandue dans l'industrie aérospatiale et les industries de type process et est plus efficace que les autres méthodes de contrôle comme le PID (proportionnel Intégral Dérivé), LQR (Linear Quadratic Regulator) et LQG (Linear Quadratic Gaussian) qui trouvent leurs limites lorsque le système est multi-variables, présente des inerties importantes, a des dynamiques d'ordres élevés et lorsqu'on souhaite respecter des contraintes sur les variables. Le principe de fonctionnement de la commande prédictive est de minimiser les écarts entre les valeurs des sorties du système prédites (température moyenne de la surface du bloc dans notre cas) par un modèle

prédictif, et les valeurs des consignes imposées (trajectoire de référence). Ce qui veut dire qu'un MPC est composé d'un modèle prédictif et d'un optimiseur qui retrouve la séquence de commandes optimales (variables manipulées) de manière itérative afin de réduire les erreurs entre les valeurs prédites et la consigne. Afin de gagner en temps de calcul, le modèle prédictif choisi dans notre étude est un modèle empirique ayant des coefficients qui sont identifiés à partir des mesures expérimentales. Dans les sections qui suivent, une description plus détaillée de la commande prédictive et des modèles prédictifs utilisés est donnée. De plus, l'approche utilisée pour identifier les modèles prédictifs est décrite. Finalement, les résultats de l'application de la commande prédictive sur l'élément test sont présentés.

3.2 Description du MPC

Comme évoqué dans la section précédente, un MPC est composé d'un algorithme d'optimisation et d'un modèle prédictif (cf. **Figure VI-5**). Le MPC se sert du modèle prédictif pour déterminer sur un horizon glissant un vecteur des grandeurs que l'on souhaite contrôler. Les écarts entre les valeurs prédites (T_p) et les valeurs de la consigne ou la trajectoire de référence (T_c) sont minimisées de manière itérative par l'algorithme d'optimisation (KWIK [136]) (cf. **Figure VI-5**) qui optimisent la fonction coût représentée par l'équation VI-2. Dans la fonction coût J , le facteur d'échelle s permet d'adimensionner les températures et correspond à la valeur maximum de la température ($300\text{ }^\circ\text{C}$ dans notre cas) et la valeur par défaut du poids de réglage (w) de I a été utilisée.

$$J(u_k) = \sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^{HP} \left\{ \frac{w_{i,j}}{s_j} [T_{c,j}(k+i) - T_{p,j}(k+i)] \right\}^2 \quad \text{VI-2}$$

Où :

J = fonction coût

k = intervalle de contrôle actuel

HP = horizon de prédiction

s = facteur d'échelle

w = poids de réglage

n = nombre de variables à optimiser

u_k = séquence de commandes à optimiser, représentée par,

$$u_k^T = [u(k)^T \ u(k+1)^T \ \dots \ u(k+hp-1)^T]$$

T_c = trajectoire de référence

T_p = sorties prédites

T_m = sorties dynamiques

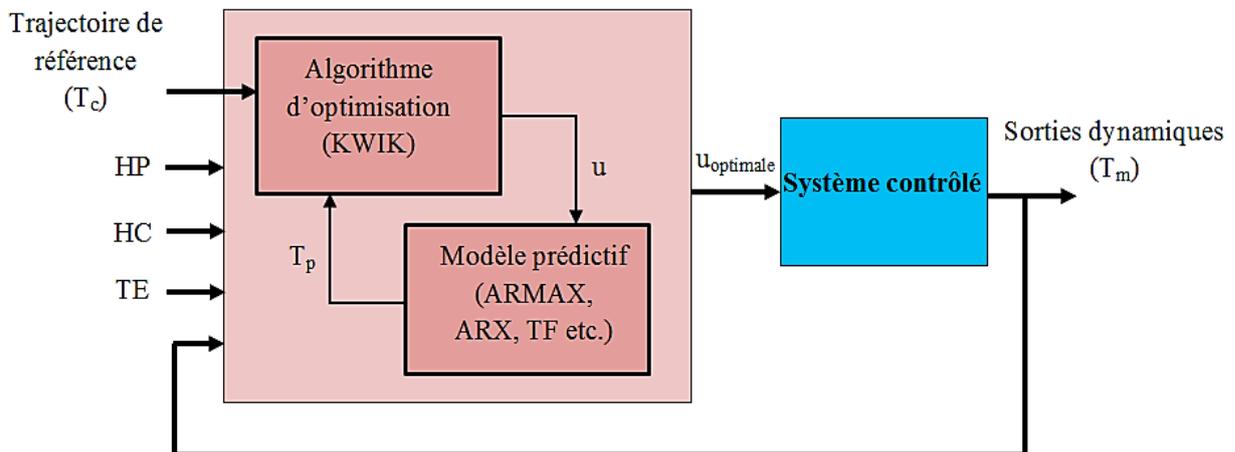


Figure VI-5: Description du MPC.

La longueur de l'horizon glissant (cf. **Figure VI-6**), appelé l'horizon de prédiction (HP), dépend du temps de réponse du système. La valeur de HP doit être égale ou supérieure au temps de réponse du système afin de permettre au MPC d'anticiper et de corriger en avance des déviations de la sortie dynamique de la trajectoire de référence. Une valeur de HP trop importante pourrait aussi augmenter le temps de calcul du MPC. En plus de l'horizon de prédiction, il faut aussi choisir un temps d'échantillonnage (TE) qui est le temps qui s'écoule avant que le MPC n'exécute sa prochaine commande. La valeur du TE doit être supérieure au temps de calcul du MPC. Un autre paramètre à prendre en compte est l'horizon de contrôle (HC) qui détermine la séquence de commandes à optimiser sur l'horizon de prédiction. La valeur maximum de HC est $HP-1$ et afin de minimiser le temps de calcul, il est recommandé de prendre une valeur de HC de 2 [137] vu qu'à chaque pas de temps d'échantillonnage, après l'application par le MPC de la première valeur de la séquence de commandes optimales, toutes les autres valeurs sont recalculées. Pour des valeurs de HC en dessous $HP-1$, la dernière valeur du vecteurs des commandes est appliquée sur le reste de l'horizon. Finalement, afin de mettre à jour l'état actuel du système, le MPC se sert des mesures de la sortie dynamique en temps réel pour faire ses calculs.

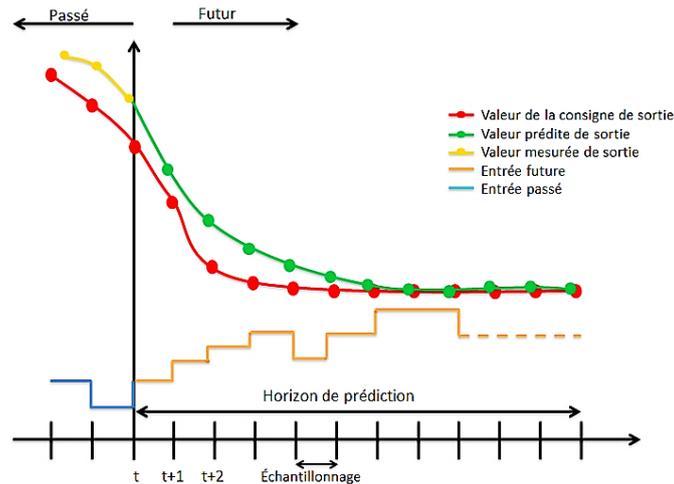


Figure VI-6: Illustration du principe de fonctionnement d'un MPC.

Dans notre application du MPC, on souhaite imposer une vitesse de refroidissement sur la surface supérieure d'un bloc d'acier. La sortie dynamique choisie est la température moyenne de la surface supérieure du bloc, la trajectoire de référence est la consigne de température déterminée par la vitesse de refroidissement souhaitée, et la séquence de commandes à optimiser est la séquence d'ouverture et de fermeture de la vanne d'arrivée d'eau. Ce qui veut dire que le MPC est appliqué sur un système à une entrée et à une sortie (SISO).

3.3 Description des modèles prédictifs appliqués

Afin de contrôler un système dynamique en temps réel par un MPC, il est impératif que le temps de calcul soit assez rapide pour permettre au MPC d'exécuter des commandes optimales quand il le faut. Pendant la phase d'optimisation des commandes, le modèle prédictif est sollicité plusieurs fois du au caractère itératif de la méthode d'optimisation ; Raison pour laquelle le modèle prédictif choisi ne doit pas avoir un temps de calcul trop long. Dans le but de répondre à cette problématique, un modèle polynômial ARMAX et une fonction de transfert ont été étudiés. La performance et la précision des deux modèles sont ensuite comparées après l'application du MPC sur l'élément test.

3.3.1 Modèle polynômial ARMAX

L'ARMAX est un modèle polynômial qui prend la forme :

$$A(z) y(t) = B(z) u(t) + C(z) e(t) \quad \text{VI-3}$$

$$A(z) = 1 + a_1 z^{-1} + a_2 z^{-2} + \dots \quad \text{VI-4}$$

où z^{-1} est un opérateur de décalage du temps

$A(z)$, $B(z)$ et $C(z)$ sont des polynômes, $y(t)$ le signal de sorti, $u(t)$ le signal d'entrée et $e(t)$ un bruit blanc. Les modèles ARMAX sont représentés par des vecteurs qui prennent la forme $[n_a \ n_b \ n_c \ n_k]$ où :

n_a = l'ordre du polynôme $A(z)$

n_b = l'ordre du polynôme $B(z)$

n_c = l'ordre du polynôme $C(z)$

n_k = le nombre de signaux d'entrée avant qu'il ait une réponse au niveau de la sortie (représente le temps de réponse du système).

Pour une application souhaitée les coefficients des polynômes du modèle doivent être optimisés pour représenter au mieux la dynamique du système que l'on souhaite contrôler.

3.3.2 Fonction de transfert

Une fonction de transfert est le ratio de la transformée en Z du signal de sortie et la transformée en Z du signal d'entrée pour des signaux discrets comme présenté dans l'équation VI-5 ci-dessous. Si les signaux étaient continus, une transformée de Laplace serait utilisée à la place d'une transformée en Z .

$$H(z) = \frac{Y(z)}{X(z)} = \frac{Z\{y(t)\}}{Z\{u(t)\}} \quad \text{VI-5}$$

Où $y(t)$ est le signal de sorti et $u(t)$ le signal d'entrée.

La précision d'estimation d'une fonction de transfert qui est la capacité de la fonction à reproduire les mesures qui ont été utilisées pour la créer dépend du nombre de zéros (n_z) et du nombre de pôles (n_p) de la fonction. Par exemple, la fonction de l'équation VI-6 a 2 zéros et 3 pôles. Les zéros sont les valeurs qui satisfont l'équation du numérateur de $H(s)$ (fonction pour signaux continus) alors que les pôles sont les valeurs qui satisfont l'équation du dénominateur. Plus on augmente les valeurs de n_z et de n_p et plus on gagne en précision d'estimation mais au détriment de la précision de prédiction qui est la capacité de la fonction de transfert à reproduire des mesures qui n'ont pas été utilisées pour la créer. Donc, les valeurs de n_z et de n_p doivent être optimisées pour chaque application souhaitée.

$$H(s) = \frac{s^2 + 3s + 1}{4s^3 + 2s^2 + 5s + 9} \quad \text{VI-6}$$

3.4 Détermination du temps de réponse de l'élément test

Pour un pilotage intelligent de la vitesse de refroidissement du bloc d'acier, la connaissance de la constante de temps et du temps de réponse du bloc est primordiale. L'approche utilisée pour déterminer ces valeurs a été d'imposer un débit d'air en permanence (350 l.min^{-1}) dans l'espace annulaire entre la surface du canal et le tube d'acier intérieur et d'ensuite exciter le système par l'impact de la surface du canal par des jets d'eau. Le système

a été excité à 2 reprises par des débits d'eau différents. La **Figure VI-7** nous montre l'évolution de la température moyenne de la surface supérieure du bloc, la vitesse de refroidissement qui est la dérivée du signal de la température et le débit d'eau en fonction du temps.

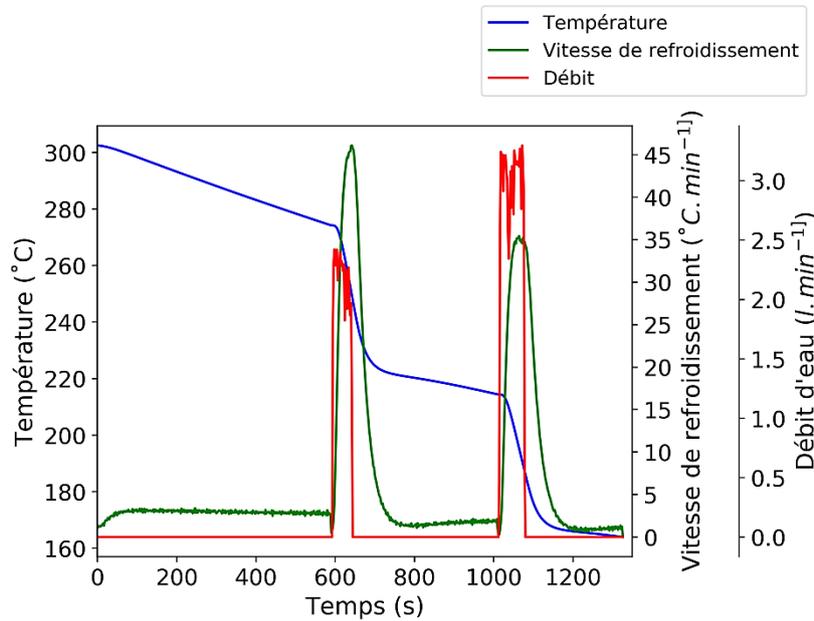


Figure VI-7: Évolution du débit d'eau, de la température moyenne et de la vitesse de refroidissement de la surface supérieure du bloc d'acier en fonction du temps.

La constante de temps (τ) est la durée au bout de laquelle la réponse du signal de sortie (dérivée en fonction du temps de la température moyenne de la surface du bloc) atteint 63% de sa valeur maximale alors que le temps de réponse du système est équivalent à $2,3 \tau$ pour un écart ε de 10%. L'approche utilisée pour déterminer la constante de temps et ensuite le temps de réponse du système a été de faire usage d'une fonction de transfert.

Les données utilisées pour paramétrer la fonction de transfert ont été extraites de la plage de (584 - 652) s des données de la **Figure VI-7** avec le débit d'eau sélectionné comme le signal d'entrée et la température moyenne de la surface supérieure du bloc sélectionnée comme le signal de sortie. Cette plage, illustrée sur la **Figure VI-8**, est constituée des données qui se trouvent entre 10 s avant l'enclenchement des jets et 10 s après la césure de l'impact des jets. La fonction de transfert qui a été utilisée pour modéliser le système est présentée dans l'équation VI-7. Celle-ci possède 2 zéros et 3 pôles et permet de reproduire les mesures expérimentales avec un écart quadratique de 0,03 °C (cf. **Figure VI-9**). Cette fonction a été obtenue en utilisant la « system identification toolbox » de MATLAB®

$$H(z) = \frac{0.02866z^{-1} - 0.03946z^{-2}}{1 - 2.636z^{-1} + 2.314z^{-2} - 0.6776z^{-3}} \quad \text{VI-7}$$

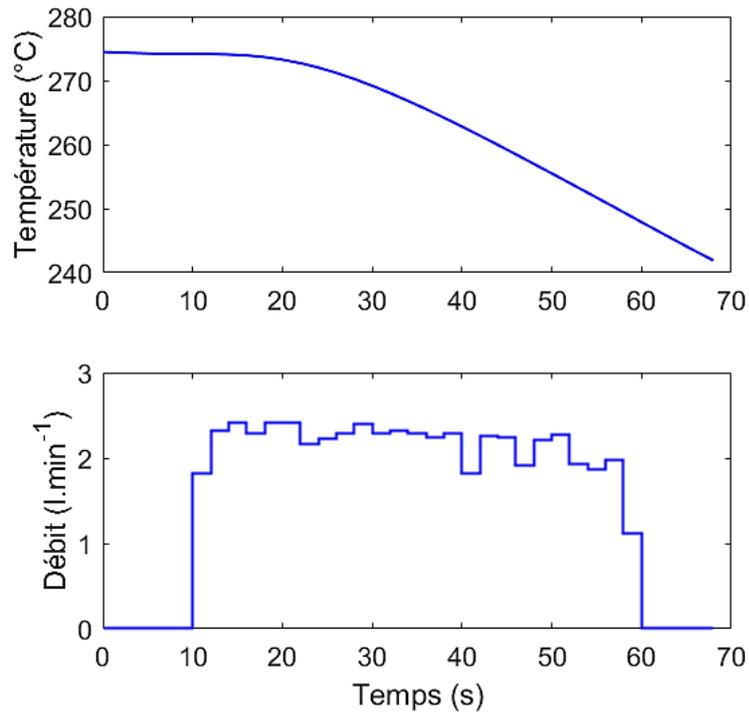


Figure VI-8: Signal d'entrée et signal de sortie utilisés pour créer la fonction de transfert.

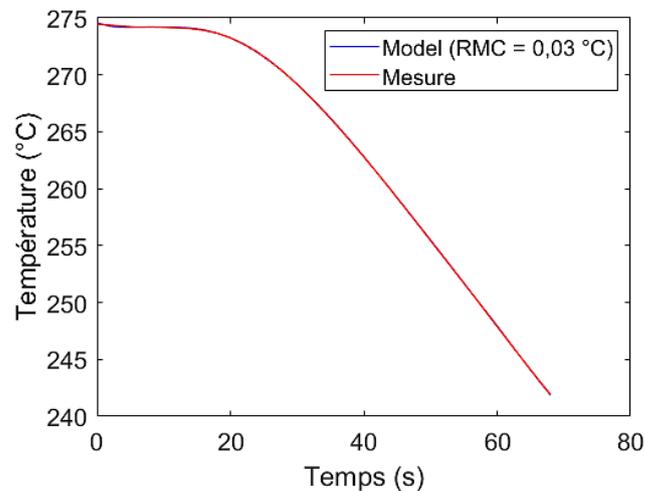


Figure VI-9: Comparaison entre la température mesurée et la température simulée par la fonction de transfert.

Après sa création, la fonction de transfert a été utilisée pour déterminer la réponse impulsionnelle du bloc d'acier. Les résultats obtenus sont illustrés sur la **Figure VI-10**. A partir de ces résultats, on obtient une constante de temps de 22 s et un temps de réponse de 51 s.

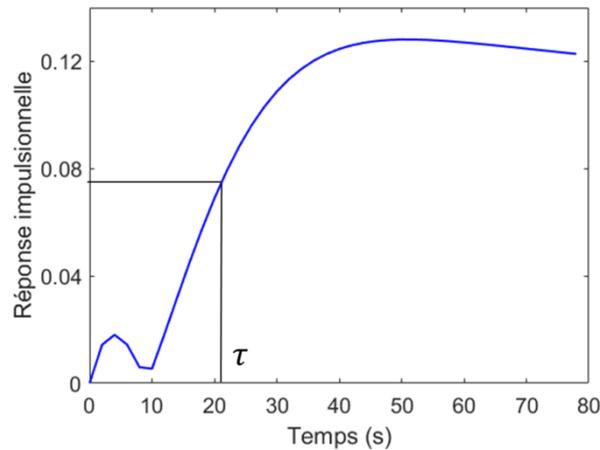


Figure VI-10: Réponse impulsionnelle de l'élément test déterminée par la fonction de transfert.

Étant donné que le temps de réponse est relativement élevé, la réponse du système à un signal d'entrée devra être anticipée et les signaux devront être appliqués en avance afin de prendre en compte le délai.

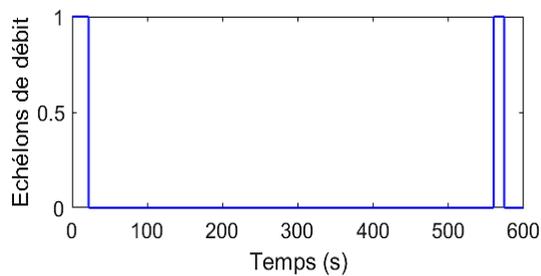
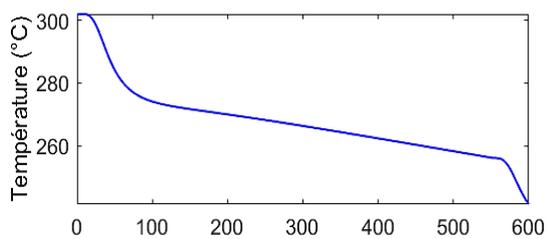
3.5 Approche utilisée pour paramétrer les modèles prédictifs à partir des mesures expérimentales

L'élément test a été excité de différentes manières afin d'obtenir des données représentatives du comportement thermique du bloc d'acier lors de son refroidissement. Pour certaines des données, la durée des périodes d'impacts et de non impacts des jets est restée constante durant la durée entière des expériences (cf. **Tableau VI-1**). Dans une autre expérience le bloc a été excité de manière aléatoire (cf. **Tableau VI-1**). Le bloc a aussi été refroidi de façon continu uniquement par de l'air (cf. **Tableau VI-1**) et en continu par une combinaison jets d'eau/air (cf. **Tableau VI-1**). Les résultats du refroidissement par l'approche tout ou rien classique ont aussi été exploités. Les vitesses de refroidissement choisies sont celles de $5\text{ }^{\circ}\text{C}\cdot\text{min}^{-1}$ (cf. **Figure VI-11a**), $10\text{ }^{\circ}\text{C}\cdot\text{min}^{-1}$ (cf. **Figure VI-11b**), $15\text{ }^{\circ}\text{C}\cdot\text{min}^{-1}$ (cf. **Figure VI-11c**), et $20\text{ }^{\circ}\text{C}\cdot\text{min}^{-1}$ (cf. **Figure VI-11d**).

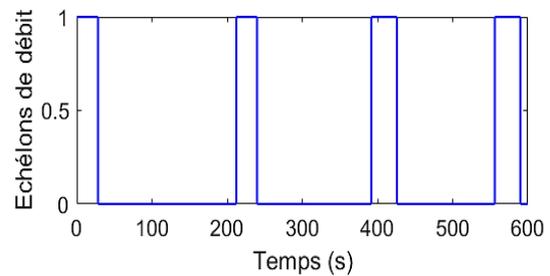
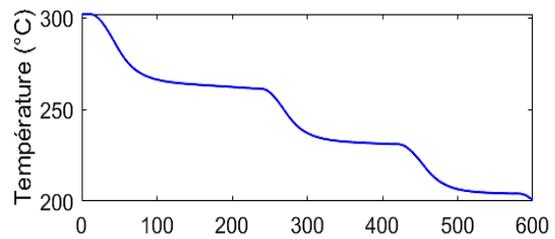
Les signaux d'entrées ont été transformés en forme binaire (0 et 1) qui représente la nature « tout ou rien » du refroidissement. Le 0 représente un refroidissement uniquement par de l'air ayant un débit de $350\text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$ soit une fermeture de la vanne d'arrivée d'eau alors que le 1 représente une combinaison d'un débit d'eau total de $0,6\text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$ alimentant les jets et d'un débit d'air de $350\text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$ soit une ouverture complète de la vanne d'arrivée d'eau). La raison du choix de ces débits a été évoquée dans la section précédente. Ces données expérimentales ont été utilisées à la fois pour créer les modèles prédictifs et pour valider la précision de prédiction de ces modèles.

Expérience	Description
R1	Durée de l'impact de 20 s
R2	Durée de l'impact de 40 s
R3	Durée de l'impact de 60 s
R4	Durée de l'impact aléatoire
R5	Refroidissement uniquement par de l'air (350 l.min^{-1})
R6	Refroidissement continu par une combinaison eau/air ($Q_e = 0,6 \text{ l.min}^{-1}$, $Q_a = 350 \text{ l.min}^{-1}$)
R7	Vitesse de refroidissement de $5 \text{ }^\circ\text{C.min}^{-1}$
R8	Vitesse de refroidissement de $10 \text{ }^\circ\text{C.min}^{-1}$
R9	Vitesse de refroidissement de $15 \text{ }^\circ\text{C.min}^{-1}$
R10	Vitesse de refroidissement de $20 \text{ }^\circ\text{C.min}^{-1}$

Tableau VI-1: Synthèse des expériences effectuées afin de créer et de valider les modèles prédictifs.



a)



b)

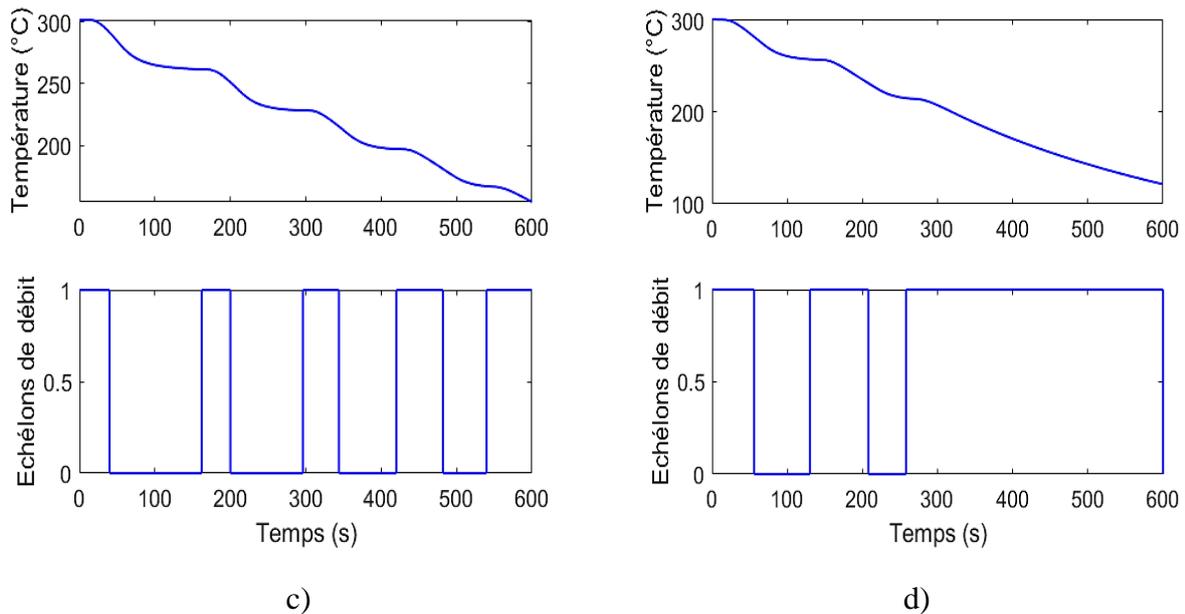


Figure VI-11: a) Vitesse de refroidissement de 5 °C.min⁻¹, b) Vitesse de refroidissement de 10 °C.min⁻¹, c) Vitesse de refroidissement de 15 °C.min⁻¹, d) Vitesse de refroidissement de 20 °C.min⁻¹.

Lors de la création d'un modèle prédictif, il y'a deux choix principaux à faire : le choix des résultats expérimentaux à utiliser pour déterminer les coefficients du modèle, et le choix des ordres du modèle. Ceci est illustré sur la **Figure VI-12**.

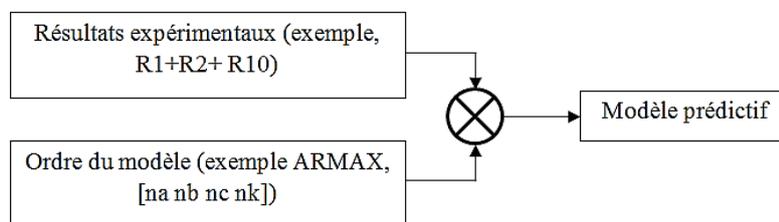


Figure VI-12: Illustration de l'étape d'apprentissage d'un modèle prédictif.

Les résultats expérimentaux choisis doivent permettre au modèle de reproduire, sur une plage raisonnable, des résultats pour différentes excitations susceptibles d'être utilisées pour contrôler le système en conditions usuels.

Les ordres du modèle doivent être optimisés pour avoir une bonne précision du modèle. Augmenter l'ordre d'un modèle prédictif augmentera sa précision d'estimation en dépit de sa précision de prédiction. Vu que l'application souhaitée des modèles est de faire de la prédiction, il est donc important de paramétrer les modèles de sorte à avoir le plus de précision prédictive possible. Dans la prochaine section, la procédure d'optimisation des

ordres des modèles et le choix des résultats expérimentaux utilisés pour l'apprentissage des modèles sont présentés.

3.6 Optimisation des ordres des modèles prédictifs et validation des modèles créés

3.6.1 Optimisation des ordres des modèles prédictifs

Pendant la phase d'apprentissage des modèles prédictifs, trois résultats expérimentaux ont été choisis; les résultats R4 (refroidissement continu avec de l'air uniquement), R5 (refroidissement continu par une combinaison jets d'eau/air) et R6 (déclenchement aléatoire des jets d'eau) qui représentent respectivement l'excitation minimum, maximum et aléatoire du système. En choisissant des mesures pour faire paramétrer les modèles, un équilibre entre la flexibilité du modèle et la précision du modèle doit être trouvé. Plus on augmente le nombre d'expériences, plus on gagne en flexibilité en dépit de la précision. Ces choix ont été faits afin de donner aux modèles à la fois une bonne flexibilité et une précision sur la plage des mesures faites.

L'approche utilisée pour optimiser les modèles a été de retrouver les valeurs des ordres des modèles qui minimisent la valeur de l'écart quadratique (RMC) entre les températures mesurées et des températures prédites pour toutes les expériences de validation exploitées (cf. **Figure VI-13**). Toutes les combinaisons des valeurs des ordres (10000 pour le modèle ARMAX et 11560 pour la fonction de transfert) ont été testés afin de retrouver la combinaison qui minimisait le plus la valeur de la RMC. Les résultats expérimentaux autres que ceux utilisés pour l'apprentissage des modèles ont été utilisés afin d'optimiser la précision prédictive des modèles.

$$\text{Numérotation des expériences de validation (n)} = \begin{bmatrix} 1 & 2 & 3 & 4 & 5 & 6 & 7 \\ \downarrow & \downarrow & \downarrow & \downarrow & \downarrow & \downarrow & \downarrow \\ R1 & R2 & R3 & R7 & R8 & R9 & R10 \end{bmatrix}$$

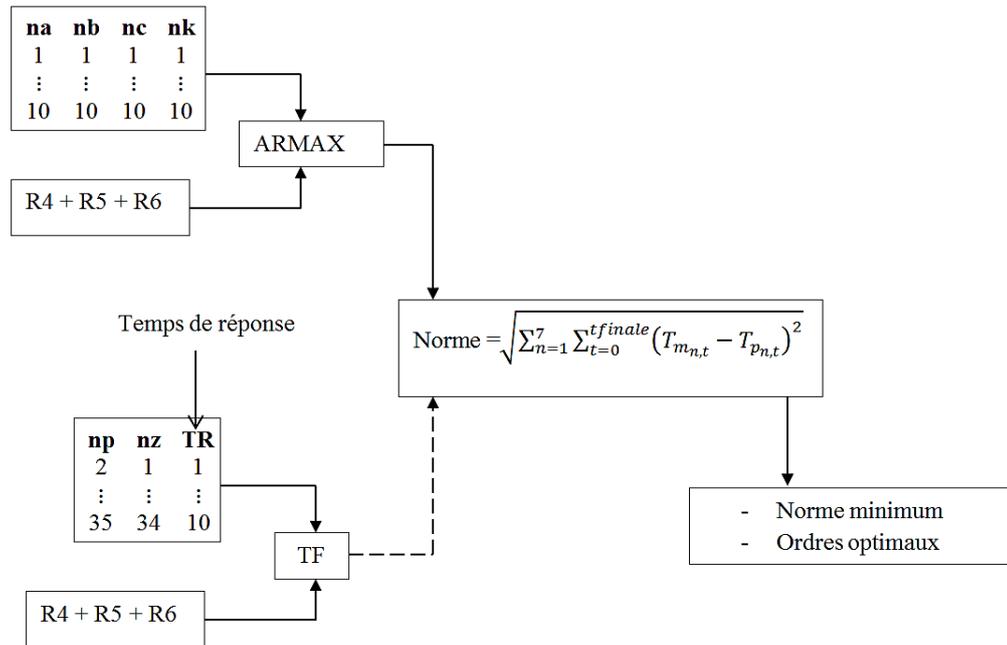


Figure VI-13: Procédure d'optimisation des modèles.

Les ordres optimaux retrouvés pour le modèle ARMAX sont de [7 5 4 3] alors que les ordres optimaux retrouvés pour la fonction de transfert sont de [35 34 10].

3.6.2 Validation des modèles créés

Les précisions d'estimation et de prédiction des modèles paramétrés ont été testées en appliquant les modèles sur les résultats expérimentaux prévus pour cet effet (R4, R5 et R6). Afin de tester la précision d'estimation des modèles, les modèles ont été utilisés pour estimer les mesures expérimentales exploitées pendant leur création tandis que pour évaluer la précision de prédiction des modèles, ils ont été utilisés pour estimer les 7 autres mesures expérimentales qui n'ont pas servi de source de données pour alimenter les modèles. La **Figure VI-14** illustre la précision d'estimation du modèle ARMAX alors que la **Figure VI-15** nous illustre la précision de prédiction du modèle ARMAX. On remarque sur ces graphiques que la précision du modèle est satisfaisante.

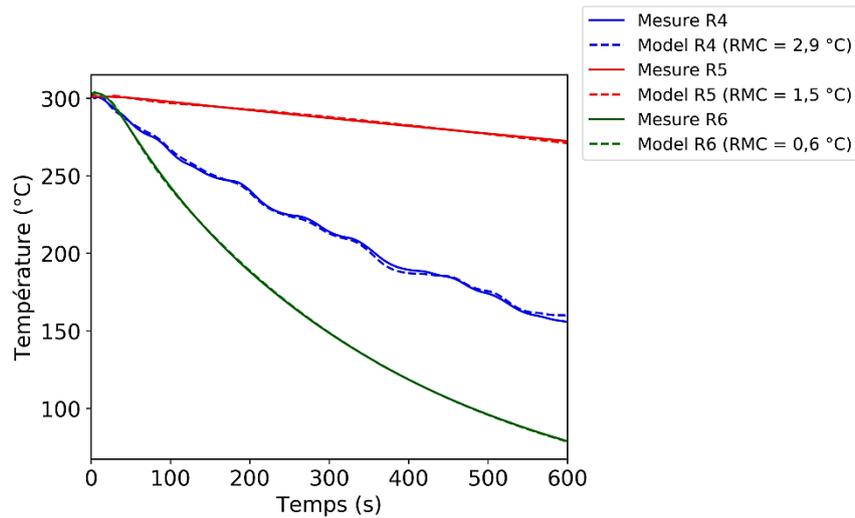


Figure VI-14: Évaluation de la précision d'estimation du modèle ARMAX.

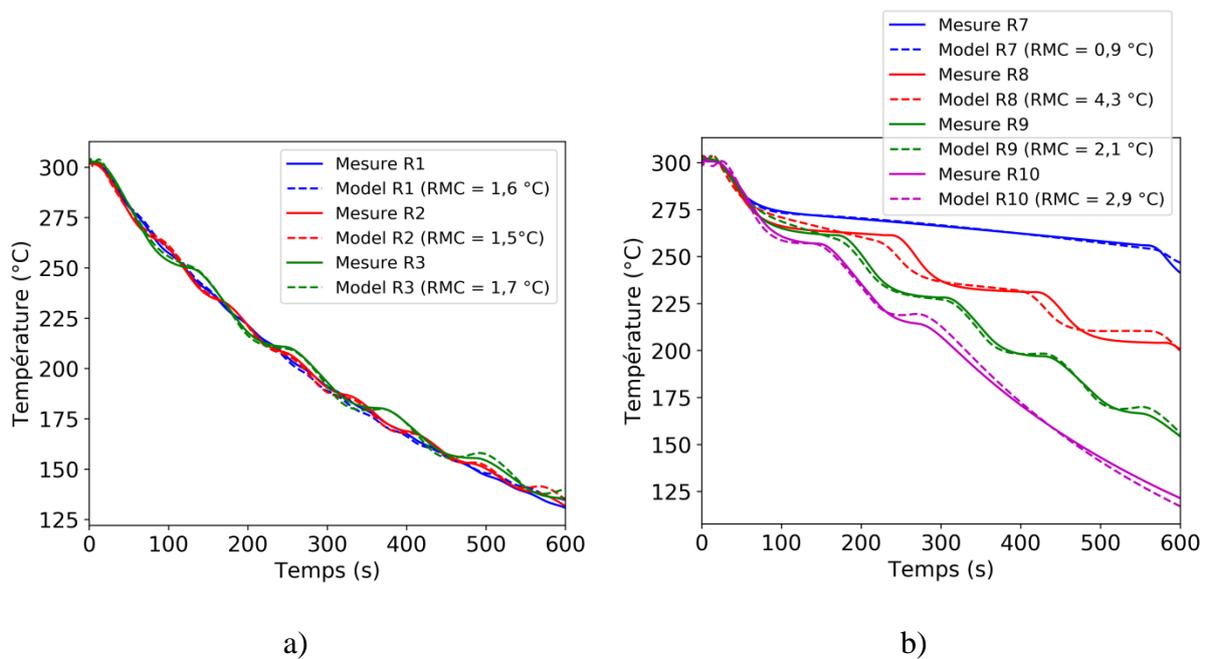


Figure VI-15 : Évaluation de la précision de prédiction du modèle ARMAX, a) Expériences R1 à R3, b) Expériences R7 à R10.

Les mêmes analyses ont été faites pour la fonction de transfert et le graphique **Figure VI-16** nous montre sa prédiction d'estimation alors que la **Figure VI-17** illustre sa précision de prédiction. On observe sur ces graphiques que la fonction de transfert est moins précise que le modèle ARMAX.

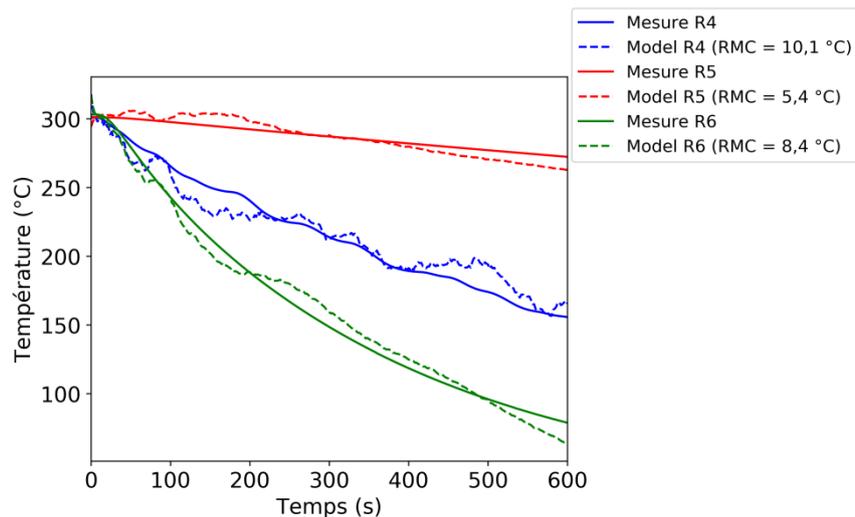


Figure VI-16 : Évaluation de la précision d'estimation de la fonction de transfert.

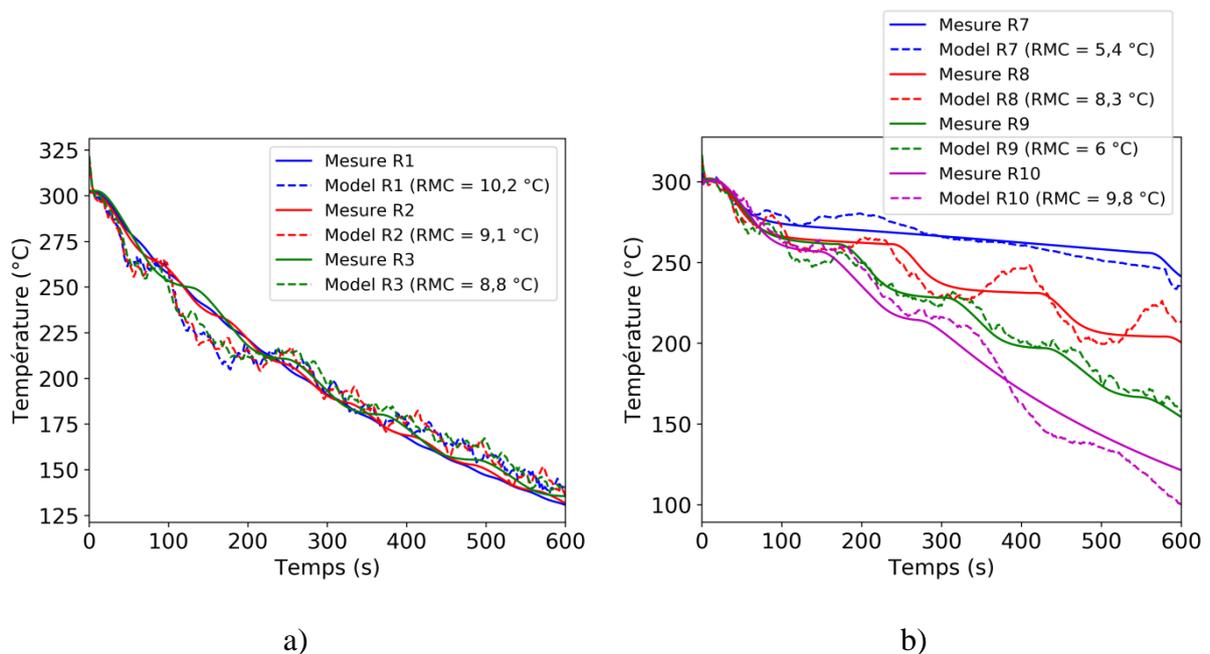


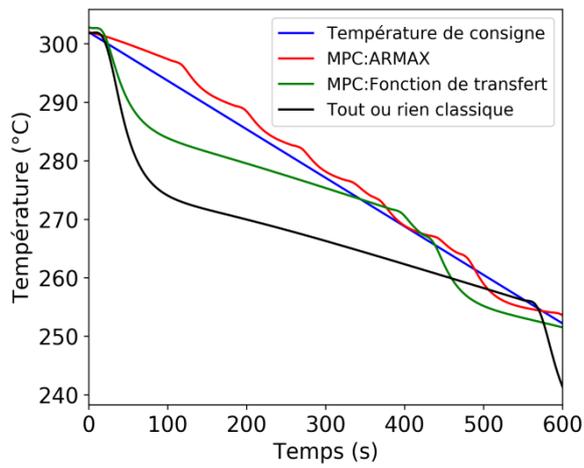
Figure VI-17: Validation de la précision de prédiction de la fonction de transfert, a) Expériences R1 à R3, b) Expériences R7 à R10.

Ces résultats nous montrent que le modèle ARMAX arrive à reproduire les mesures expérimentales de manière plus précise que la fonction de transfert.

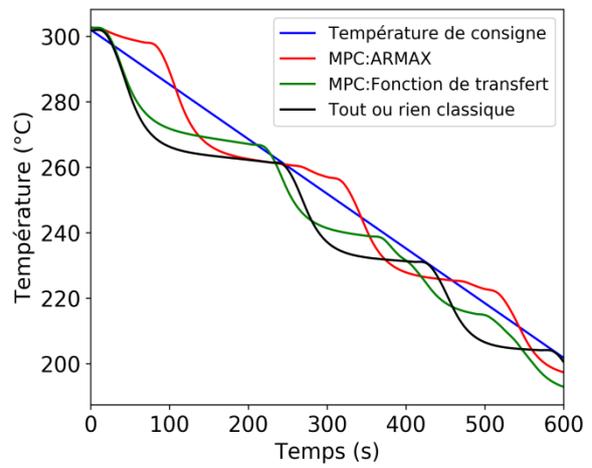
3.7 Application du MPC sur l'élément test

Les modèles développés par l'approche décrite dans les sections précédentes ont été appliqués sur l'élément test pour le refroidir de manière autonome. Les résultats expérimentaux obtenus avec les deux modèles prédictifs sont comparés à ceux obtenus avec l'approche de refroidissement tout ou rien classique pour des vitesses de refroidissement de $5 \text{ } ^\circ\text{C}\cdot\text{min}^{-1}$, $10 \text{ } ^\circ\text{C}\cdot\text{min}^{-1}$, $15 \text{ } ^\circ\text{C}\cdot\text{min}^{-1}$, $20 \text{ } ^\circ\text{C}\cdot\text{min}^{-1}$ et $25 \text{ } ^\circ\text{C}\cdot\text{min}^{-1}$ illustrées sur les

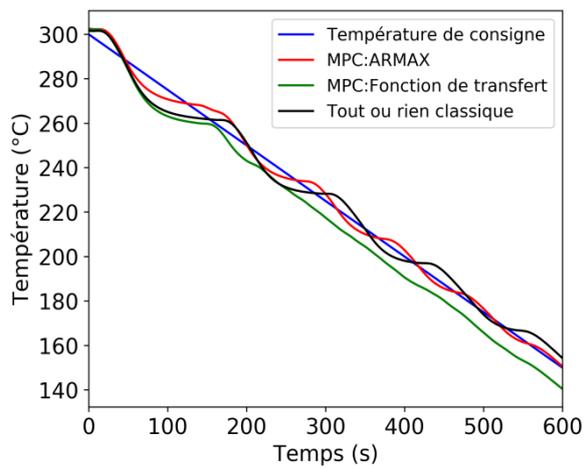
Figure VI-18a, Figure VI-18b, Figure VI-18c, Figure VI-18d et Figure VI-18e respectivement.



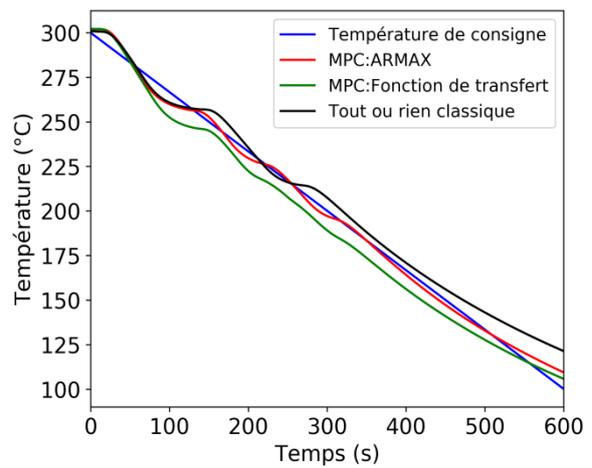
a)



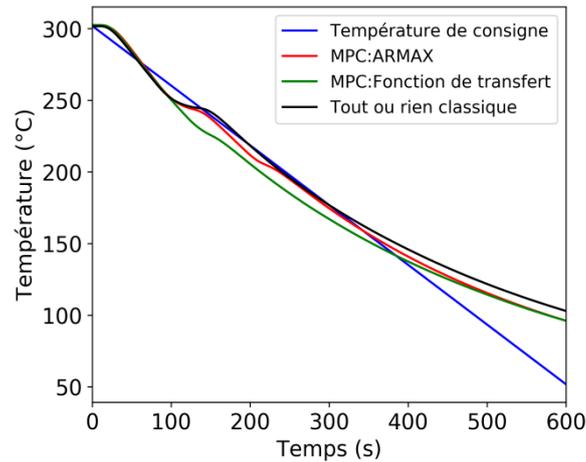
b)



c)



d)



e)

Figure VI-18: Comparaison de la précision des modèles pour différentes vitesses de refroidissement, a) $5\text{ }^{\circ}\text{C}\cdot\text{min}^{-1}$, b) $10\text{ }^{\circ}\text{C}\cdot\text{min}^{-1}$, c) $15\text{ }^{\circ}\text{C}\cdot\text{min}^{-1}$, d) $20\text{ }^{\circ}\text{C}\cdot\text{min}^{-1}$, e) $25\text{ }^{\circ}\text{C}\cdot\text{min}^{-1}$.

Les écarts quadratiques moyens (RMC) entre les températures de consigne et les températures mesurées pour les différents modèles et les différentes consignes imposées sont illustrées sur la **Figure VI-19**. On observe une amélioration de la précision de l'évolution de la température moyenne de la surface supérieure de l'élément test par rapport aux vitesses de refroidissement (consigne) imposées quand on utilise un MPC avec le modèle prédictif ARMAX. Par contre, quand on utilise le MPC avec la fonction de transfert, la régulation de la vitesse de refroidissement est moins précise par rapport au modèle ARMAX. Ces résultats révèlent que l'efficacité de la commande prédictive est dépendante de la précision du modèle prédictif utilisé.

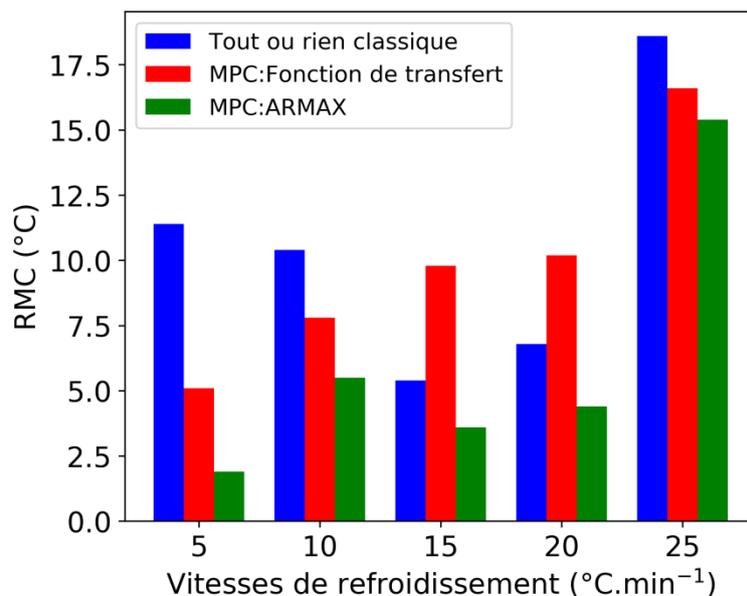


Figure VI-19: Valeurs de la RMC pour différentes vitesses de refroidissement et pour différentes approches de refroidissement autonome.

3.8 Conclusion intermédiaire

Afin de contrôler la vitesse de refroidissement de l'élément test de manière autonome et précise, la commande prédictive (MPC) a été appliquée. Deux modèles prédictifs ayant des modes de fonctionnement différents ont été utilisés lors de l'assemblage du MPC. Les résultats obtenus avec les deux modèles prédictifs et avec l'algorithme tout ou rien sans MPC ont été comparés. Pour la plupart des consignes imposées, le MPC avec le modèle prédictif ARMAX a amélioré la précision de $\geq 34\%$ sauf pour la consigne la plus élevée de $25\text{ }^{\circ}\text{C}\cdot\text{min}^{-1}$ avec laquelle on obtient une amélioration de la valeur de la RMC de 18% . Par contre, le MPC avec la fonction de transfert comme modèle prédictif a été moins efficace par rapport au modèle ARMAX mais plus performant par rapport à l'algorithme de pilotage de tout ou rien sans MPC.

4. Conclusion

Dans le but de refroidir l'élément test automatiquement, deux approches ont été testées. La première, plus simpliste, consiste à appliquer un algorithme qui règle l'ouverture de la vanne pour eau en fonction de la différence de la température entre la consigne imposée et la température mesurée en temps réel. La deuxième, plus complexe, consiste à faire usage d'un MPC avec un modèle prédictif construit à partir de mesures expérimentales représentatives de la dynamique du système contrôlé. La difficulté rencontrée avec la première approche est le fait qu'avec cet algorithme, le temps de réponse de l'élément test n'est pas pris en compte. Pour cette raison, les mesures ont tendance à se décrocher de la consigne imposée dû au fait que la vanne pour l'eau est souvent fermée tardivement. Par contre, avec la deuxième approche, la dynamique du système est prise en compte, permettant au modèle d'anticiper les décrochages des mesures de la consigne imposée et d'agir en avance. Les deux approches ont été efficaces mais une meilleure précision de régulation a été obtenue avec le MPC.

Un autre point à noter est le fait que lorsqu'il n'y a pas de changement d'état de l'eau dans le canal de refroidissement de l'élément test, il arrive un moment où la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test n'arrive plus à suivre celle de la consigne imposée en raison de l'insuffisance de la densité de flux thermique au niveau du canal.

VII Conclusion générale et perspectives

Lors de la mise en forme des composites thermoplastiques, les propriétés mécaniques et thermophysiques du matériau formé dépendent du cycle thermique qu'il traverse pendant son formage. Le cycle thermique typique est de chauffer le matériau, maintenir sa température pour une certaine durée, et ensuite le refroidir. Le maintien de l'homogénéité thermique et le contrôle de la pente de refroidissement du moule <<outillage>> pendant la mise en forme du matériau est essentiel pour assurer une bonne qualité de la pièce formée. Dans le cadre de ces travaux de thèse, les problématiques liées à la phase de refroidissement ont été traitées. Les problématiques principales étant l'hétérogénéité thermique le long des canaux de refroidissement et la difficulté liée au contrôle précis de la vitesse de refroidissement de l'outillage lorsque la température de mise en forme du matériau est relativement élevée (plus de 250 °C). La cause principale de ces deux problématiques est le changement d'état de l'eau qui est le fluide caloporteur de préférence pour le refroidissement des moules. Ce changement d'état de l'eau provoque la création de poches de vapeur qui ralentissent les transferts thermiques au niveau des parois des canaux de refroidissement. La distribution non uniforme de ces poches de vapeur le long des canaux avec la phase liquide dominante à leurs entrées et la phase gazeuse dominante à leurs sorties mène à un refroidissement hétérogène des moules dans le sens d'écoulement du fluide. De plus, la vitesse de refroidissement du moule est contrôlée par les différents régimes d'ébullition traversés par l'eau qui sont tous associés à des coefficients d'échange différents. L'approche explorée dans cette thèse a été d'utiliser une combinaison de multiples jets impactants et un écoulement d'air transverse dans le but de limiter l'hétérogénéité de la distribution des phases du fluide le long des canaux et de nous permettre de contrôler plus précisément la quantité d'eau utilisée au cours du refroidissement. L'objectif principal étant d'assurer une homogénéité thermique de la surface moulante dans le sens de l'écoulement et de précisément contrôler sa vitesse de refroidissement.

Dû à la nature opaque de l'acier, il est impossible d'observer les phénomènes qui se produisent dans les canaux de refroidissement percés dans les outillages. Pour cette raison, des études qualitatives préliminaires portant sur l'analyse des phénomènes physiques présents lors de l'interaction entre des jets impactants et un écoulement d'air transverse ont été menées dans des conditions nous permettant d'observer les phénomènes. Des études de visualisation des phénomènes suivies par des études thermiques avec et sans changement d'état de l'eau ont été effectuées. Le but étant d'obtenir des informations nous permettant de mieux dimensionner le banc expérimental principal et d'interpréter quelques résultats obtenus sur celui-ci. Ces études ont été accompagnées des études numériques afin d'obtenir d'avantages d'informations pour aider au dimensionnement du banc expérimental.

Le banc expérimental principal exploité dans ces travaux de thèse, constitué d'un bloc d'acier finement instrumenté avec un canal percé en son centre a été dimensionné de sorte à être représentatif d'une section de moule typique. Nombreux thermocouples ont été placés sur sa surface supérieure qui représente ici la surface moulante d'un moule. Ces thermocouples

nous ont permis d'analyser le champ de température sur la surface dans l'intention d'évaluer son homogénéité thermique et de calculer sa vitesse de refroidissement. La technique de refroidissement par multiples jets d'eau impactants et un écoulement d'air transverse a été appliqué sur cet outillage afin de le refroidir de façon homogène et de contrôler sa vitesse de refroidissement.

Les résultats obtenus nous ont montré qu'avec cette approche de refroidissement, il était possible d'assurer un refroidissement homogène dans le sens d'écoulement des fluides avec un écart de température moyen de $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ et un écart de température maximum de $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ sous quelques conditions d'écoulement des fluides caloporteur. L'outillage a été refroidi d'une température initiale de $300\text{ }^{\circ}\text{C}$. La **Figure VII-1** nous montre l'image d'un moule de mise en forme de composites thermoplastiques appartenant au partenaire industriel (IRT Jules verne). Les températures moyennes des surfaces supérieure et inférieure mesurées au cours d'un cycle de cuisson sont illustrées sur la **Figure VII-2a** alors que la **Figure VII-2b** illustre l'évolution des écarts de température maximums sur les surfaces supérieure et inférieure au cours du cycle de cuisson. Le débit d'eau utilisé pendant l'essai est de 6 l.min^{-1} par canal et on observe sur la **Figure VII-2a** que la température de l'outillage avant l'enclenchement du refroidissement est d'environ $280\text{ }^{\circ}\text{C}$, une valeur similaire à celle utilisée pendant la thèse. Ce moule a été refroidi par l'approche classique d'écoulement diphasique de l'eau dans des canaux cylindriques connectés en parallèle. Pendant la phase de refroidissement, on remarque que l'écart de température maximum augmente de $27\text{ }^{\circ}\text{C}$ sur la partie inférieure du moule et de $14\text{ }^{\circ}\text{C}$ sur la partie supérieure du moule. Des valeurs qui sont supérieures au meilleur résultat de $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ obtenu dans la thèse.

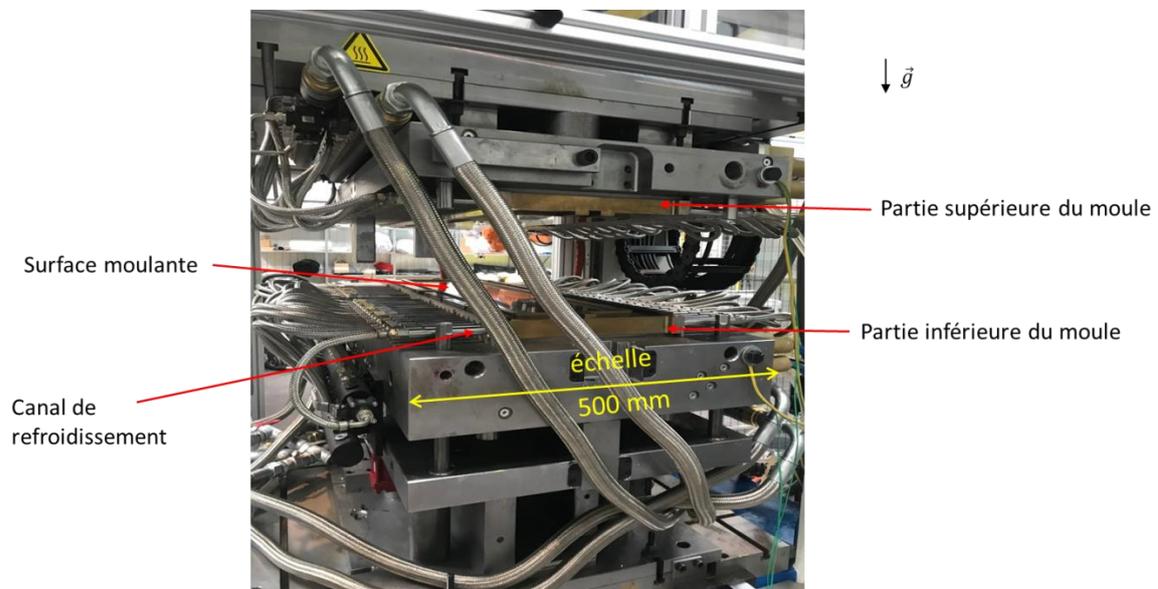
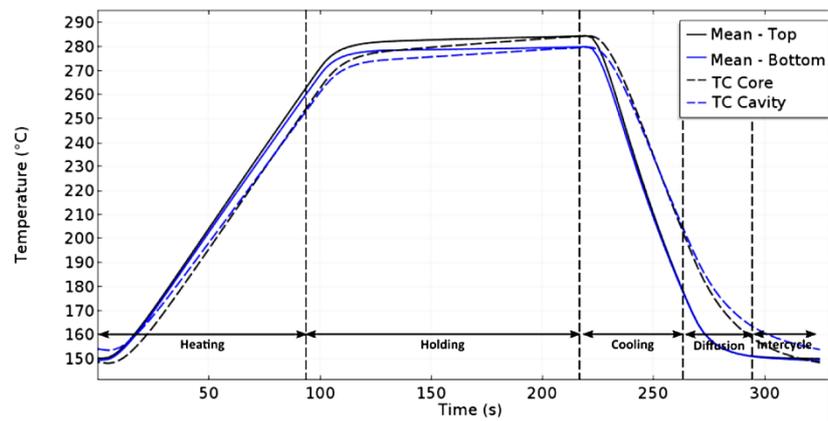
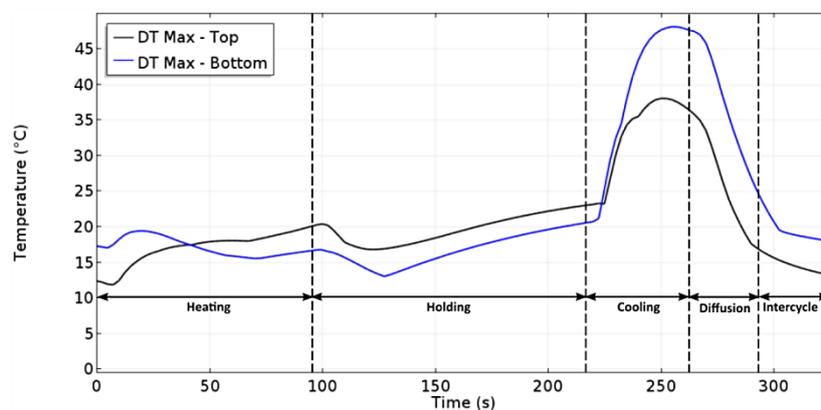


Figure VII-1 : Moule de mise en forme des composites thermoplastiques Roctool®.



a)



b)

Figure VII-2 : a) Évolution des températures moyennes des surfaces supérieure et inférieure du moule pendant un cycle de cuisson, b) Évolution des écarts de température maximum des surfaces supérieure et inférieure du moule pendant un cycle de cuisson.

En plus de l'optimisation de l'homogénéité thermique de la surface moulante de l'outillage, des méthodes pour précisément contrôler la vitesse de refroidissement de la surface ont été testées. Les deux méthodes se sont avérées efficaces, mais ayant des différents niveaux de précision. La première méthode, appelé l'approche de régulation tout ou rien classique consiste à utiliser un algorithme qui régule l'ouverture de la vanne pour eau en fonction de l'écart entre la température moyenne de la surface moulante et la température de consigne imposée. La deuxième méthode, consiste à appliquer la commande prédictive dans la régulation de la vitesse de refroidissement de l'outillage afin de prendre en compte son temps de réponse. Avec la première méthode, on arrive à piloter le refroidissement avec une précision moyenne sur la plage des vitesses de refroidissement testées de $\pm 8 \text{ }^\circ\text{C}$ par rapport à la consigne imposée alors qu'avec la deuxième méthode on obtient une précision moyenne de $\pm 4 \text{ }^\circ\text{C}$ par rapport à la consigne imposée. Des pentes de descente se situant entre 5 et $25 \text{ }^\circ\text{C}\cdot\text{min}^{-1}$ ont été testées. On peut donc affirmer qu'avec cette méthode de refroidissement, il est possible d'assurer un refroidissement homogène et contrôlé d'un outillage dans les conditions présentées. La courbe d'ébullition obtenue lors du refroidissement d'une paroi par multiples jets impactants et un écoulement d'air transverse est similaire à la courbe

d'ébullition typique présente dans la littérature. En plus, les ordres de grandeurs des densités de flux thermiques estimées durant un refroidissement par l'ébullition de l'eau se situent aussi dans la gamme de $0,1$ à 10 MW.m^{-2} trouvée dans la littérature.

Néanmoins, ces travaux nous laissent avec plusieurs perspectives à explorer dont la première est l'influence de l'orientation des jets sur le refroidissement. Dans notre cas, les jets ont été orientés à contre sens de la pesanteur. Il existe quelques études dans la bibliographie sur l'influence de l'orientation des sprays impactants sur leur performance thermique, par contre une étude portant sur l'influence de l'orientation des jets impactants sur les transferts thermiques n'a pas été trouvée dans la littérature. Il serait donc intéressant d'effectuer cette étude vu que les moules sont composé d'une partie supérieure et une partie inférieure. Une autre étude pertinente serait de se rapprocher encore plus des conditions industrielles en augmentant les dimensions de l'outillage et en augmentant le nombre de canaux de refroidissement. Ces études ont révélé que l'écoulement d'air pouvait accentuer les transferts thermiques en aval de l'écoulement. Il serait donc intéressant de voir si en augmentant les dimensions de l'outillage, l'homogénéité thermique de la surface moulante serait dégradée par ce phénomène. De plus, l'influence de la présence d'une pièce d'épaisseur standard sur la surface moulante sur son homogénéité thermique pourrait être étudiée. Finalement, pour des applications où la priorité est strictement le maintien d'une bonne homogénéité et où il n'y a pas de consigne sur la vitesse de refroidissement, l'usage de jets d'eau submergés pourrait être testé.

Les résultats de cette thèse font l'objet d'une application industrielle par l'entreprise LoireTech dans le cadre du projet MATCH piloté par l'IRT Jules Verne sur le refroidissement homogène et autonome du prototype d'un moule innovant utilisé pour le formage des thermoplastiques à forte épaisseur (30 mm). Les résultats issus de ces études pourront répondre à une partie des questions qui ont été posées.

Références:

- [1] Z. J. Gombos, P. McCutcheon, et L. Savage, « Thermo-mechanical behaviour of composite moulding compounds at elevated temperatures », *Composites Part B: Engineering*, vol. 173, p. 106921, 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.compositesb.2019.106921>.
- [2] X. Chen, Y. C. Lam, et D. Q. Li, « Analysis of thermal residual stress in plastic injection molding », *Journal of Materials Processing Technology*, vol. 101, n° 1, p. 275-280, 2000, doi: [https://doi.org/10.1016/S0924-0136\(00\)00472-6](https://doi.org/10.1016/S0924-0136(00)00472-6).
- [3] T.-H. Wang et W.-B. Young, « Study on residual stresses of thin-walled injection molding », *European Polymer Journal*, vol. 41, n° 10, p. 2511-2517, 2005, doi: <https://doi.org/10.1016/j.eurpolymj.2005.04.019>.
- [4] H. S. Park et X. P. Dang, « Design and Simulation-Based Optimization of Cooling Channels for Plastic Injection Mold », in *New Technologies*, Rijeka, 2012, doi: <https://doi.org/10.5772/32730>.
- [5] S. Yin, J. Zhang, L. Tong, Y. Yao, et L. Wang, « Experimental study on flow patterns for water boiling in horizontal heated tubes », *Chemical Engineering Science*, vol. 102, p. 577-584, oct. 2013, doi: [10.1016/j.ces.2013.08.026](https://doi.org/10.1016/j.ces.2013.08.026).
- [6] G. Tymen *et al.*, « Temperature mapping in a two-phase water-steam horizontal flow », *Experimental Heat Transfer*, vol. 31, n° 4, p. 317-333, 2018, doi: [10.1080/08916152.2017.1410505](https://doi.org/10.1080/08916152.2017.1410505).
- [7] I. Mudawar, « Assessment of high-heat-flux thermal management schemes », *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, vol. 24, n° 2, p. 122-141, juin 2001, doi: [10.1109/6144.926375](https://doi.org/10.1109/6144.926375).
- [8] W. L. Cheng, W. W. Zhang, H. Chen, et L. Hu, « Spray cooling and flash evaporation cooling: The current development and application », *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 55, p. 614-628, mars 2016, doi: [10.1016/j.rser.2015.11.014](https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.11.014).
- [9] N. Connor, « What is Film Boiling - Definition », *Thermal Engineering*, mai 22, 2019. <https://www.thermal-engineering.org/what-is-film-boiling-definition/> (consulté le juill. 20, 2020).
- [10] R. D. López-García, F. A. García-Pastor, A. Maldonado-Reyes, M. A. Jiménez-Gómez, et J. A. Rodríguez-García, « Analysis of the effect of immersion rate on the distortion and residual stresses in quenched SAE 5160 steel using FEM », *Journal of*

- Materials Research and Technology*, vol. 8, n° 6, p. 5557-5571, nov. 2019, doi: 10.1016/j.jmrt.2019.09.024.
- [11] I. Mudawar et T. M. Anderson, « Parametric Investigation Into the Effects of Pressure, Subcooling, Surface Augmentation and Choice of Coolant on Pool Boiling in the Design of Cooling Systems for High-Power-Density Electronic Chips », *J. Electron. Packag*, vol. 112, n° 4, p. 375-382, déc. 1990, doi: 10.1115/1.2904392.
- [12] T. C. Willingham et I. Mudawar, « Forced-convection boiling and critical heat flux from a linear array of discrete heat sources », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 35, n° 11, p. 2879-2890, nov. 1992, doi: 10.1016/0017-9310(92)90308-F.
- [13] T. C. Willingham et I. Mudawar, « Channel height effects on forced-convection boiling and critical heat flux from a linear array of discrete heat sources », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 35, n° 8, p. 1865-1880, août 1992, doi: 10.1016/0017-9310(92)90190-4.
- [14] C. O. Gersey, T. C. Willingham, et I. Mudawar, « Design Parameters and Practical Considerations in the Two-Phase Forced-Convection Cooling of Multi-Chip Modules », *J. Electron. Packag*, vol. 114, n° 3, p. 280-289, sept. 1992, doi: 10.1115/1.2905452.
- [15] C. O. Gersey et I. Mudawar, « Effects of Orientation on Critical Heat Flux From Chip Arrays During Flow Boiling », *J. Electron. Packag*, vol. 114, n° 3, p. 290-299, sept. 1992, doi: 10.1115/1.2905453.
- [16] C. O. Gersey et I. Mudawar, « Orientation Effects on Critical Heat Flux From Discrete, In-Line Heat Sources in a Flow Channel », *J. Heat Transfer*, vol. 115, n° 4, p. 973-985, nov. 1993, doi: 10.1115/1.2911394.
- [17] R. J. Simoneau, F. F. Simon, et L. R. Center, « A visual study of velocity and buoyancy effects on boiling nitrogen », National Aeronautics and Space Administration, 1966.
- [18] W. R. Gambil, « Burnout in boiling heat transfer-Part II: Subcooled forced-convection systems. », *Nuclear Safety*, vol. 9, p. 467-480, 1968.
- [19] K. Mishima et H. Nishihara, « The effect of flow direction and magnitude on CHF for low pressure water in thin rectangular channels », *Nuclear Engineering and Design*, vol. 86, n° 2, p. 165-181, mai 1985, doi: 10.1016/0029-5493(85)90221-3.
- [20] S. A. Kovalev, « Burnout (Forced Convection) ». <http://www.thermopedia.com/content/605/> (consulté le févr. 08, 2019).

- [21] J. R. Barbosa Jr., L. W. Cheah, et G. F. Hewitt, « Flow boiling of water in a vertical tube at sub-atmospheric pressures », *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, vol. 29, n° 4, p. 401-409, 2007.
- [22] G. F. Hewitt, « Deviations from classical behaviour in vertical channel convective boiling », *MST*, vol. 13, n° 3 & 4, 2001, doi: 10.1615/MultScienTechn.v13.i3-4.60.
- [23] A. Fletcher, « Steam Quality in the Rossi/Focardi eCAT »: http://lenr.qumbu.com/rossi_ecat_steam_v410B.php (consulté le févr. 08, 2019).
- [24] D. B. Tuckerman et R. F. W. Pease, « High-performance heat sinking for VLSI », *IEEE Electron Device Letters*, vol. 2, n° 5, p. 126-129, mai 1981, doi: 10.1109/EDL.1981.25367.
- [25] M. B. Bowers et I. Mudawar, « High flux boiling in low flow rate, low pressure drop mini-channel and micro-channel heat sinks », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 37, n° 2, p. 321-332, janv. 1994, doi: 10.1016/0017-9310(94)90103-1.
- [26] M. B. Bowers et I. Mudawar, « Two-Phase Electronic Cooling Using Mini-Channel and Micro-Channel Heat Sinks: Part 1—Design Criteria and Heat Diffusion Constraints », *J. Electron. Packag*, vol. 116, n° 4, p. 290-297, déc. 1994, doi: 10.1115/1.2905700.
- [27] M. B. Bowers et I. Mudawar, « Two-Phase Electronic Cooling Using Mini-Channel and Micro-Channel Heat Sinks: Part 2—Flow Rate and Pressure Drop Constraints », *J. Electron. Packag*, vol. 116, n° 4, p. 298-305, déc. 1994, doi: 10.1115/1.2905701.
- [28] A. P. Ornatski et L. S. Vinyarskii, « Heat Transfer Crisis in A Forced Flow of Underheated Water in Small-Bore Tubes », *High Temperature 3*, vol. 3, n° 3, p. 400-406, 1965.
- [29] R. D. Boyd, « Subcooled Water Flow Boiling Experiments under Uniform High Heat Flux Conditions », *Fusion Technology*, vol. 13, n° 1, p. 131-142, janv. 1988, doi: 10.13182/FST88-A25090.
- [30] R. D. Boyd, « Subcooled Water Flow Boiling at 1.66 MPa under Uniform High Heat Flux Conditions », *Fusion Technology*, vol. 16, n° 3, p. 324-330, nov. 1989, doi: 10.13182/FST89-A29124.
- [31] G. P. Celata, M. Cumo, et A. Mariani, « Burnout in highly subcooled water flow boiling in small diameter tubes », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 36, n° 5, p. 1269-1285, janv. 1993, doi: 10.1016/S0017-9310(05)80096-1.

- [32] C. L. Vandervort, A. E. Bergles, et M. K. Jensen, « An experimental study of critical heat flux in very high heat flux subcooled boiling », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 37, n° 1, p. 161-173, mars 1994, doi: 10.1016/0017-9310(94)90019-1.
- [33] H. Martin, « Heat and Mass Transfer between Impinging Gas Jets and Solid Surfaces », in *Advances in Heat Transfer*, vol. 13, J. P. Hartnett et T. F. Irvine, Éd. Elsevier, 1977, p. 1-60.
- [34] B. W. Webb et C.-F. Ma, « Single-Phase Liquid Jet Impingement Heat Transfer », in *Advances in Heat Transfer*, vol. 26, J. P. Hartnett et T. F. Irvine, Éd. Elsevier, 1995, p. 105-217.
- [35] P. Marty, « Le Refroidissement par Jets Fluides : Bilan des Recherches et Applications Récentes », in *10es Journées Internationales de Thermique*, Grenoble, France, sept. 2001, p. 193-200, Consulté le: juill. 16, 2020. [En ligne]. Disponible sur: <https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-00265735>.
- [36] J. Vejrazka, P. Marty, et V. Sobolik, « Heat transfer experiments in a submerged impinging round jet using liquid crystal thermometry », Thessaloniki, Greece, sept. 2001, Consulté le: févr. 11, 2019. [En ligne]. Disponible sur: <https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-00265733>.
- [37] D. Liepmann et M. Gharib, « The role of streamwise vorticity in the near-field entrainment of round jets », *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 245, p. 643-668, déc. 1992, doi: 10.1017/S0022112092000612.
- [38] J. Lee et S.-J. Lee, « The effect of nozzle aspect ratio on stagnation region heat transfer characteristics of elliptic impinging jet », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 43, n° 4, p. 555-575, févr. 2000, doi: 10.1016/S0017-9310(99)00167-2.
- [39] P. Grenson, « Experimental characterisation and numerical simulations of a hot impinging jet », Theses, Institut Supérieur de l'Aéronautique et de l'Espace (ISAE), 2016.
- [40] J. Lee et S.-J. Lee, « The effect of nozzle configuration on stagnation region heat transfer enhancement of axisymmetric jet impingement », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 43, n° 18, p. 3497-3509, sept. 2000, doi: 10.1016/S0017-9310(99)00349-X.

- [41] X. T. Trinh, M. Fénot, et E. Dorignac, « The effect of nozzle geometry on local convective heat transfer to unconfined impinging air jets », *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 70, p. 1-16, janv. 2016, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2015.08.006.
- [42] P. Brevet, E. Dorignac, et J. J. Vullierme, « Mach Number Effect On Jet Impingement Heat Transfer », *Annals of the New York Academy of Sciences*, vol. 934, n° 1, p. 409-416, 2001, doi: 10.1111/j.1749-6632.2001.tb05877.x.
- [43] A. Beitelmal, I. A. Saad, et C. D. Patel, « Effects of surface roughness on the average heat transfer of an impinging air jet », *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 27, n° 1, p. 1-12, janv. 2000, doi: 10.1016/S0735-1933(00)00079-8.
- [44] S. Marzouk khairallah et N. Hnaïen, « Experimental Study of an Acoustically Excited Plane Jet at Low Reynolds Numbers », *Journal of Applied Fluid Mechanics*, vol. 12, n° 2, p. 527-537, 2019, doi: 10.29252/jafm.12.02.29113.
- [45] Y. Zhou, G. Lin, X. Bu, L. Bai, et D. Wen, « Experimental study of curvature effects on jet impingement heat transfer on concave surfaces », *Chinese Journal of Aeronautics*, vol. 30, n° 2, p. 586-594, avr. 2017, doi: 10.1016/j.cja.2016.12.032.
- [46] D. H. Wolf, F. P. Incropera, et R. Viskanta, « Jet Impingement Boiling », in *Advances in Heat Transfer*, vol. 23, J. P. Hartnett et T. F. Irvine, Éd. Elsevier, 1993, p. 1-132.
- [47] E. K. Kalinin, I. I. Berlin, et V. V. Kostyuk, « Film-Boiling Heat Transfer », in *Advances in Heat Transfer*, vol. 11, T. F. Irvine et J. P. Hartnett, Éd. Elsevier, 1975, p. 51-197.
- [48] E. K. Kalinin, I. I. Berlin, et V. V. Kostyuk, « Transition Boiling Heat Transfer », in *Advances in Heat Transfer*, vol. 18, J. P. Hartnett et T. F. Irvine, Éd. Elsevier, 1987, p. 241-323.
- [49] M. Molana et S. Banooni, « Investigation of Heat Transfer Processes Involved Liquid Impingement Jets: A Review », *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, vol. 30, n° 3, p. 413-435, 2013, doi: 10.1590/S0104-66322013000300001.
- [50] X. Liu, V. Lienhard J. H., et J. S. Lombarda, « Convective Heat Transfer by Impingement of Circular Liquid Jets », *J. Heat Transfer*, vol. 113, n° 3, p. 571-582, août 1991, doi: 10.1115/1.2910604.
- [51] Z. Liu, « Experiments and mathematical modelling of controlled runout table cooling in a hot rolling mill », Master thesis, University of British Columbia, Vancouver, Canada, 2001.

- [52] T. Ochi, S. Nakanishi, et M. Kaji, « Cooling of a hot plate with an impinging circular water jet », Amsterdam, B.V., 1984, vol. 1, p. 671-681.
- [53] Á. T. Hauksson, « Experimental study of boiling heat transfer during water jet impingement on a hot steel plate », Master thesis, University of British Columbia, 2001.
- [54] S. Ishigai et S. Nakanishi, « Boiling heat transfer for a plane water jet impinging on a hot surface », Toronto, Canada, 1978, vol. 1, p. 445-450.
- [55] R. Colás et C. M. Sellars, « Computed temperature profiles of hot rolled plate and strip during accelerated cooling », Winnipeg, Canada, 1988, p. 121-130, doi: 10.1016/B978-0-08-035770-6.50013-1.
- [56] J. F. Evans, I. D. Roebuck, et H. R. Watkins, « Numerical modeling of hot strip mill runout table cooling », *Iron and Steel Engineer*, vol. 70, n° 1, p. 50-55, 1993.
- [57] M. M. Prieto, L. S. Ruíz, et J. A. Menéndez, « Thermal performance of numerical model of hot strip mill runout table », *Ironmaking & Steelmaking*, vol. 28, n° 6, p. 474-480, juill. 2001, doi: 10.1179/irs.2001.28.6.474.
- [58] R. Viskanta et F. P. Incropera, « Quenching With Liquid Jet Impingement », Hokkaido, Japan, oct. 1990, p. 455-476.
- [59] S. G. Lee, M. Kaviany, C.-J. Kim, et J. Lee, « Quasi-steady front in quench subcooled-jet impingement boiling: Experiment and analysis », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 113, p. 622-634, oct. 2017, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.05.081.
- [60] H. Sun, C. F. Ma, et W. Nakayama, « Local Characteristics of Convective Heat Transfer From Simulated Microelectronic Chips to Impinging Submerged Round Water Jets », *J. Electron. Packag*, vol. 115, n° 1, p. 71-77, mars 1993, doi: 10.1115/1.2909304.
- [61] S. G. Lee, M. Kaviany, et J. Lee, « Quench subcooled-jet impingement boiling: Two interacting-jet enhancement », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 126, p. 1302-1314, nov. 2018, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.05.113.
- [62] K. V. Jondhale, M. A. Wells, M. Militzer, et V. Prodanovic, « Heat Transfer during Multiple Jet Impingement on the Top Surface of Hot Rolled Steel Strip », *steel research international*, vol. 79, n° 12, p. 938-946, 2008, doi: 10.1002/srin.200806224.

- [63] S.-J. Chen, J. Kothari, et A. A. Tseng, « Cooling of a moving plate with an impinging circular water jet », *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 4, n° 3, p. 343-353, mai 1991, doi: 10.1016/0894-1777(91)90051-R.
- [64] N. Hatta, Y. Tanaka, H. Takuda, et J. Kokado, « A Numerical Study on Cooling Process of Hot Steel Plates by a Water Curtain », *ISIJ Int.*, vol. 29, n° 8, p. 673-679, août 1989, doi: 10.2355/isijinternational.29.673.
- [65] S. Kumagai, Y. Sano, T. Kamata, S. Suzuki, et R. Kubo, « Boiling Heat Transfer to an Impinged Jet in Cooling a Hot Metal Slab. », *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series B*, vol. 60, p. 609-613, 1994, doi: 10.1299/kikaib.60.609.
- [66] S. Kumagai, S. Suzuki, R. Kubo, et M. Kawazoe, « Transient Cooling of Hot Metal Plate with Impinging Water Jet. », *Heat Transfer-Japanese research*, vol. 24, p. 539-550, déc. 1995, doi: 10.1299/kikaib.61.3749.
- [67] Y. Mitsutake et M. Monde, « Heat transfer during transient cooling of high temperature surface with an impinging jet », *Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 37, p. 321-328, janv. 2001, doi: 10.1007/s002310000141.
- [68] S.-J. Chen et A. A. Tseng, « Spray and jet cooling in steel rolling », *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 13, n° 4, p. 358-369, déc. 1992, doi: 10.1016/0142-727X(92)90006-U.
- [69] D. E. Hall, F. P. Incropera, et R. Viskanta, « Jet Impingement Boiling From a Circular Free-Surface Jet During Quenching: Part 1—Single-Phase Jet », *J. Heat Transfer*, vol. 123, n° 5, p. 901-910, mars 2001, doi: 10.1115/1.1389061.
- [70] I. Filipovic, F. Incropera, et R. Viskanta, « Quenching Phenomena Associated with a Water Wall Jet: I. Transient Hydrodynamic and Thermal Conditions », *Experimental Heat Transfer*, vol. 8, n° 2, p. 97-117, avr. 1995, doi: 10.1080/08916159508946494.
- [71] J. Filipovic, F. Incropera, et R. Viskanta, « Quenching Phenomena Associated with a Water Wall Jet: II. Comparison of Experimental and Theoretical Results for the Film Boiling Region », *Experimental Heat Transfer*, vol. 8, n° 2, p. 119-130, avr. 1995, doi: 10.1080/08916159508946495.
- [72] J. Filipovic, F. P. Incropera, et R. Viskanta, « Rewetting Temperatures and Velocity in a Quenching Experiment », *Experimental Heat Transfer*, vol. 8, n° 4, p. 257-270, oct. 1995, doi: 10.1080/08916159508946505.

- [73] H. Robidou, H. Auracher, P. Gardin, et M. Lebouché, « Controlled cooling of a hot plate with a water jet », *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 26, n° 2, p. 123-129, juin 2002, doi: 10.1016/S0894-1777(02)00118-8.
- [74] H. Robidou, H. Auracher, P. Gardin, M. Lebouché, et L. Bogdanić, « Local heat transfer from a hot plate to a water jet », *Heat and Mass Transfer*, vol. 39, n° 10, p. 861-867, nov. 2003, doi: 10.1007/s00231-002-0335-6.
- [75] Q. Meng, « Experimental study of transient cooling of a hot steel plate by an impinging circular jet », Master thesis, University of British Columbia, 2002.
- [76] A. H. Nobari, V. Prodanovic, et M. Militzer, « Heat transfer of a stationary steel plate during water jet impingement cooling », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 101, p. 1138-1150, oct. 2016, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.05.108.
- [77] N. Karwa, L. Schmidt, et P. Stephan, « Hydrodynamics of quenching with impinging free-surface jet », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 55, n° 13, p. 3677-3685, juin 2012, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.02.035.
- [78] P. L. Woodfield, A. K. Mozumder, et M. Monde, « On the size of the boiling region in jet impingement quenching », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, n° 1, p. 460-465, janv. 2009, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.05.024.
- [79] C. Agrawal, R. Kumar, A. Gupta, et B. Chatterjee, « Rewetting and maximum surface heat flux during quenching of hot surface by round water jet impingement », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 55, n° 17, p. 4772-4782, août 2012, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.04.045.
- [80] M. Monde, « Burnout heat flux in saturated forced convection boiling with an impinging jet », *Heat Transfer-Japanese research*, vol. 9, p. 31-41, janv. 1980.
- [81] R. K. Sakhuja, F. S. Lazgin, et M. J. Owen, « Boiling heat transfer with arrays of impinging jets », *ASME paper No. 80-HT-47*, p. 47-61, 1980.
- [82] S. J. Slayzak, R. Viskanta, et F. P. Incropera, « Effects of interaction between adjoining rows of circular free surface planar jets on local heat transfer from the impingement surface », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 116, n° 2, p. 88-95, 1994.
- [83] Y. Harahuchi et M. Hariki, « Analysis of heat transfer of laminar cooling for uniform temperature control in hot strip mill », London, UK, 1996, p. 606-611.

- [84] D. A. Zumbrunnen, « Method and apparatus for measuring heat transfer distributions on moving and stationary plates cooled by a planar liquid jet », *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 3, n° 2, p. 202-213, mars 1990, doi: 10.1016/0894-1777(90)90088-O.
- [85] S. J. Chen et J. Kothari, « Temperature distribution and heat transfer of a moving metal strip cooled by a water jet », *ASME WA/NE4*, p. 8, 1988.
- [86] H. F. Chen, S.-J. Chang, et Che-Chia, « Effect of surface motion on liquid jet impingement heat transfer », *ASME*, vol. 180, p. 73-81, 1991.
- [87] S. J. Chen, A. A. Tseng, et F. Han, « Spray and Jet Cooling in Steel Rolling », *ASME*, vol. 162, p. 1-11, 1991.
- [88] V. Prodanovic, D. Fraser, et M. Militzer, Éd., « Simulation of runout table cooling by water jet impingement on moving plates- A novel experimental method », Liege, Belgium, 2004, p. 25-32.
- [89] G. Liang et I. Mudawar, « Review of spray cooling – Part 1: Single-phase and nucleate boiling regimes, and critical heat flux », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 115, n° Part A, p. 1174-1205, déc. 2017, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.06.029.
- [90] M. Arai, M. Tabata, H. Hiroyasu, et M. Shimizu, « Disintegrating Process and Spray Characterization of Fuel Jet Injected by a Diesel Nozzle », présenté à SAE International, Detroit, Michigan, 1984, doi: 10.4271/840275.
- [91] J. W. S. B. Rayleigh, *The Theory Of Sound Vol.2*. New York: DOVER publications, 1896.
- [92] D. F. Rutland et G. J. Jameson, « A non-linear effect in the capillary instability of liquid jets », *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 46, n° 2, p. 267-271, mars 1971, doi: 10.1017/S0022112071000521.
- [93] C. Weber, « Zum Zerfall eines Flüssigkeitsstrahles », *ZAMM - Journal of Applied Mathematics and Mechanics / Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik*, vol. 11, n° 2, p. 136-154, janv. 1931, doi: 10.1002/zamm.19310110207.
- [94] A. H. Lefebvre, « Atomization ». <http://www.thermopedia.com/content/573/> (consulté le févr. 08, 2019).
- [95] M. Visaria et I. Mudawar, « Application of Two-Phase Spray Cooling for Thermal Management of Electronic Devices », *IEEE Transactions on Components and*

- Packaging Technologies*, vol. 32, n° 4, p. 784-793, déc. 2009, doi: 10.1109/TCAPT.2008.2010405.
- [96] G. Liang, S. Shen, Y. Guo, et J. Zhang, « Boiling from liquid drops impact on a heated wall », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 100, p. 48-57, sept. 2016, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.04.061.
- [97] G. E Cossali, M. Marengo, et M. Santini, « Multiple drop impact on heated surface », juill. 2003.
- [98] G. Cossali, M. Marengo, et M. Santini, « Impact of single and multiple drop array on a liquid film », 2004, p. 1-8, Consulté le: févr. 08, 2019. [En ligne]. Disponible sur: <https://aisberg.unibg.it/handle/10446/20247?mode=full.2752#.XF2K2VVKjRY>.
- [99] T. Zhang, B. Dong, X. Chen, Z. Qiu, R. Jiang, et W. Li, « Spray characteristics of pressure-swirl nozzles at different nozzle diameters », *Applied Thermal Engineering*, vol. 121, p. 984-991, juill. 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.04.089.
- [100] R. A. Mugele et H. D. Evans, « Droplet Size Distribution in Sprays », *Ind. Eng. Chem.*, vol. 43, n° 6, p. 1317-1324, juin 1951, doi: 10.1021/ie50498a023.
- [101] K. A. Estes et I. Mudawar, « Correlation of sauter mean diameter and critical heat flux for spray cooling of small surfaces », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 38, n° 16, p. 2985-2996, nov. 1995, doi: 10.1016/0017-9310(95)00046-C.
- [102] I. Mudawar et K. A. Estes, « Optimizing and Predicting CHF in Spray Cooling of a Square Surface », *J. Heat Transfer*, vol. 118, n° 3, p. 672-679, août 1996, doi: 10.1115/1.2822685.
- [103] M. Ciofalo, A. Caronia, M. Di Liberto, et S. Puleo, « The Nukiyama curve in water spray cooling: Its derivation from temperature–time histories and its dependence on the quantities that characterize drop impact », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 50, n° 25, p. 4948-4966, déc. 2007, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.09.022.
- [104] G. Ghavami Nasr, R. A Sharief, D. D James, J. R Jeong, I. R Widger, et A. Yule, « Studies of High Pressure Water Sprays from Full-Cone Atomizers », présenté à ILASS-Europe, Toulouse, France, juill. 1999.
- [105] M. R. Pais, L. C. Chow, et E. T. Mahefkey, « Surface Roughness and Its Effects on the Heat Transfer Mechanism in Spray Cooling », *J. Heat Transfer*, vol. 114, n° 1, p. 211-219, févr. 1992, doi: 10.1115/1.2911248.

- [106] R. Mesler et G. Mailen, « Nucleate boiling in thin liquid films », *AIChE Journal*, vol. 23, n° 6, p. 954-957, nov. 1977, doi: 10.1002/aic.690230629.
- [107] J. Yang, L. C. Chow, et M. R. Pais, « Nucleate Boiling Heat Transfer in Spray Cooling », *J. Heat Transfer*, vol. 118, n° 3, p. 668-671, août 1996, doi: 10.1115/1.2822684.
- [108] D. P. Rini, R.-H. Chen, et L. C. Chow, « Bubble Behavior and Nucleate Boiling Heat Transfer in Saturated FC-72 Spray Cooling », *J. Heat Transfer*, vol. 124, n° 1, p. 63-72, juin 2001, doi: 10.1115/1.1418365.
- [109] Z. Yan *et al.*, « Spray Cooling », in *Two Phase Flow, Phase Change and Numerical Modeling*, Amimul Ahsan., IntechOpen, 2011.
- [110] H. Zhang, I. Mudawar, et M. M. Hasan, « Flow boiling CHF in microgravity », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 48, n° 15, p. 3107-3118, juill. 2005, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.02.015.
- [111] J. C. Sturgis et I. Mudawar, « Critical heat flux in a long, rectangular channel subjected to one-sided heating—II. Analysis of critical heat flux data », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 42, n° 10, p. 1849-1862, mai 1999, doi: 10.1016/S0017-9310(98)00275-0.
- [112] L. Lin, R. Ponnappan, K. Yerkes, et B. Hager, « Large Area Spray Cooling », in *42nd AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*, American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2004.
- [113] Z. B. Yan *et al.*, « Large area spray cooling by inclined nozzles for electronic board », Singapore, déc. 2010, p. 76-78, doi: 10.1109/EPTC.2010.5702609.
- [114] Z. B. Yan *et al.*, « Experimental study of impingement spray cooling for high power devices », *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, n° 10, p. 1225-1230, juill. 2010, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2010.02.003.
- [115] L. Lin et Q. Leland, « Multi-Nozzle Spray Cooling in a Closed Loop », Honolulu, Hawaii, janv. 2011, p. T10248-T10248-6, doi: 10.1115/AJTEC2011-44597.
- [116] B. Glassman, « Spray Cooling For Land, Sea, Air And Space Based Applications, A Fluid Managment System For Multiple Nozzle Spray Cooling And A Guide To High Heat Flux Heater Design », Master thesis, University of Central Florida, Florida, USA, 2005.

- [117] A. Labergue, M. Gradeck, et F. Lemoine, « Comparative study of the cooling of a hot temperature surface using sprays and liquid jets », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 81, p. 889-900, févr. 2015, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.11.018.
- [118] K. Oliphant, B. W. Webb, et M. Q. McQuay, « An experimental comparison of liquid jet array and spray impingement cooling in the non-boiling regime », *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 18, n° 1, p. 1-10, sept. 1998, doi: 10.1016/S0894-1777(98)10013-4.
- [119] Z. Zhang, J. Li, et P.-X. Jiang, « Experimental investigation of spray cooling on flat and enhanced surfaces », *Applied Thermal Engineering*, vol. 51, n° 1, p. 102-111, mars 2013, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2012.08.057.
- [120] P. Smakulski et S. Pietrowicz, « A review of the capabilities of high heat flux removal by porous materials, microchannels and spray cooling techniques », *Applied Thermal Engineering*, vol. 104, p. 636-646, juill. 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.05.096.
- [121] Y. M. Qiao et S. Chandra, « Spray Cooling Enhancement by Addition of a Surfactant », *J. Heat Transfer*, vol. 120, n° 1, p. 92-98, févr. 1998, doi: 10.1115/1.2830070.
- [122] Q. Cui, S. Chandra, et S. McCahan, « The Effect of Dissolving Salts in Water Sprays Used for Quenching a Hot Surface: Part 2—Spray Cooling », *J. Heat Transfer*, vol. 125, n° 2, p. 333-338, mars 2003, doi: 10.1115/1.1532011.
- [123] N. Karwa et P. Stephan, « Experimental investigation of free-surface jet impingement quenching process », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 64, p. 1118-1126, sept. 2013, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.05.014.
- [124] N. Karwa, T. Gambaryan-Roisman, P. Stephan, et C. Tropea, « Experimental investigation of circular free-surface jet impingement quenching: Transient hydrodynamics and heat transfer », *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 35, n° 7, p. 1435-1443, oct. 2011, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2011.05.011.
- [125] J. Lagarias, J. Reeds, M. Wright, et P. Wright, « Convergence Properties of the Nelder-Mead Simplex Method in Low Dimensions », *SIAM J. Optim.*, vol. 9, n° 1, p. 112-147, janv. 1998, doi: 10.1137/S1052623496303470.
- [126] Pierre Mousseau, Alain Sarda, et Rémi Deterre, « Thermique de l'injection des thermoplastiques. Optimisation ». *Techniques de l'Ingénieur*, févr. 06, 2013.

- [127] D. Boureima, T. Ky, E. Ouedraogo, K. S. Hayibo, et D. Bathiebo, « Theoretical Study of a Thermal Photovoltaic Hybrid Solar Collector », *Indian Journal of Science and Technology*, vol. 11, p. 1-9, 2018, doi: 10.17485/ijst/2018/v11i43/132133.
- [128] Choong S. Kim, « Thermophysical Properties of Stainless Steels ». Argonne National Laboratory, 1975, Consulté le: oct. 06, 2020. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.osti.gov/servlets/purl/4152287>.
- [129] ASM Aerospace Specification Metals, « AISI Type 321 Stainless Steel, annealed sheet ». Consulté le: sept. 22, 2020. [En ligne]. Disponible sur: <http://asm.matweb.com/search/SpecificMaterial.asp?bassnum=MQ321A>.
- [130] AZO Materials, « Magnesia - Magnesium Oxide (MgO) Properties and Applications ». Consulté le: sept. 22, 2020. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.azom.com/properties.aspx?ArticleID=54>.
- [131] Ulbrich Stainless Steels and Special Metals, « Alloy 80/20 Nickel-Chromium, UNS # N06003 Shaped, Flat, Square, Round, Fine Wire, Plated and Un-plated ». Consulté le: sept. 22, 2020. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.ulbrich.com/uploads/data-sheets/Alloy-8020-Nickel-Chromium-UNS-N06003.pdf>.
- [132] The Alloys Network, « Commercially Pure Nickel: Properties, Fabrication and Applications of Commercially Pure Nickel ». Consulté le: sept. 22, 2020. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.nickel-alloys.net/article/commercially-pure-properties.html>.
- [133] J. M. Mandhane, G. A. Gregory, et K. Aziz, « A flow pattern map for gas—liquid flow in horizontal pipes », *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 1, n° 4, p. 537-553, oct. 1974, doi: 10.1016/0301-9322(74)90006-8.
- [134] B. Heinrich et B. Hofmann, « Beck, J. V.; Blackwell, B.; St. Clair, C. R., jr., Inverse Heat Conduction. Ill-Posed Problems. », *ZAMM - Journal of Applied Mathematics and Mechanics / Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik*, vol. 67, n° 3, p. 212-213, 1987, doi: 10.1002/zamm.19870670331.
- [135] P. Datt, « Latent Heat of Vaporization/Condensation », in *Encyclopedia of Snow, Ice and Glaciers*, V. P. Singh, P. Singh, et U. K. Haritashya, Éd. Dordrecht: Springer Netherlands, 2011, p. 703-703.
- [136] C. Schmid et L. T. Biegler, « Quadratic programming methods for reduced hessian SQP », *Computers & Chemical Engineering*, vol. 18, n° 9, p. 817-832, sept. 1994, doi: 10.1016/0098-1354(94)E0001-4.

[137] Alberto Bemporad, N. L. Ricker, et M. Morari, « Model Predictive Control Toolbox - User's Guide ». MathWorks, mars 2020, Consulté le: août 27, 2020. [En ligne]. Disponible sur: https://www.mathworks.com/help/pdf_doc/mpc/mpc_ug.pdf.

Annexes

1. Détermination par méthode inverse des propriétés thermiques de l'élément test et des pertes de la chaleur par convection naturelle

Introduction :

L'objectif de cette étude est d'estimer les propriétés thermiques du bloc d'acier comme la conductivité thermique (k), la capacité calorifique volumétrique (ρc_p ou C), et les pertes par conduction au niveau des tubes un quartz, supports métalliques, et l'isolant. Un coefficient d'échange global a été imposé sur toutes les surfaces extérieures et intérieures afin d'avoir une moyenne des pertes de la chaleur ici représentées par une perte par convection au niveau des parois du bloc.

Modélisation du problème directe :

Les transferts de la chaleur dans le bloc sont régis par les équations dessous :

$$(\rho c_p) \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla(k \nabla T) + Q, \text{ dans le bloc} \quad 0-1$$

$$q = h.(T - T_\infty), \text{ sur les surfaces du bloc} \quad 0-2$$

$$T_{\text{initiale}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

La **Figure 0-1a** nous montre les conditions aux limites alors que la **Figure 0-1b** nous montre le positionnement des sources de puissance. Sur la **Figure 0-2**, on arrive à voir les emplacements des capteurs sur la surface supérieure de l'élément test.

Annexes

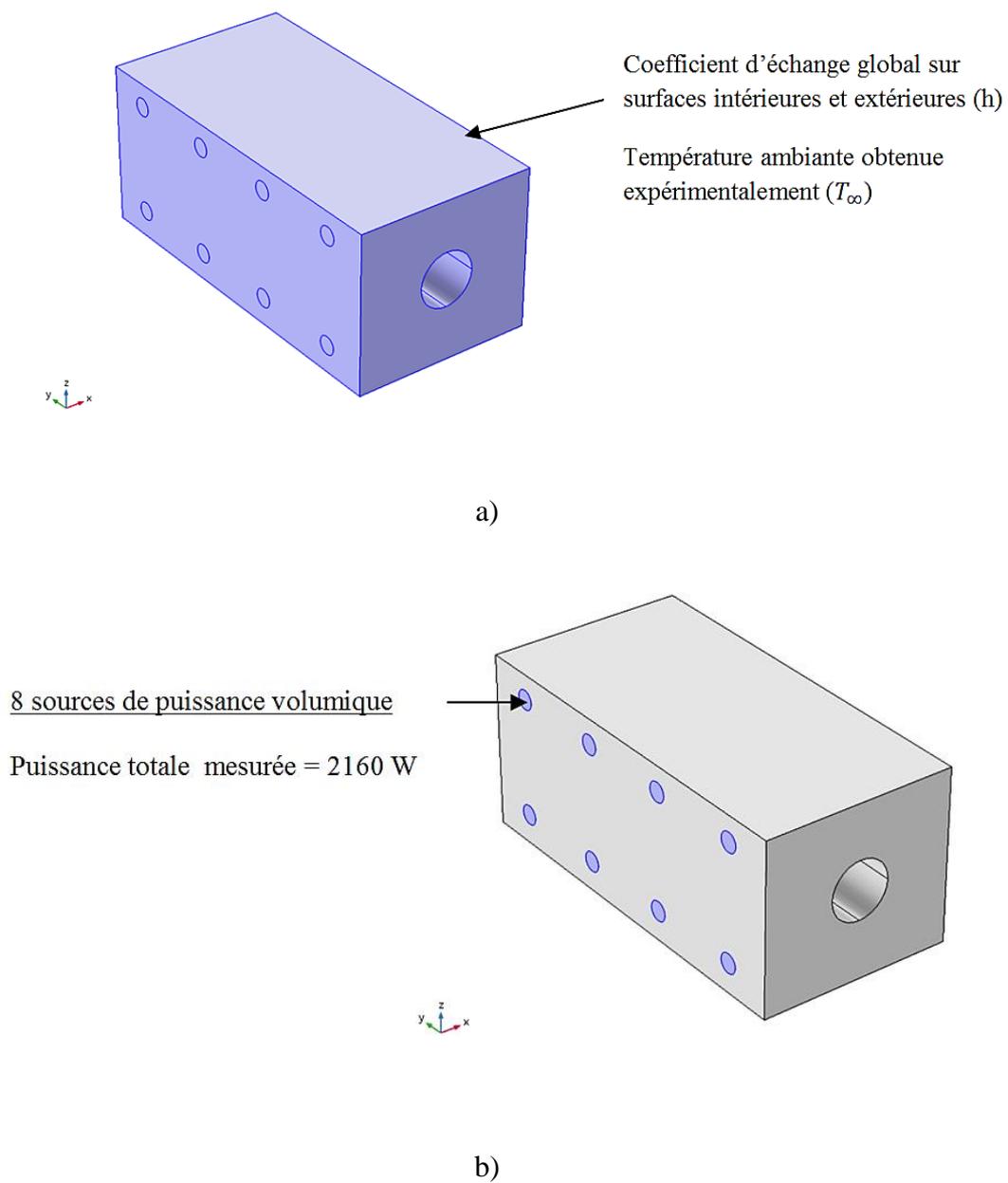


Figure 0-1 : a) Condition aux limites Ω_1 , b) Sources de puissance.

Annexes

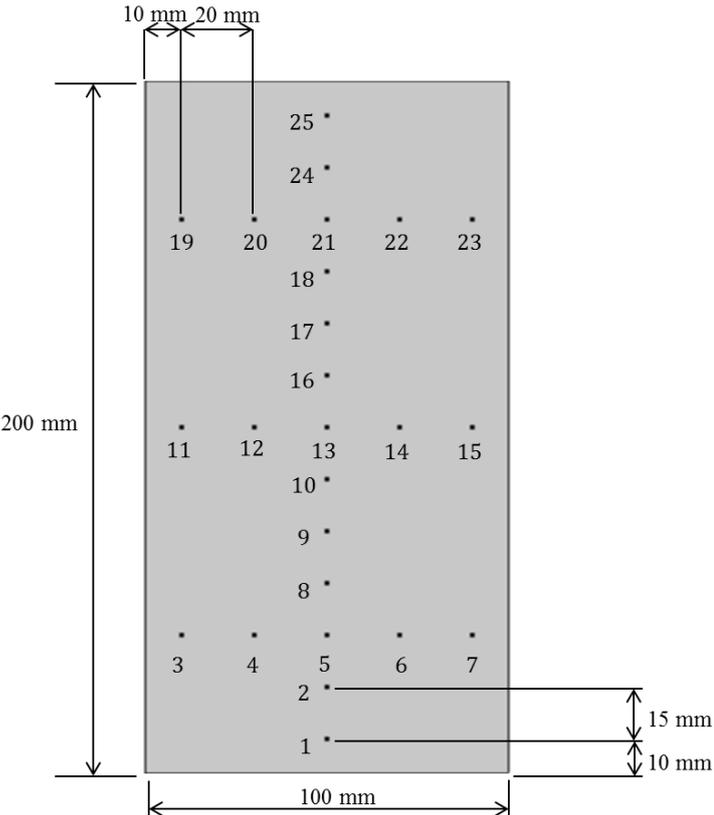


Figure 0-2 : Emplacements des capteurs sur la surface supérieure de l'élément test.

Les différentes étapes de la méthode inverse sont illustrées sur la Figure 0-3. L'algorithme utilisé pour optimiser la fonction coût s'appelle la méthode simplexe de Nelder-Mead [125] connu sous le nom de fminsearch dans la toolbox d'optimisation de MATLAB®.

Annexes

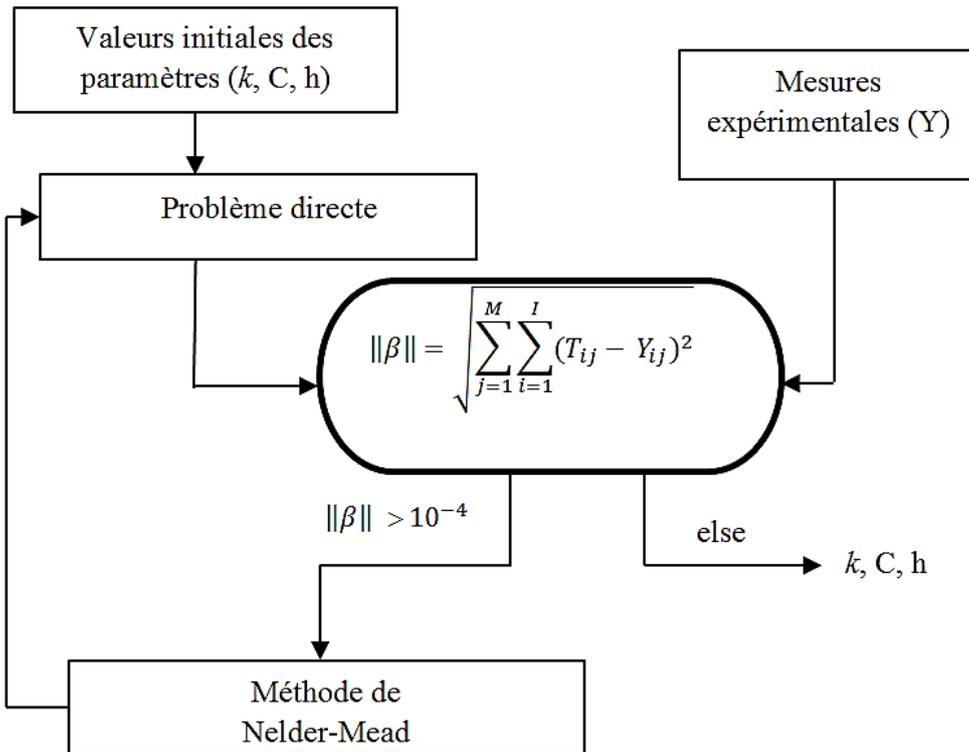


Figure 0-3 : Illustration de la méthode inverse.

Où T = Températures calculées, Y= Températures mesurées, I = Nombre de mesures transitoires effectuées, M = Nombre de capteurs

Études de faisabilité

Éléments essentielles :

Pour qu'une méthode inverse soit réalisable, les températures calculées doivent être sensibles aux changements des paramètres qu'on essaie d'estimer, les paramètres ne doivent pas être corrélés entre eux et le déterminant de la matrice $\mathbf{S}^T \mathbf{S}$ où \mathbf{S} est la matrice des sensibilités ne devrait pas être égale à 0.

$$\mathbf{S} = \begin{bmatrix} \frac{\partial T_{ij}}{\partial k} & \frac{\partial T_{ij}}{\partial C} & \frac{\partial T_{ij}}{\partial h} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ \frac{\partial T_{IM}}{\partial k} & \frac{\partial T_{IM}}{\partial C} & \frac{\partial T_{IM}}{\partial h} \end{bmatrix} \quad 0-2$$

La matrice des covariances est obtenue par l'expression suivante :

Annexes

$$V = (S^T S)^{-1} = \begin{bmatrix} \text{var}(k) & \text{cov}(k, C) & \text{cov}(k, h) \\ \text{cov}(C, k) & \text{var}(C) & \text{cov}(C, h) \\ \text{cov}(h, k) & \text{cov}(h, C) & \text{var}(h) \end{bmatrix} \quad 0-3$$

A partir de laquelle on peut calculer les coefficients de corrélations entre les paramètres en utilisant les équations suivantes :

$$\text{cor}(k, C) = \frac{\text{cov}(k, C)}{\sqrt{\text{var}(k)\text{var}(C)}} \quad 0-4$$

$$\text{cor}(k, h) = \frac{\text{cov}(k, h)}{\sqrt{\text{var}(k)\text{var}(h)}} \quad 0-5$$

$$\text{cor}(C, h) = \frac{\text{cov}(C, h)}{\sqrt{\text{var}(C)\text{var}(h)}} \quad 0-6$$

La valeur du coefficient de corrélation se trouve entre **-1** et **1**. Le plus on se rapproche de 1 ou de **-1**, le plus les paramètres sont corrélés entre eux et le plus on se rapproche de 0, le moins les paramètres sont corrèles entres eux.

Vérification de la validité du problème inverse :

Afin de décorréler quelques paramètres et d'augmenter la valeur de $|S^T S|$, le bloc a été chauffé pour 300 s et refroidi ensuite par des échanges de chaleur avec l'environnement ambiant (isolant, tubes en quartz, supports métalliques, air ambiant) pour 300 s. Les valeurs obtenues après l'application de cette approche sont :

$$|S^T S| = 4,24$$

$$\text{cor}(k, C) = - 0,58$$

$$\text{cor}(k, h) = - 0,53$$

$$\text{cor}(C, h) = 0,93$$

La **Figure 0-4** nous montre les évolutions des sensibilités de la température moyenne aux changements des différents paramètres. Pour les calculs de sensibilité, la valeur de chaque paramètre à estimer a été variée de 1%.

$$\text{Sensibilité} = \frac{\partial T(t)}{\partial P} \cdot P \quad 0-7$$

Annexes

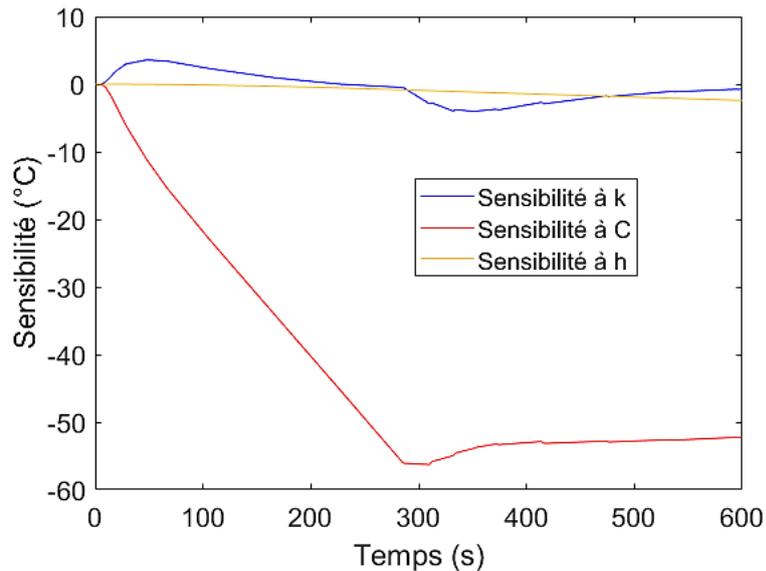


Figure 0-4 : Sensibilités normalisées en fonction du temps.

Vue que la valeur du déterminant n'est pas 0 et que les paramètres ne sont pas complètement corrélés entre eux, il est possible de les estimer par méthode inverse.

Validation de la méthode inverse :

La méthode inverse a été testée avec des valeurs de température obtenues numériquement. Les résultats obtenus sont présentés dessous. Le

Tableau 0-1 compare les valeurs des paramètres connus aux valeurs obtenues par la résolution de la méthode inverse alors que la **Figure 0-5** nous montre l'évolution de la valeur de la fonction coût en fonction du temps.

	Valeurs initiales	Valeurs recherchées	Valeurs obtenues
k (W. m. ⁻¹ K ⁻¹)	25	15	15,0691
C (J.K. ⁻¹ m ⁻³)	2000000	3158000	3156500
h (W. m. ⁻² K ⁻¹)	-1	- 4,4	-4,4034

Tableau 0-1 : Comparaison entre les valeurs réelles et les valeurs obtenues par la méthode inverse.

NB : Optimisation arrêtée prématurément après 136 itérations.

Annexes

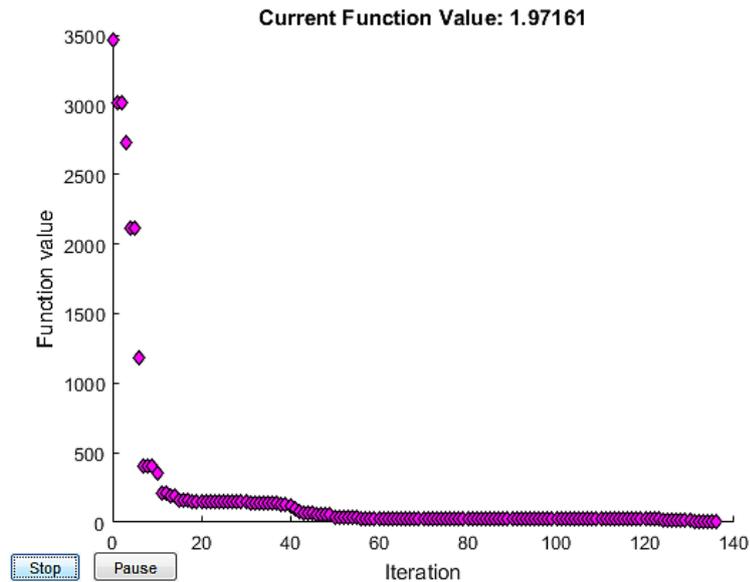


Figure 0-5 : Evolution de la valeur de la fonction coût en fonction du nombre d'itérations.

Application de la méthode inverse pour l'estimation des propriétés thermiques et des pertes de chaleur de l'élément test

Introduction :

Les méthodes inverses sont considérées comme des problèmes mal posé étant donné que les réponses obtenues ne sont pas forcément unique. Afin de régler ce problème, les erreurs de mesure sont prises en compte dans le choix du critère d'arrêt (ε) des itérations. Le critère d'arrêt est calculé comme tel :

$$\varepsilon = MI\sigma^2 \quad 0-8$$

Où σ représente le bruit de mesure. On suppose dans ces calculs que σ reste constant. La valeur de σ a été calculée en prenant l'écart type des mesures faites par les thermocouples pour une durée donnée à température ambiante. Ce qui donne :

$$\sigma = 8,997e - 3$$

Ce qui implique que $\varepsilon = 0,6$

Donc, l'optimisation doit s'arrêter quand résidu déterminé par l'équation 0- est égal à 0,6.

Annexes

$$\text{Résidu (R)} = \sum_{j=1}^M \sum_{i=1}^I [Y_{ji} - T_{ji}(P)]^2 \quad 0-9$$

Résultats :

La moyenne des températures calculées par le modèle numérique et la moyenne des températures mesurées expérimentalement sont comparées sur la **Figure 0-6** alors que le **Tableau 0-2** nous montre la comparaison entre les résultats du problème inverse et les propriétés thermo-physiques présentes dans la bibliographie.

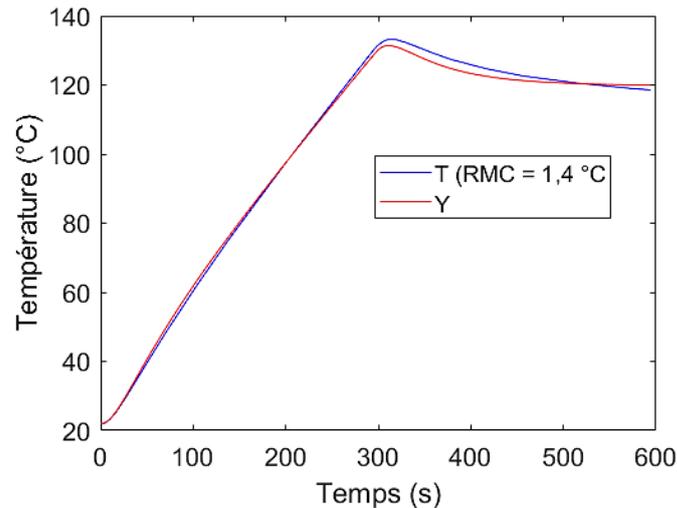


Figure 0-6 : Comparaison entre le profil de température moyen de la surface supérieure mesurée expérimentalement et le profil obtenu numériquement après l'optimisation des paramètres.

	Valeurs initiales	Valeurs obtenues	Bibliographie [128]
k (W. m. ⁻¹ K ⁻¹)	15	11,99	13,9
C (J.K. ⁻¹ m ⁻³)	3158000	4091268	3963080
h (W. m. ⁻² K ⁻¹)	4,4	6,7348	-

Tableau 0-2 : Résultats du problème inverse comparés aux valeurs présentes dans la bibliographie.

Avec un $R = 131032$

On trouve ici que la valeur du résidu est beaucoup plus élevée que la valeur obtenue avec le bruit de mesure calculé. Ce qui indique qu'il y a beaucoup plus d'erreurs qui n'ont pas été prise en compte. Quelques exemples de ses erreurs sont :

Annexes

- Les erreurs sur la mesure de la puissance.
- Résistance thermique de contact entre les cannes et le bloc n'a pas été prise en compte dans les calculs numériques.
- Le bruit de mesure des thermocouples n'est pas constant.
- Le problème direct est non linéaire.

Afin d'avoir une idée des incertitudes sur les valeurs obtenues, une valeur de σ plus représentative de toutes les erreurs cités dessus est calculé comme tel :

$$R = MI\sigma^2$$

Ce qui implique que : $\sigma = \sqrt{\frac{R}{MI}}$, où $R = 131032$, $M = 25$, et $I = 301$

Ce qui nous donne une valeur de $\sigma = 4,17$

$$\begin{aligned} \text{Incertitude sur } k &= 2,576 \times \sigma \sqrt{\text{var}(k)} \\ &= 0,35 \end{aligned}$$

0-10

pour un intervalle de confiance de 99%

$$\begin{aligned} \text{Incertitude sur } C &= 2,576 \times \sigma \sqrt{\text{var}(C)} \\ &= 12100 \end{aligned}$$

0-11

$$\begin{aligned} \text{Incertitude sur } h &= 2,576 \times \sigma \sqrt{\text{var}(h)} \\ &= 0,48 \end{aligned}$$

0-12

Annexes

2. Détermination par méthode inverse de la densité de flux thermique au niveau de la paroi du canal impactée

Description de la méthode inverse

Afin d'avoir une idée de l'évolution de la densité de flux thermique sur la paroi impactée au cours du refroidissement de l'élément test, la méthode séquentielle de Beck [134] a été utilisée pour les estimer. Le modèle de l'élément test a été présenté dans le chapitre 5. Le principe de la méthode de Beck est illustré sur la **Figure 0-7**. On remarque sur cette figure que chaque valeur de la densité de flux thermique (q) est déterminée à partir des mesures expérimentales sur un horizon glissant.

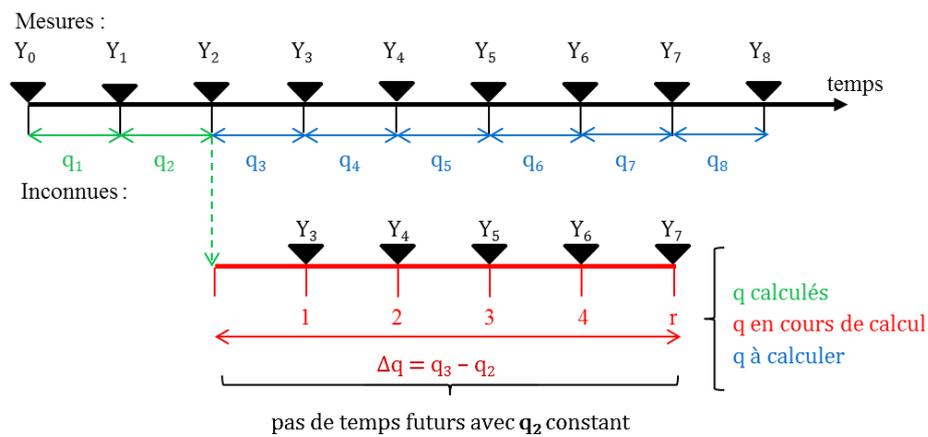


Figure 0-7 : Principe de la méthode de Beck.

Les équations 0- à 0-17 nous montrent les différents calculs à effectuer afin de retrouver les valeurs de la densité de flux pour chaque instant.

$$q^{n+1} = q^n + \Delta q \quad 0-13$$

$$\mathbf{Z} \cdot \Delta \mathbf{q} = \mathbf{D} \quad 0-14$$

$$\mathbf{Z} = \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^r (S_i^{n+j} \cdot S_i^{n+j}) \quad 0-15$$

$$S_i = \frac{\partial T_i}{\partial q} \quad 0-16$$

N = nombre de capteurs, S = sensibilité de la température

$$\mathbf{D} = \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^r (Y_i^{n+j} - T_i^{n+j}(\mathbf{q}^{n+1})) \cdot S_i^{n+j} \quad 0-17$$

Annexes

Y = Mesures expérimentales, T = Températures calculées par le modèle

L'algorithme exécuté pendant l'implémentation de la méthode est illustré sur la **Figure 0-8**.

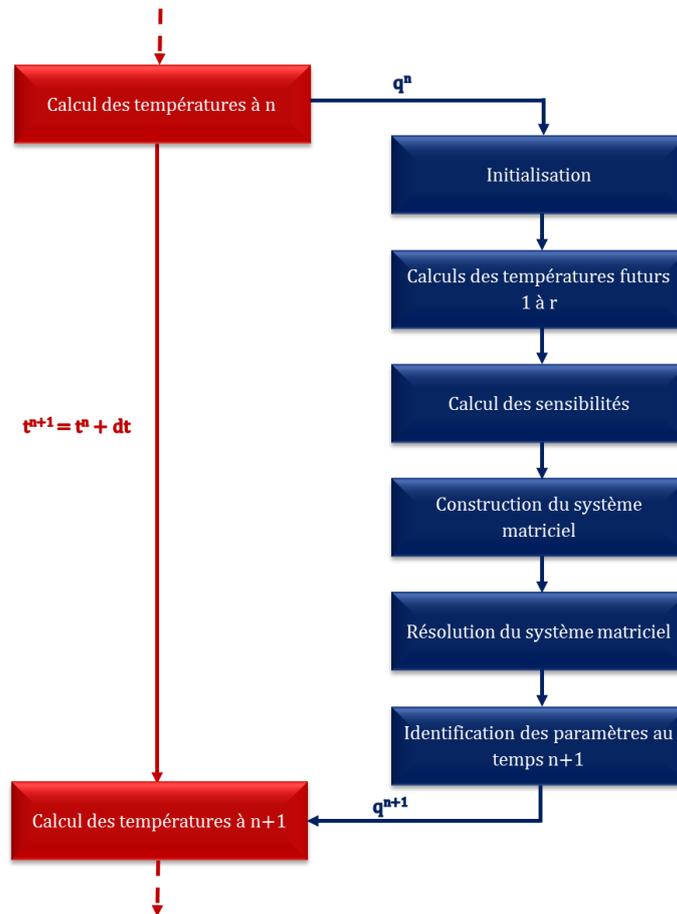


Figure 0-8 : Algorithme d'exécution de la méthode.

Evolution des propriétés de l'acier en fonction de la température

Afin d'améliorer la précision de la méthode inverse, la non linéarité du problème de transfert de chaleur a été prise en compte. La **Figure 0-9** illustre l'évolution des propriétés thermiques de l'acier en fonction de la température retiré de la bibliographie. Ces valeurs ont été introduites dans le modèle de l'élément test.

Annexes

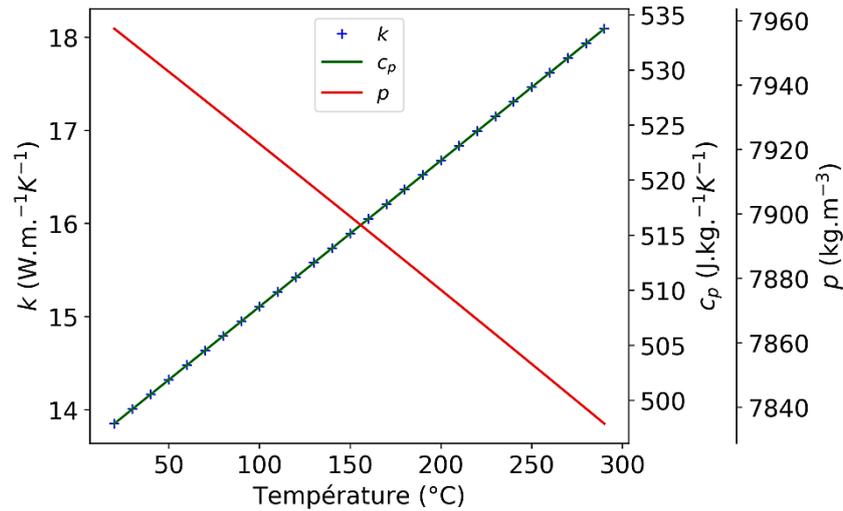


Figure 0-9 : Evolution des propriétés de l'acier 316 L en fonction de la température [128].

Influence des paramètres de la méthode sur la précision du modèle

Afin d'optimiser la précision de la densité de flux thermique estimée, l'influence des différents paramètres de la méthode comme le nombre de pas de temps futurs (r) et le pas de temps (dt) a été analysée. Les critères d'évaluation de la précision d'estimation du flux sont l'écart quadratique moyen (équation 0-) et les valeurs absolues des différences entre les températures mesurées et les températures calculées (équation 0-).

$$RMC = \sqrt{\frac{\sum_{t=0}^{t_f} (T_{\text{mesure}}(t) - T_{\text{model}}(t))^2}{n}} \quad 0-18$$

$$dT(t) = |T_{\text{mesure}}(t) - T_{\text{model}}(t)| \quad 0-19$$

La **Figure 0-10** nous montre l'influence du nombre de pas de temps futurs sur la précision de la méthode pour un pas de temps fixe ($dt = 4$ s). On remarque sur cette figure que la précision de la méthode se dégrade au fur et à mesure qu'on augmente le nombre de pas de temps futurs. Pour un nombre de pas de temps futurs en dessous de 5, la méthode devient instable et diverge.

Annexes

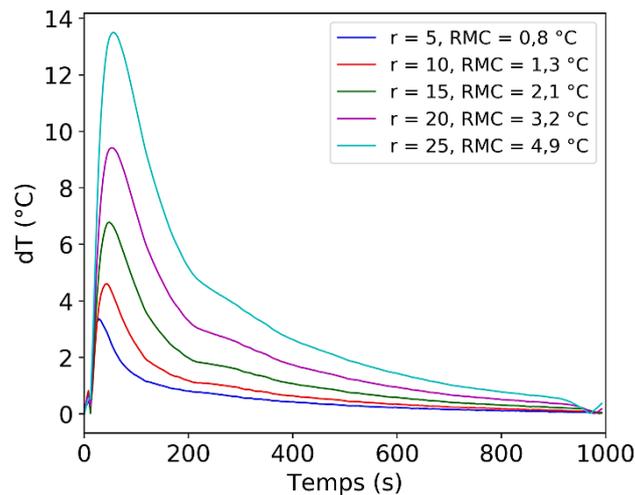


Figure 0-10 : Influence du r sur l'écart quadratique entre les mesures expérimentales et les températures calculées pour $dt = 4$ s.

L'influence du pas de temps sur la précision de la méthode pour un nombre de pas de temps futurs fixe ($r=5$) est illustré sur la **Figure 0-11** alors que la **Figure 0-12** nous montre l'influence du pas de temps pour un horizon fixe ($r \cdot dt = 100$). On observe sur la **Figure 0-11** que la précision de la méthode se dégrade au fur et à mesure qu'on augmente le pas de temps. Par contre, pour un horizon fixe, on remarque que la précision s'améliore au fur et à mesure qu'on augmente la valeur de dt . Ceci s'explique par le fait que pour des valeurs de dt relativement bas, la valeur de r est plus élevée, dégradant ainsi la précision de la méthode.

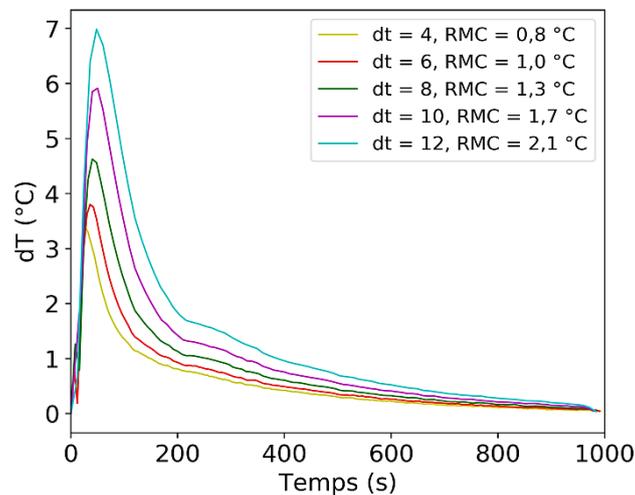


Figure 0-11 : Influence du pas de temps (dt) sur l'écart quadratique entre les mesures expérimentales et les températures calculées pour $r = 5$.

Annexes

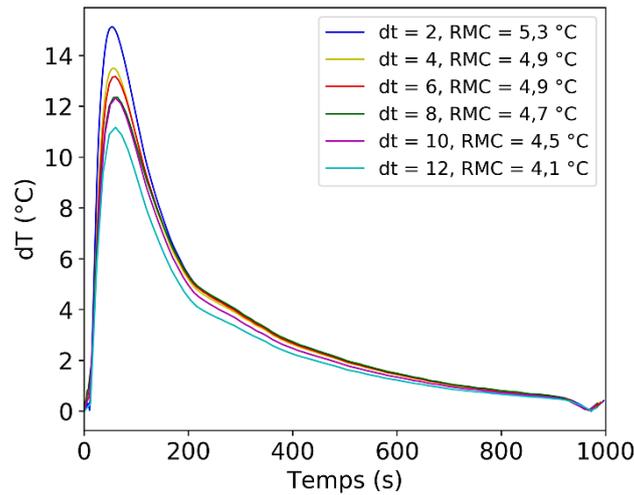


Figure 0-12 : Influence du pas de temps sur l'écart quadratique entre les mesures expérimentales et les températures calculées pour un horizon fixe ($r.dt = 100$).

L'influence de la condition limite (coefficient d'échange) imposée sur les frontières extérieures du modèle sur les valeurs des densités de flux thermiques estimées a aussi été analysée. La **Figure 0-13a** nous montre l'influence de la valeur du coefficient d'échange sur les valeurs de la densité de flux thermique estimées alors que la **Figure 0-13b** nous montre l'influence de la valeur du coefficient d'échange sur l'écart quadratique moyen entre les mesures et les calculs. On observe sur ces graphiques que la valeur de h n'a pas d'influence majeure sur les valeurs de q déterminées.

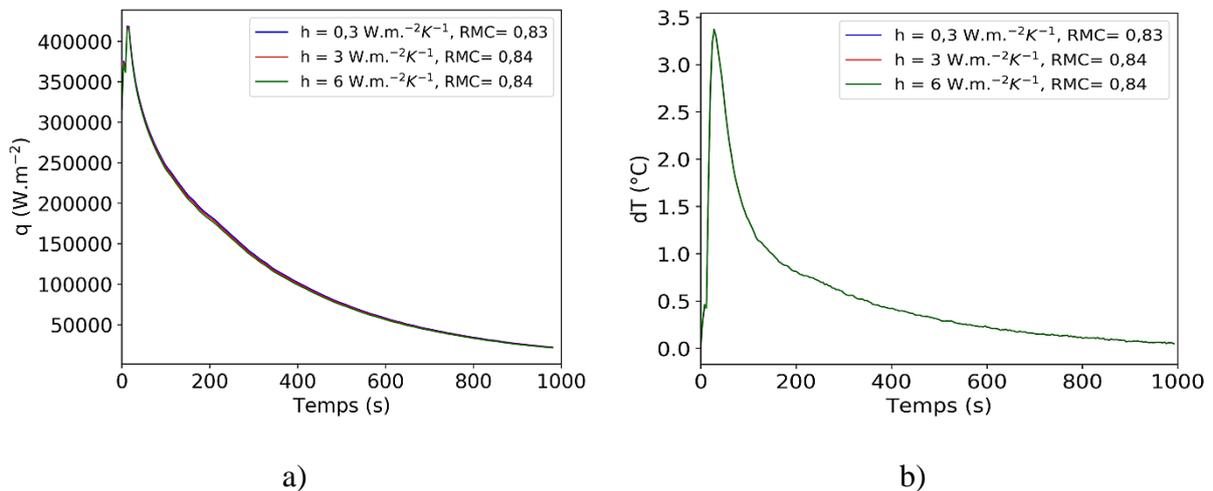


Figure 0-13 : Influence du coefficient d'échange imposé sur les surfaces extérieures sur : a) Les valeurs des flux estimés, b) L'écart quadratique moyen et les écarts absolus entre les mesures expérimentales et les températures calculées.

Annexes

Détermination des incertitudes sur les valeurs de densités de flux thermiques estimées

L'incertitude sur chaque valeur de q estimée a été déterminée par l'équation 0- [134].

$$\Delta q = \sigma \sqrt{(S^T S)^{-1}} \quad 0-20$$

Où $\sigma = 0,74 \text{ }^\circ\text{C}$ (bruit de mesure) et $S = \begin{bmatrix} \frac{\partial T_i}{\partial q} \\ \vdots \\ \frac{\partial T_r}{\partial q} \end{bmatrix}$ pour $i=1, \dots, r$

Les résultats obtenus sont illustrés sur la **Figure 0-14**. On observe sur cette figure que les incertitudes sur les valeurs estimées se dégradent au cours du temps en raison de la baisse de la sensibilité des températures mesurées aux changements des valeurs de la densité du flux thermique.

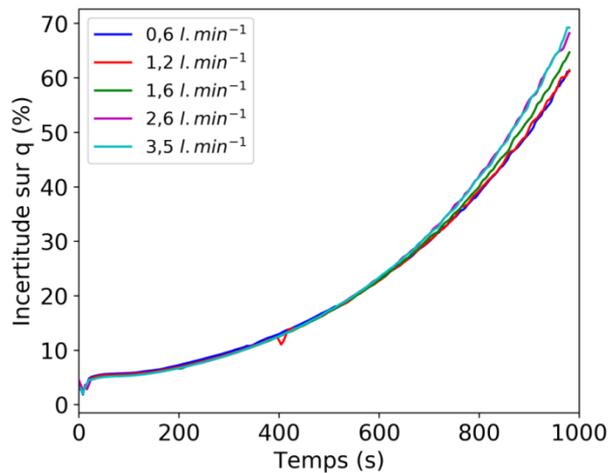


Figure 0-14 : Evolution des incertitudes sur les valeurs de q estimées en fonction du temps pour un bruit de mesure de 0,74 °C.

Annexes

3. Cartographie thermique de la surface de dessus de l'élément test lors de son refroidissement

La

Figure 0-15 nous montre la cartographie thermique de la surface de dessus de l'élément test pour différents instants. Ces mesures ont été faites avec la caméra thermique décrite dans le chapitre 4. On observe sur cette figure que la partie de la surface près de la sortie du canal a tendance à refroidir plus rapidement que l'entrée du canal pour les raisons données dans le chapitre 5.

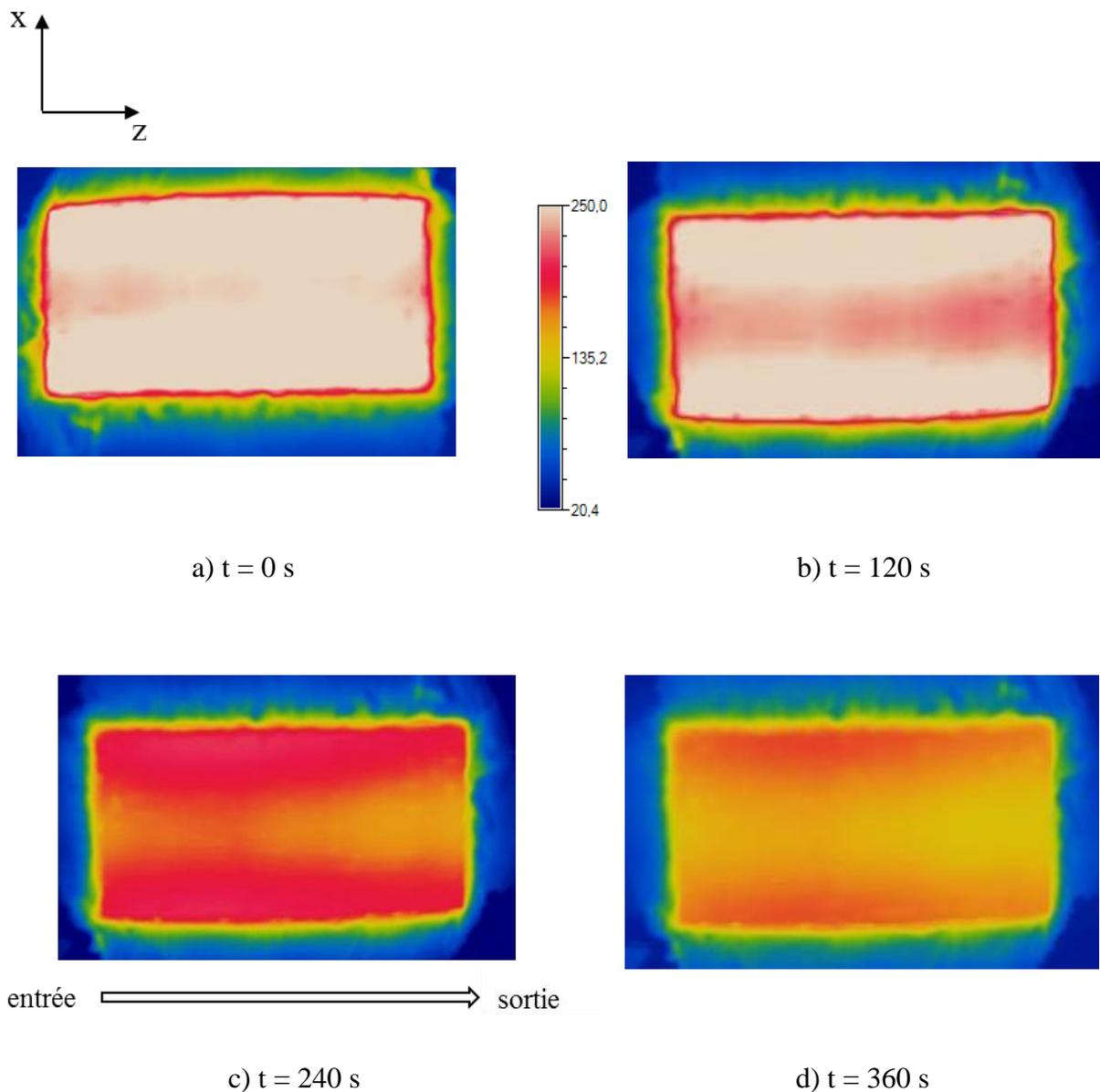


Figure 0-15: Cartographie thermique de la surface supérieure de l'élément test pendant son refroidissement ($Q_e = 2,6 \text{ l.min}^{-1}$, $Q_a = 58 \text{ l.min}^{-1}$) : a) État initial ($T_1 = 300$ °C), b) 120 s après

Annexes

l'enclenchement des jets, c) 240 s après l'enclenchement des jets, d) 360 s après l'enclenchement des jets.

La **Figure 0-16** illustre le profil de température sur la partie centrale de la surface supérieure de l'élément test sur sa longueur. On observe les mêmes tendances révélées par les mesures faites par les thermocouples (chapitre 5).

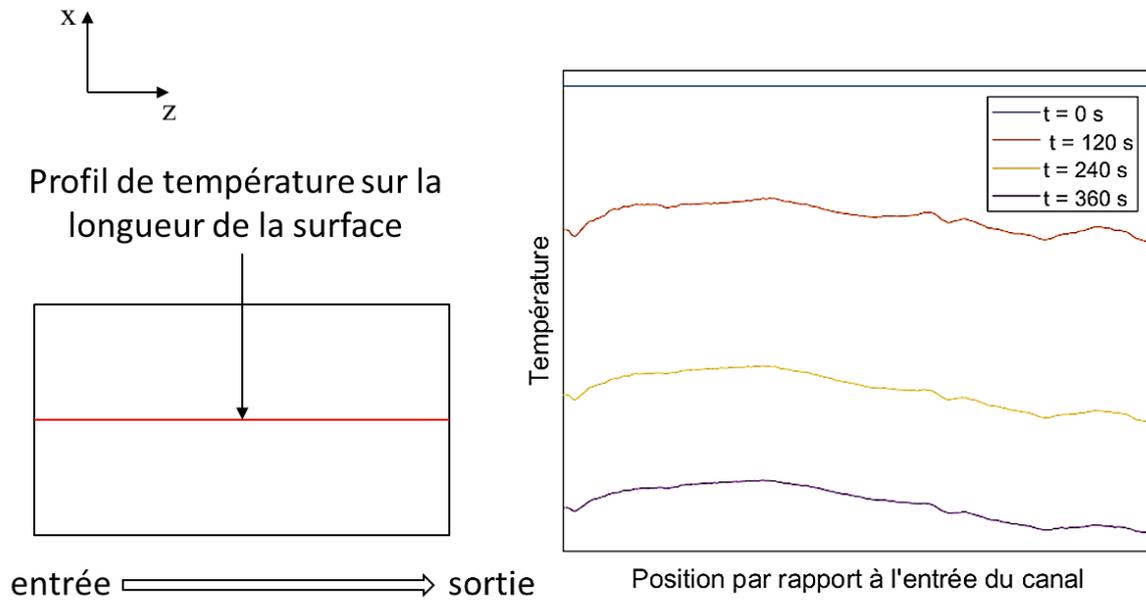


Figure 0-16: Profils de température sur la longueur de l'élément test pour différents instants (mesurée par une caméra thermique).

Annexes

4. Influence des débits des fluides sur la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test

Influence du débit d'eau sur la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test pour des valeurs du débit d'air fixes

Les **Figure 0-17a**, **Figure 0-18a**, **Figure 0-19a**, et **Figure 0-20a** nous montrent l'influence du débit d'eau sur l'évolution de la température moyenne de la surface supérieure de l'élément test alors que les **Figure 0-17b**, **Figure 0-18b**, **Figure 0-19b**, et **Figure 0-20b** nous les évolutions des vitesses de refroidissement correspondantes pour des débits d'air de 58, 150, 250 et 410 $l.min^{-1}$ respectivement. On observe sur ces figures que les températures et les vitesses de refroidissement suivent la même tendance et ne sont pas influencées par la valeur du débit d'air.

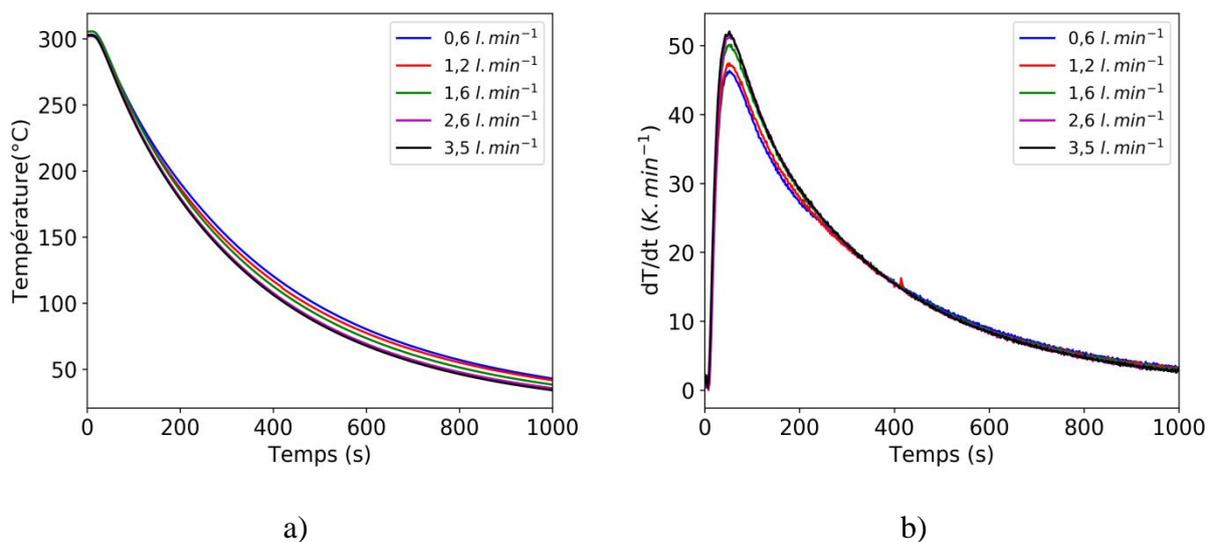


Figure 0-17 : Influence du débit d'eau sur, a) L'évolution de la température moyenne de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps, b) L'évolution de la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps ($Q_a = 58 l.min^{-1}$).

Annexes

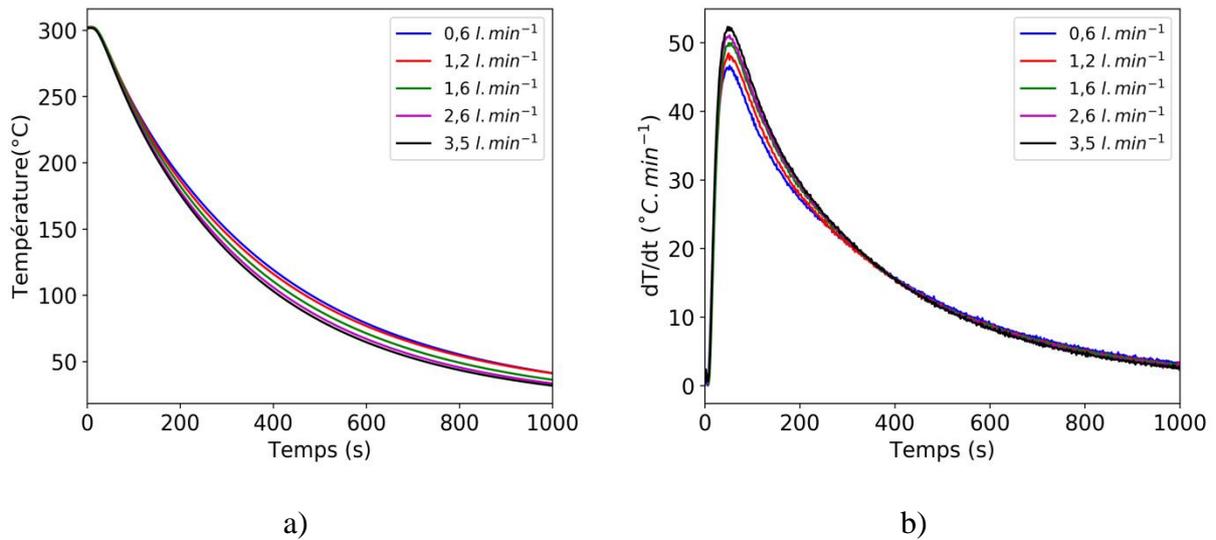


Figure 0-18 : Influence du débit d'eau sur, a) L'évolution de la température moyenne de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps, b) L'évolution de la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps ($Q_a = 150 \text{ l.min}^{-1}$).

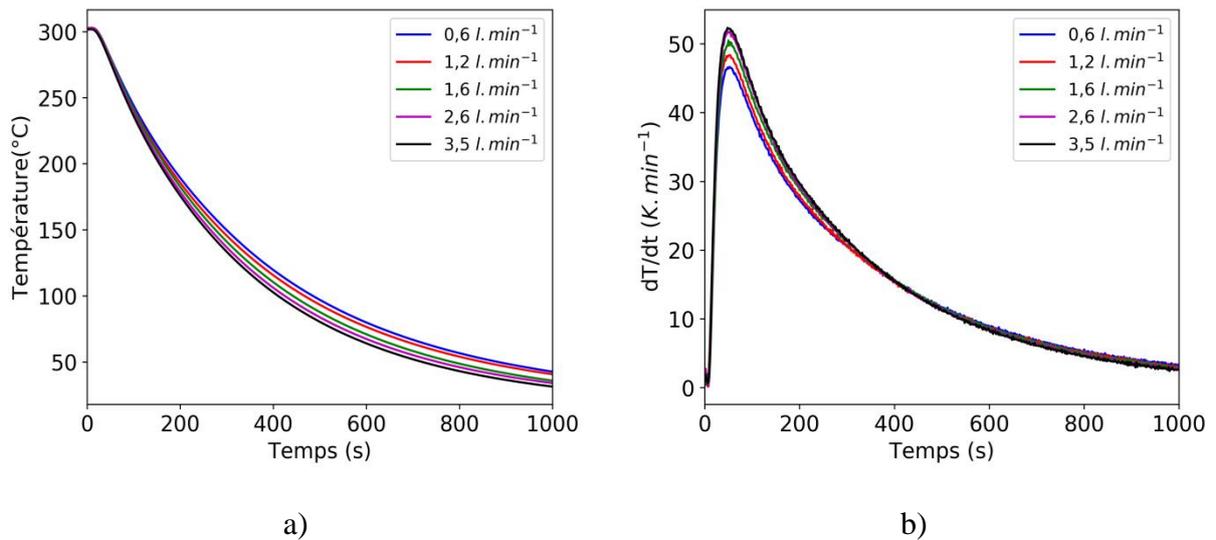


Figure 0-19 : Influence du débit d'eau sur, a) L'évolution de la température moyenne de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps, b) L'évolution de la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps ($Q_a = 250 \text{ l.min}^{-1}$).

Annexes

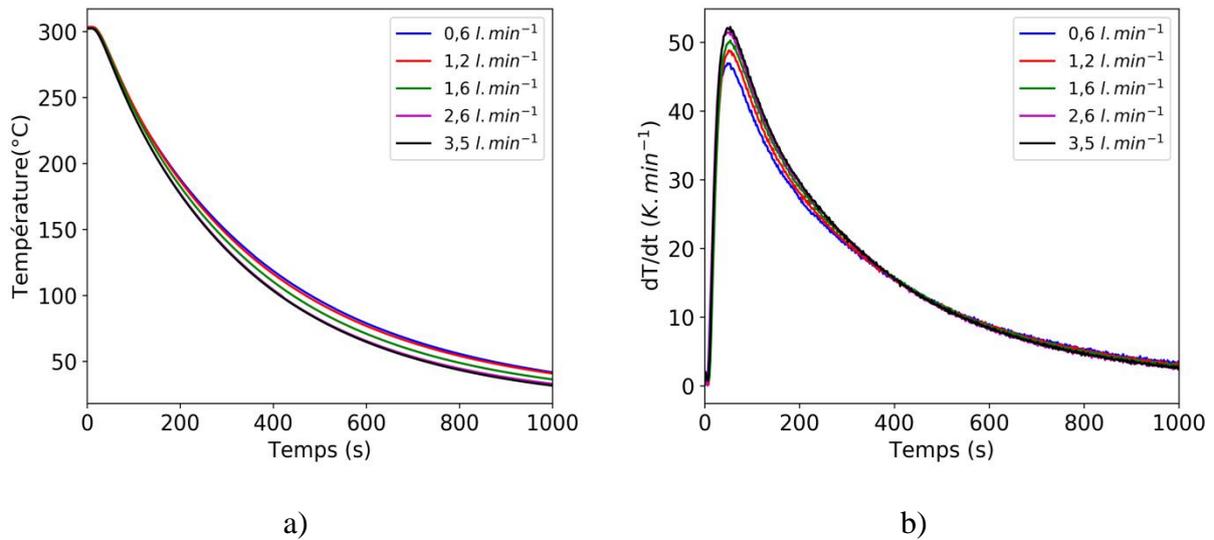


Figure 0-20 : Influence du débit d'eau sur, a) L'évolution de la température moyenne de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps, b) L'évolution de la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps ($Q_a = 410 \text{ l.min}^{-1}$).

Influence du débit d'air sur la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test pour des valeurs du débit d'eau fixes

Les **Figure 0-21a**, **Figure 0-22a**, **Figure 0-23a**, et **Figure 0-24a** nous montrent l'influence du débit d'air sur l'évolution de la température moyenne de la surface supérieure de l'élément test alors que les **Figure 0-21b**, **Figure 0-22b**, **Figure 0-23b**, et **Figure 0-24b** nous montrent les vitesses de refroidissement correspondantes pour des débits d'eau de 0,6, 1,2, 2,6 et 3,5 l.min⁻¹ respectivement. On observe sur ces figures que les températures et les vitesses de refroidissement suivent la même tendance et ne sont pas influencées par la valeur du débit d'eau.

Annexes

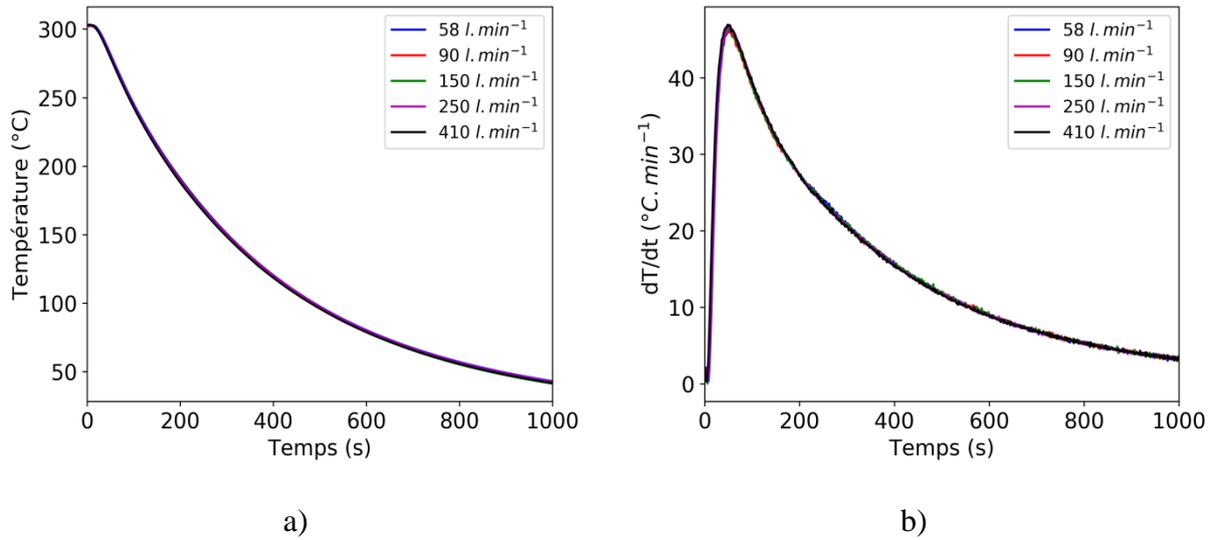


Figure 0-21 : Influence du débit d'eau sur, a) L'évolution de la température moyenne de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps, b) L'évolution de la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps ($Q_e = 0,6 \text{ l.min}^{-1}$).

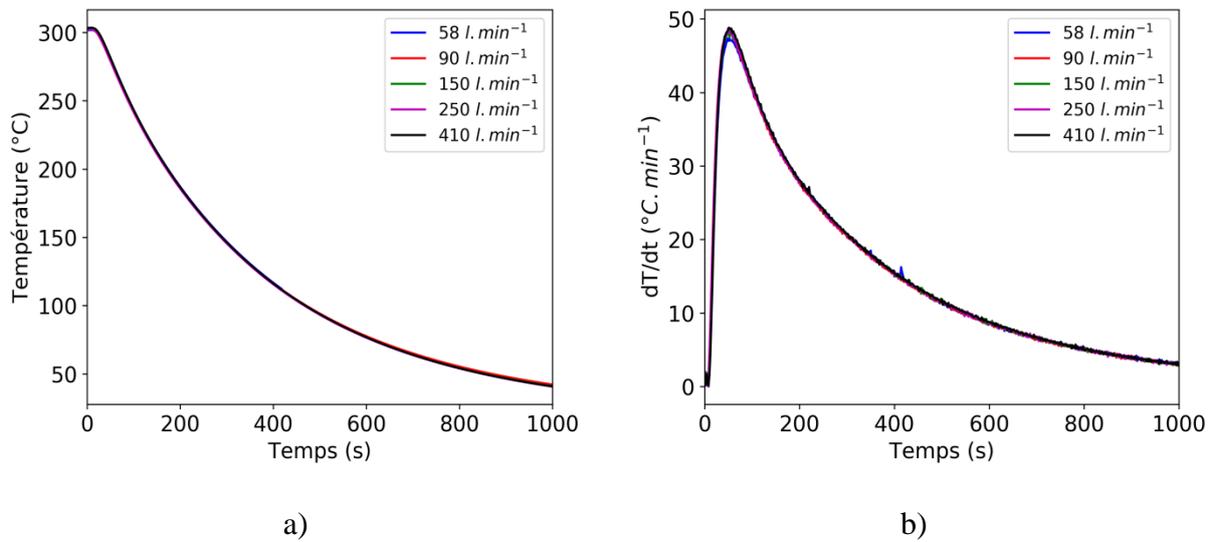


Figure 0-22 : Influence du débit d'eau sur, a) L'évolution de la température moyenne de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps, b) L'évolution de la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps ($Q_e = 1,2 \text{ l.min}^{-1}$).

Annexes

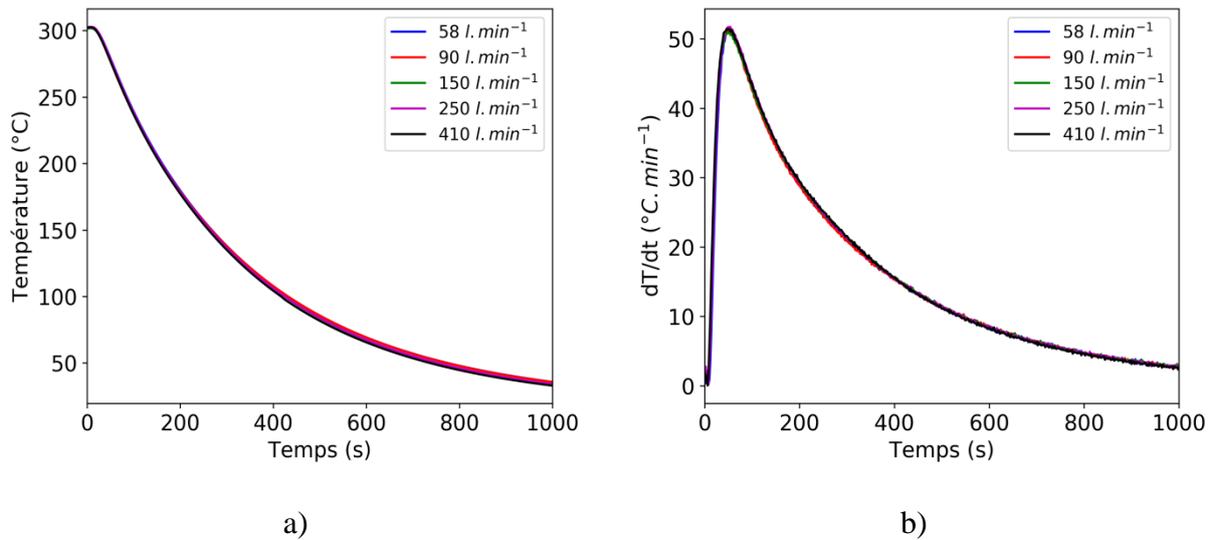


Figure 0-23 : Influence du débit d'eau sur, a) L'évolution de la température moyenne de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps, b) L'évolution de la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps ($Q_e = 2,6 \text{ l.min}^{-1}$).

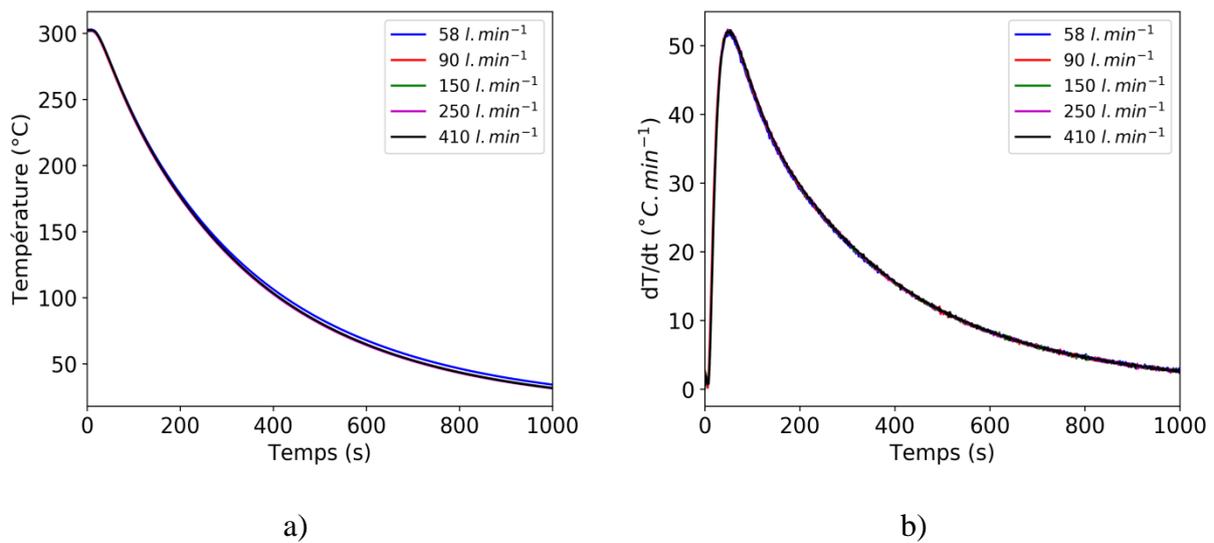


Figure 0-24 : Influence du débit d'eau sur, a) L'évolution de la température moyenne de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps, b) L'évolution de la vitesse de refroidissement de la surface supérieure de l'élément test en fonction du temps ($Q_e = 3,5 \text{ l.min}^{-1}$).

5. Influence des débits des fluides sur l'homogénéité de la température de la surface supérieure de l'élément test sur sa longueur

Les **Figure 0-25** et **Figure 0-26** nous montrent les évolutions en fonction du temps des critères d'évaluation de l'homogénéité de la température de la surface supérieure de l'élément test sauf pour les **Figure 0-25d** et **Figure 0-26d** qui nous montrent la distribution de la température sur la longueur de la surface supérieure de l'élément test pour des débits d'eau de 2,6 et de 3,5 $l.min^{-1}$ respectivement. Pour tous ces débits, les valeurs de σ sont plus élevées que 0,5. C'est pour cette raison qu'une augmentation du débit d'air ne dégrade pas l'homogénéité de la température sur la surface supérieure de l'élément test. On observe que l'écart moyen au cours du temps se trouve entre les valeurs de 1 à 3 °C (**Figure 0-25a** et **Figure 0-26a**), les écarts type se trouvent entre les valeurs de 1 à 2 °C (**Figure 0-25b** et **Figure 0-26b**) et les écarts maximum se trouvent entre les valeurs de 3 à 8 °C (**Figure 0-25c** et **Figure 0-26c**).

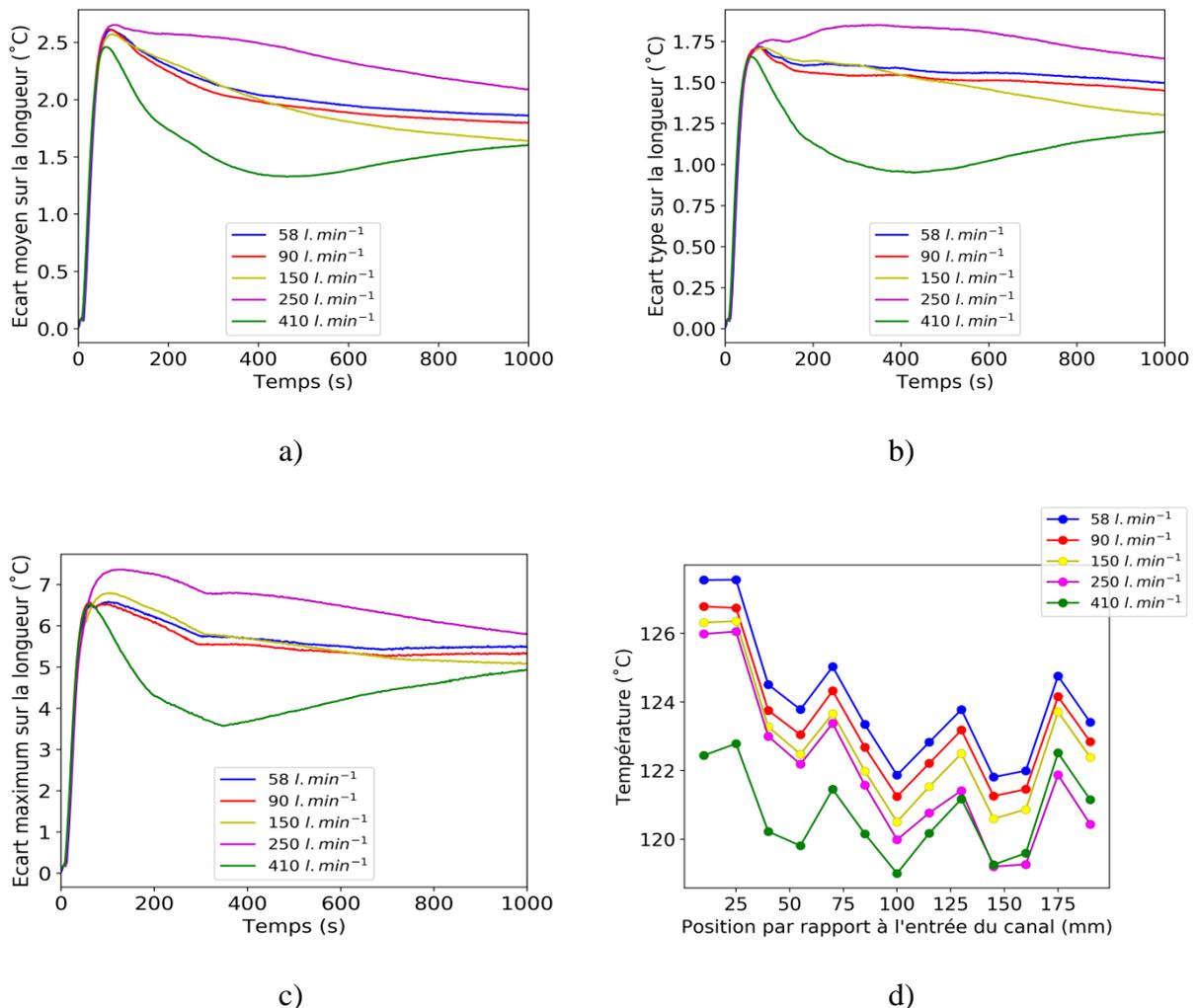
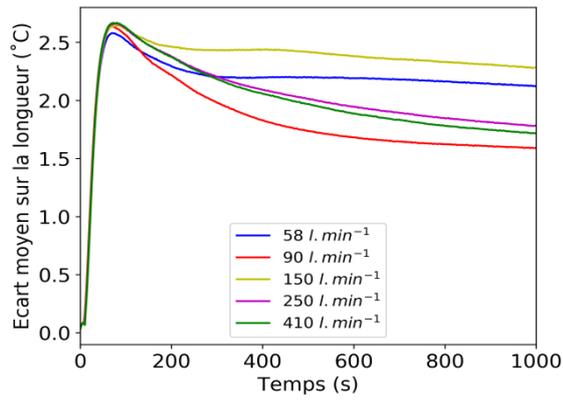
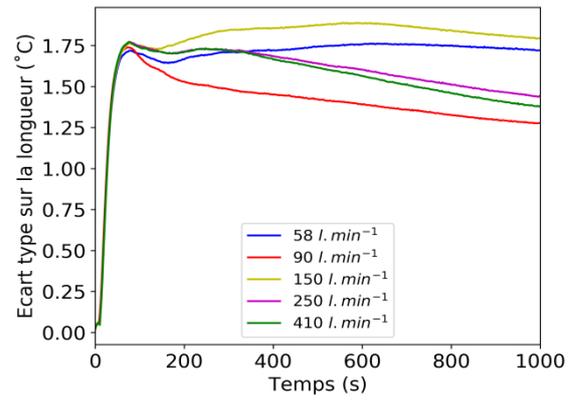


Figure 0-25 : Evaluation de l'homogénéité de la température sur la longueur de la surface supérieure de l'élément test pour un débit d'eau de 2,6 $l.min^{-1}$: a) Ecart moyen, b) Ecart type, c) Ecart maximum, d) Distribution de la température sur la longueur de l'élément test pour $t=300$ s.

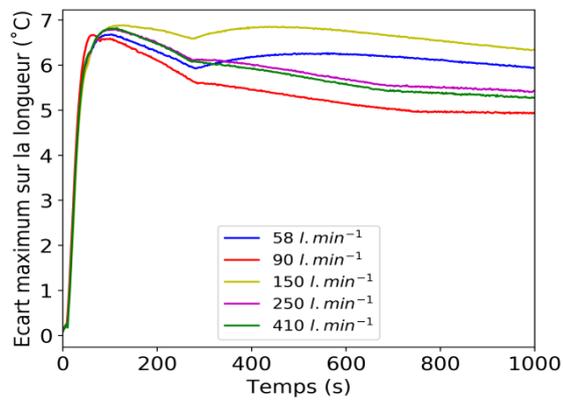
Annexes



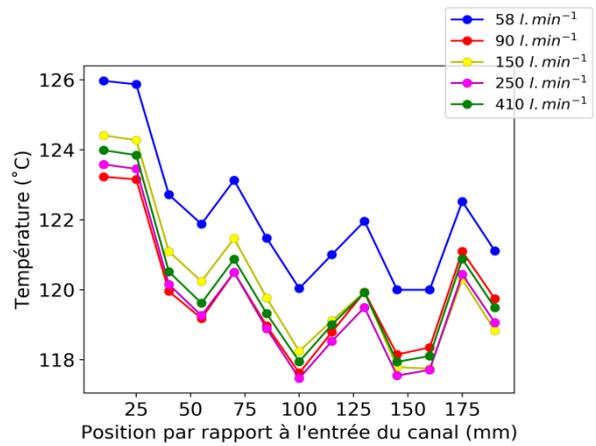
a)



b)



c)



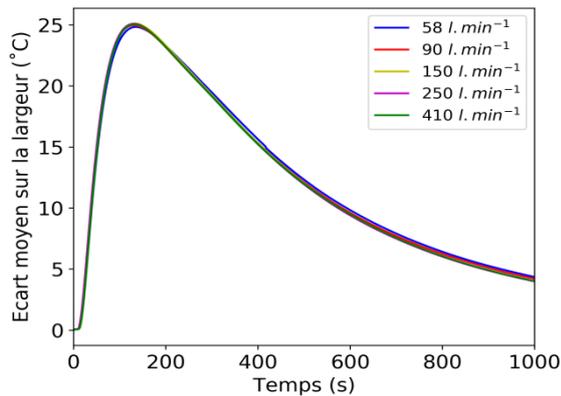
d)

Figure 0-26 : Evaluation de l'homogénéité de la température sur la longueur de la surface supérieure de l'élément test pour un débit d'eau de 3,5 l.min⁻¹: a) Ecart moyen, b) Ecart type, c) Ecart maximum, d) Distribution de la température sur la longueur de l'élément test pour t=300 s.

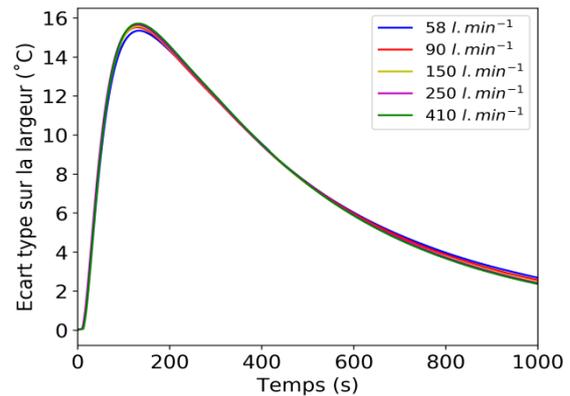
Annexes

6. Influence des débits des fluides sur l'homogénéité de la température de la surface supérieure de l'élément test sur sa largeur

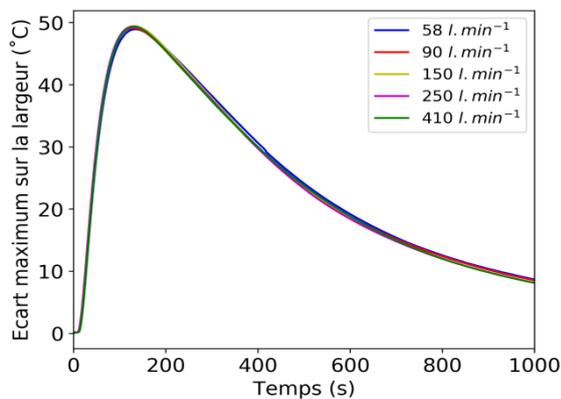
Les **Figure 0-27**, **Figure 0-28**, **Figure 0-29** et **Figure 0-30** nous montrent l'influence des débits des fluides sur l'évolution des critères d'évaluation de l'homogénéité de la température sur la largeur de la surface supérieure de l'élément test pour des débits d'eau de 1,2, 1,6, 2,6, et 3,5 $l.min^{-1}$ respectivement. On remarque sur ces figures que les débits des fluides n'ont pas d'influence significative sur les critères d'évaluation de l'homogénéité de la température sur la largeur de l'élément test.



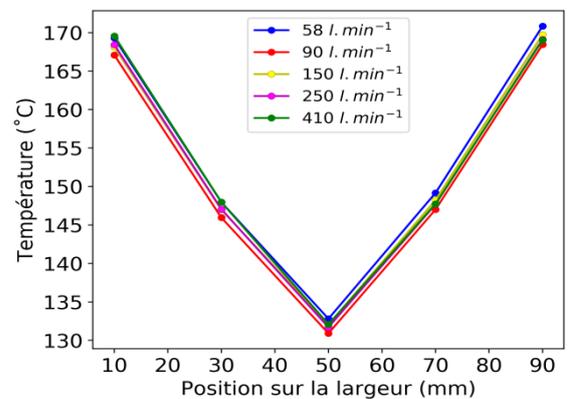
a)



b)



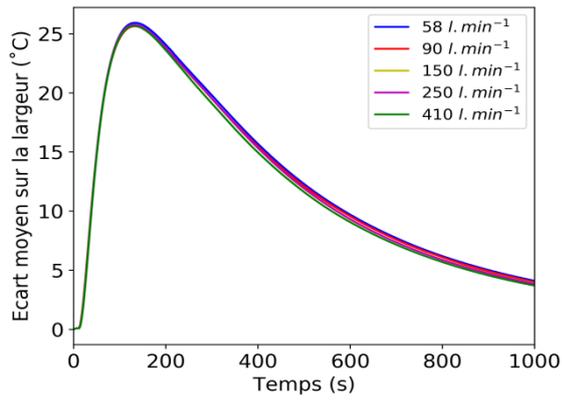
c)



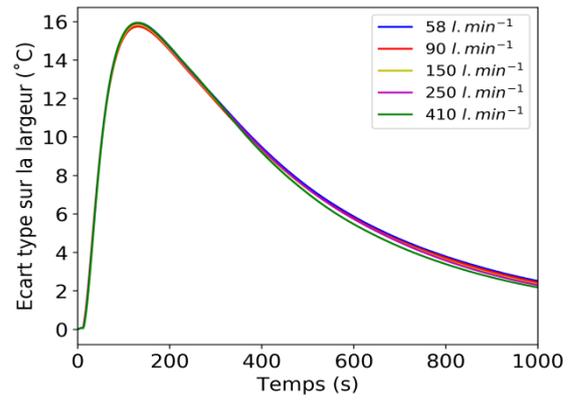
d)

Figure 0-27 : Evaluation de l'homogénéité de la température sur la largeur de la surface supérieure de l'élément test pour un débit d'eau de 1,2 $l.min^{-1}$: a) Ecart moyen, b) Ecart type, c) Ecart maximum, d) Distribution de la température sur le profil 2 pour t=300 s.

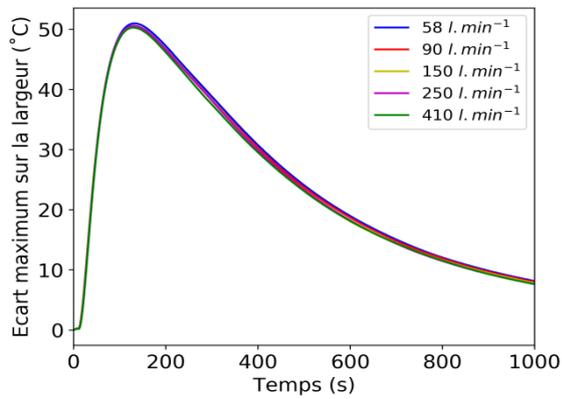
Annexes



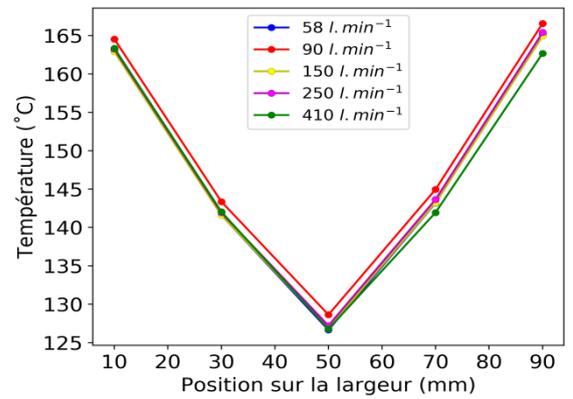
a)



b)

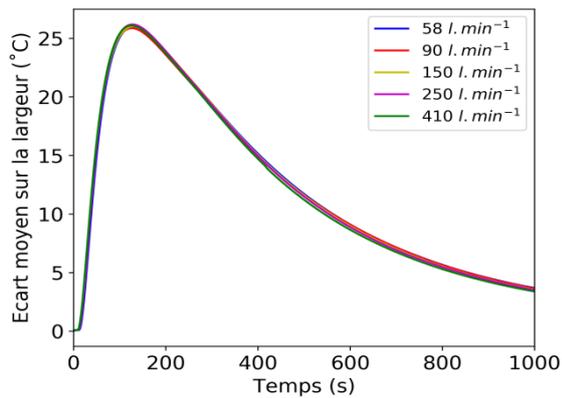


c)

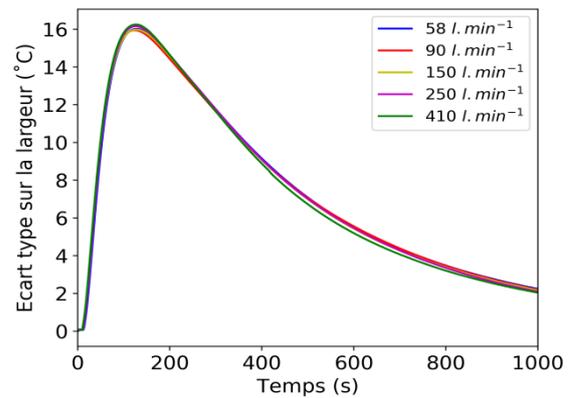


d)

Figure 0-28 : Evaluation de l'homogénéité de la température sur la largeur de la surface supérieure de l'élément test pour un débit d'eau de 1,6 l.min⁻¹: a) Ecart moyen, b) Ecart type, c) Ecart maximum, d) Distribution de la température sur le profil 2 pour t=300 s.

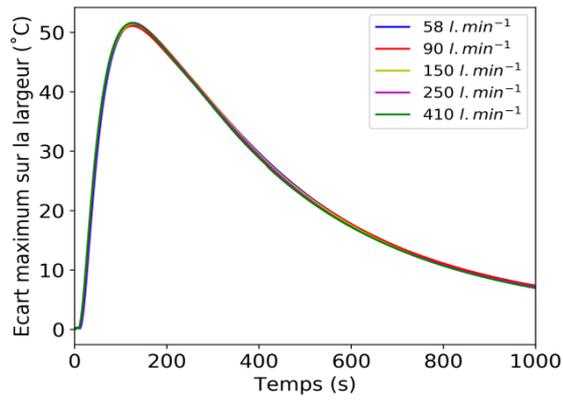


a)

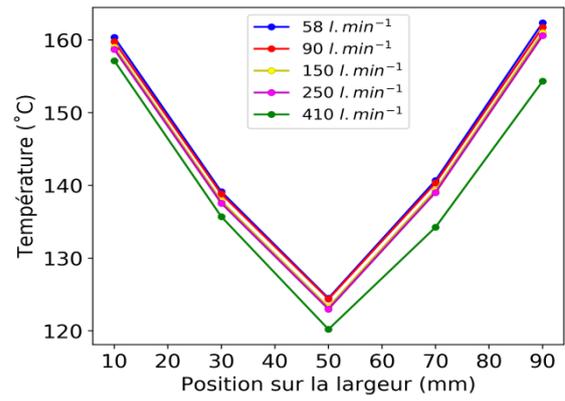


b)

Annexes

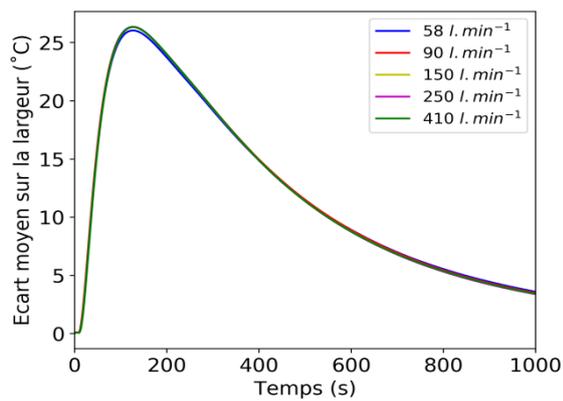


c)

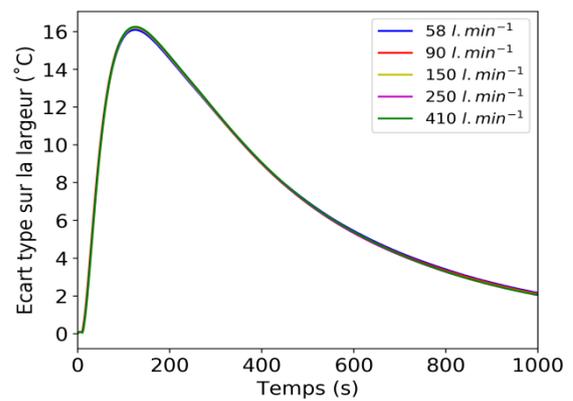


d)

Figure 0-29 : Evaluation de l'homogénéité de la température sur la largeur de la surface supérieure de l'élément test pour un débit d'eau de 2,6 l.min⁻¹: a) Ecart moyen, b) Ecart type, c) Ecart maximum, d) Distribution de la température sur le profil 2 pour t=300 s.

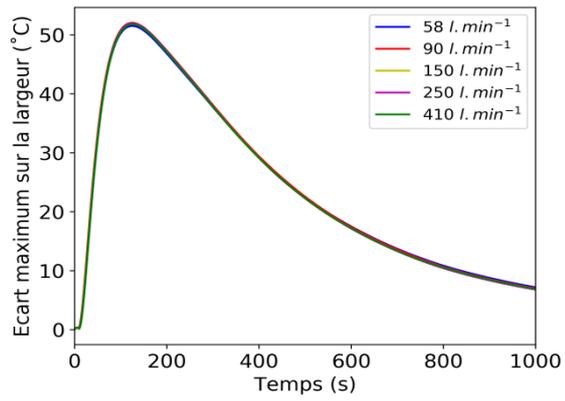


a)

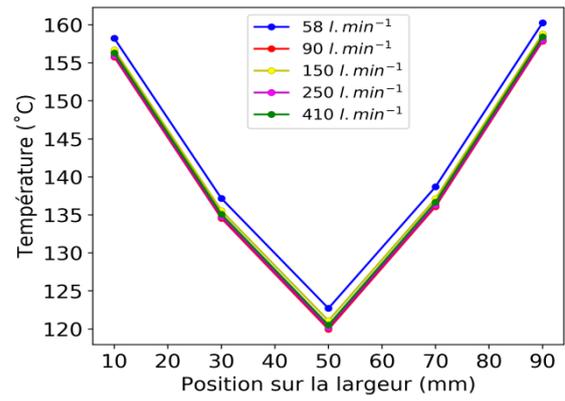


b)

Annexes



c)



d)

Figure 0-30 : Evaluation de l'homogénéité de la température sur la largeur de la surface supérieure de l'élément test pour un débit d'eau de 3,5 l.min⁻¹: a) Ecart moyen, b) Ecart type, c) Ecart maximum, d) Distribution de la température sur le profil 2 pour t=300 s.

Titre : Etude expérimentale, optimisation et régulation des transferts de chaleur lors du refroidissement d'une section d'outillage haute température par l'utilisation de multi-jets impactants

Mots clés : jets d'eau, écoulement d'air transverse, homogénéité thermique, commande prédictive

Résumé : La mise en forme de certains matériaux composites nécessite des températures de cuisson élevées. Ces moules sont souvent refroidis par l'écoulement d'un fluide caloporteur dans des canaux cylindriques percés dans le moule. Dû aux températures de cuisson élevées, l'eau, qui est le fluide caloporteur de préférence, change d'état lorsqu'elle entre en contact avec les canaux de refroidissement. Ce changement d'état crée des poches de vapeur qui ralentissent le refroidissement en aval des canaux de refroidissement. Ceci mène à un refroidissement hétérogène du moule. De plus, l'ébullition de l'eau rend le contrôle de la vitesse de refroidissement des moules difficile en raison du changement du coefficient d'échange au niveau des parois dû au changement des régimes d'ébullition au fur et à mesure que la température de paroi baisse.

Dans cette étude, un élément représentatif d'une section de moule est refroidi par une approche qui consiste à impacter les surfaces des canaux de refroidissement par multi-jets d'eau et un écoulement d'air transverse. Les objectifs principaux de l'étude sont de refroidir l'élément de façon homogène et de contrôler sa vitesse de refroidissement. Par rapport à l'approche classique d'écoulement diphasique, la technique de refroidissement par multi-jets impactants et un écoulement d'air transverse permet un refroidissement relativement homogène ($\pm 2^\circ\text{C}$) sur toute la durée du refroidissement. En plus, on montre qu'avec la commande prédictive, il est possible de contrôler la vitesse de refroidissement de l'élément avec une précision de $\pm 5^\circ\text{C}$ par rapport à la consigne imposée.

Title : Experimental study of the homogeneous and automated cooling of a high temperature moulding tool segment by multiple jet impingement

Keywords : water jets, cross airflow, temperature homogeneity, model predictive control

Abstract: The forming of some composite materials requires relatively high temperatures (up to 450°C) in order to complete the forming process. As a result of these high temperatures, when the coolant (water) flows through the cooling channels of the moulds used to form the materials, it boils and changes phase immediately. This leads to a non-homogeneous distribution of the phases along the cooling channels with the liquid phase dominating at the entrances of the channels while the gaseous phase dominates at the channel exits. As a result of this phenomenon, there's a disparity in the heat flux along the cooling channel which in turn causes a heterogeneous temperature distribution along the mould. Heterogeneous cooling could negatively affect the quality of the part being formed. Additionally, the boiling process makes the control of the cooling speed difficult.

This study explores the use of a cooling approach that involves the simultaneous use of multiple impinging water jets and a cross airflow in order to limit the heterogeneity of the phase distribution along the cooling channels and enable the control of the cooling speed by an intermittent impingement of the jets. A test bench representative of a mould's segment was able to be cooled in a homogenous manner ($\pm 2^\circ\text{C}$) during the entire duration of the cooling process which isn't the case when cooling via the traditional boiling flow approach. Additionally, model predictive control was used to precisely control the cooling speed of the test segment ($\pm 5^\circ\text{C}$ of the imposed constraint). Cooling ramps ranging from $5^\circ\text{C}/\text{min}$ to $25^\circ\text{C}/\text{min}$ were tested.