

Université Pierre et Marie Curie

Ecole doctorale : Sciences mécanique, acoustique, électronique et robotique de Paris

Irstea / GPAN

Incidence de l'implémentation d'un système de pulvérisation de gouttelettes d'eau sur l'efficacité d'un groupe de production de froid embarqué

Par Pierre-Emmanuel VENDÉ

Thèse de doctorat de génie des procédés

Dirigée par Laurence FOURNAISON et Anthony DELAHAYE
Encadrée par François TRINQUET et Stéphanie LACOUR

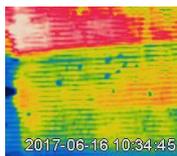
Présentée et soutenue publiquement le 30 mars 2018

Devant un jury composé de :

M. Kamel AZZOUZ	Responsable Expertise et Ingénierie Avancée, Valéo	Invité
M. Pascal BOULET	Professeur, Université de Lorraine, LEMTA	Rapporteur
M. Anthony DELAHAYE	Directeur de recherche, Irstea	Examinateur
M. Didier DERUY	Chef de Projet Innovation, Renault	Invité
Mme Laurence FOURNAISON	Directrice de recherche, Irstea	Examinatrice
M. Laurent GAGNEPAIN	Ingénieur Expert, ADEME	Examinateur
Mme Stéphanie LACOUR	Chargée de recherche, Irstea	Examinatrice
M. Luis LE MOYNE	Professeur, Université de Bourgogne, ISAT	Rapporteur
M. François TRINQUET	Ingénieur de recherche, Irstea	Examinateur
M. Stéphane ZALESKI	Professeur, Sorbonne Universités	Examinateur

Irstea
Institut national de recherche en sciences et
technologie pour l'environnement et l'agriculture
Génie des procédés frigorifiques d'Antony
1, rue Pierre-Gilles de Gennes
CS 10030
92761 Antony cedex

Sorbonne Universités
Ecole doctorale SMAER (ED 391)
Sciences mécaniques acoustiques
électroniques et robotiques de Paris
4, place Jussieu
BC 270
75252 Paris cedex 05

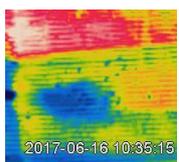


Aux êtres aimés sans qui ma vie n'aurait aucun sens

*« L'homme absurde est celui qui ne change jamais »
Georges CLÉMENCEAU (1841-1929)*

*« Dans la vie, rien n'est à craindre, tout est à comprendre »
Marie Curie (1867-1934)*

*« Le succès c'est d'aller d'échec en échec sans perdre son enthousiasme »
Winston CHURCHILL (1874-1965)*



Remerciements

Après ces 3 années de thèse passées au sein de l'équipe Enerfri de l'unité GPAN d'Irstea Antony, il est venu le temps pour moi de partir vers d'autres cieux. Mais avant cela, je tiens à adresser mes remerciements à tous ceux qui m'ont accompagné pendant tout ce temps.

Je commence donc logiquement par remercier M. François TRINQUET et Mme Stéphanie LACOUR pour avoir encadré mon travail et pour m'avoir octroyé leurs conseils tout au long de ces 3 ans. Concernant François, je me rappelle plus particulièrement de la conversation téléphonique que nous avons eue en novembre 2014 et lors de laquelle il me sollicitait pour un entretien pour cette thèse : le début de l'aventure...

Ensuite, je tiens à remercier Mme Laurence FOURNAISON et M. Anthony DELAHAYE pour avoir accepté d'être mes directeurs de thèse, avec toutes les responsabilités que cela implique. J'exprime en particulier toute ma gratitude à Laurence pour m'avoir accordé autant de son temps dans l'élaboration de mes deux articles de journal, puis, de mon manuscrit de thèse : je ne sais pas si j'aurais pu en arriver là sans son aide. J'ai également apprécié les interventions d'Anthony qui m'ont aidé à prendre du recul vis-à-vis de mon travail.

Je remercie bien évidemment M. Pascal BOULET, professeur de l'Université de Lorraine et M. Luiz LE MOYNE, professeur de l'Université de Bourgogne pour avoir accepté de rapporter mon travail de thèse. Merci également à M. Stéphane ZALESKI, professeur à l'Université Pierre et Marie Curie et M. Laurent GAGNEPAIN, ingénieur expert à l'ADEME, financeur de ma thèse, d'avoir accepté d'examiner mon travail.

Mon travail de thèse s'est également fait en collaboration avec les industriels Valéo et Renault. Je tiens donc à remercier Ms. Didier DERUY et Kamel AZZOUC d'avoir accepté de participer à mon jury de thèse. Chez Renault, M. Sylvain BRÜCK m'a notamment apporté une aide précieuse tout au long de ma thèse. Chez Valéo, M. Nicolas DEVIENNE a toujours gardé un œil bienveillant et intéressé vis-à-vis de mes travaux, allant même à intégrer à temps partiel dans le projet d'anciens doctorants d'Irstea, Ms. Michael LESSNER et Julien TISSOT. Je n'oublie pas les personnes qui sont partis ou qui sont arrivés en cours de mon projet et qui m'ont également apporté leur aide, comme Ms. Claude WALLECAN, Olivier CAYOL ou Alain LEFEBVRE.

Cette thèse étant essentiellement expérimentale, mes résultats n'auraient pas été les mêmes sans le soutien indéfectible de l'ensemble de l'équipe technique. Ainsi j'adresse un énorme merci à Christophe JOUQUIN qui a toujours été là quand j'avais besoin de lui, et dont les conseils en bricolage m'ont été précieux. J'ai également apprécié l'aide de Joseph ANDREU qui a monté la structure de base de ma maquette expérimentale avant de partir en retraite, ainsi que les quelques conversations que j'ai pu avoir avec Olivier SPIGA avant qu'il s'en aille travailler à l'IPN d'Orsay. Merci à Jérôme GAHARTIAN qui m'a apporté son aide et son regard de philosophe. Je pense également à Sébastien SAAVEDRA, toujours de bonne humeur, qui a participé au projet en effectuant, avec Stéphanie, les expériences sur véhicule pendant que je rédigeais. Romuald HUNLEDE m'a aussi beaucoup aidé, notamment quand j'avais des problèmes avec la cellule climatique. Je n'ai pas vraiment eu l'occasion de solliciter énormément d'un point de vue professionnel les nouveaux venus que sont Elyamin DAHMANA, Alain THOMAS et Alain DENIS mais j'ai pu apprécier leurs compagnies chaleureuses.

J'ai été amené lors de ma thèse à solliciter de nombreuses fois le support informatique. Je tiens à donc à remercier Ms. Roger MARTINS, Sylvain DESCLOUX et Patrice GAHERY d'avoir répondu à mes attentes en gardant le sourire même si mes demandes pouvaient être un casse-tête.

Par ailleurs, j'ai apprécié encadrer mes deux stagiaires, Baptiste MEDINA et Elias LESKINEN. Bien qu'ils ne soient pas restés longtemps (un mois chacun), ils se sont révélés très sérieux et efficaces dans le travail que je leur ai demandé et m'ont permis de gagner du temps au moment où j'en avais le plus besoin.

Vers le début de ma thèse, une collaboration a été initiée avec une équipe de recherche à Irstea de Montpellier. J'aimerais donc remercier Ariane VALLET et Cyril TINET pour toute l'aide qu'ils ont apporté en me donnant accès à une caractérisation PDA de la granulométrie des buses à cône creux que j'ai utilisé lors de mon étude.

Je remercie également tous mes collègues doctorants que j'ai côtoyés pendant ces trois années. La thèse étant une expérience un peu particulière, j'ai apprécié ne pas la vivre isolé, en étant entouré de personnes confrontés à des problèmes similaires. Je remercie donc Jérémy OIGNET, Logan LECOQ, Oscar DARIO-HERNANDEZ, Mouna MERAI, Mahdjouba AKERMA, Victor VICENTE, Nattawut CHAOMANG, Anh-Thu PHAM, Violette MULOT, Ronia BEN-ABDALLAH, Amokrane BOUFARES et Cyrine DAMAK. Je remercie tout particulièrement Fabien RAOULT pour sa sincérité et son humour insoupçonné, Véronique MASSELOT pour être telle qu'elle est et enfin Thomas DUFOUR pour sa spontanéité et sa générosité qui font de lui quelqu'un sur qui l'on peut compter dans les moments difficiles. Je n'oublie pas les anciens doctorants que j'ai très brièvement côtoyé, Maxime LEJEUNE et Karl WUNSCH.

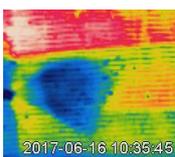
L'équipe GPAN a su instaurer en son sein une excellente ambiance à la fois au niveau professionnel mais aussi d'un point de vue moins conventionnel pendant la pause déjeuner. Je remercie donc ici ceux que je n'ai pas encore cités et avec qui j'ai eu la chance d'entretenir d'excellentes relations. Je pense ainsi tout particulièrement à Denis LEDUCQ et Hong Minh HOANG qui m'ont accueilli pour la première fois dans cette équipe pendant mon stage de master et en partie grâce à qui j'ai obtenu cette thèse. Merci également à Jean MOUREH, Pierre COLDRAY, Steven DURET, Toutie NDOYE, Hayat BENKHELIFA, Graciela ALVAREZ, Véronique OSSWALD, Onrawee LAGUERRE, Evelyne DERENS et Sylvie CARLINI pour l'accueil qu'ils m'ont fait et les conversations que nous avons pu avoir.

D'un point de vue plus personnel, j'aimerais adresser un remerciement global à mes amis que je n'ai pas trop eu l'occasion de voir le temps de ma thèse. Je tiens tout particulièrement à remercier du fond du cœur celle qui partage ma vie pour sa présence et son soutien.

Enfin, je ne saurais exprimer toute ma gratitude à ma famille, qui a toujours été présente pour me soutenir. Merci d'être tel que vous êtes et de m'avoir fait tel que je suis. La vie n'aurait aucun sens si vous n'étiez pas à mes côtés, à partager mes joies et mes peines.

Bref, je n'aurai jamais assez de place pour pleinement exprimer toute la reconnaissance que j'éprouve envers vous tous.

MERCI À TOUS !!!



Incidence de l'implémentation d'un système de pulvérisation de gouttelettes d'eau sur l'efficacité d'un groupe de production de froid embarqué

Résumé

La brumisation du condenseur à air d'une machine frigorifique permet une augmentation des échanges thermiques avec l'évaporation de l'eau dans l'air ou en paroi, ce qui augmente la puissance frigorifique et diminue le travail de compression. Ce phénomène est appliqué dans le cadre automobile afin d'abaisser la consommation supplémentaire de carburant induite par la climatisation lorsque le véhicule est à l'arrêt ou roule à faible vitesse. Un dispositif de brumisation autosuffisant en eau, peu énergivore et peu encombrant a ainsi été implémenté afin d'impacter le condenseur du système de climatisation d'un véhicule. Une étude de dimensionnement a montré que le dispositif ne devait pas consommer plus de 1 kg.h^{-1} récupérés à partir des condensats de l'évaporateur. Les buses étudiées (cône creux et jet plat) ont été choisies en fonction de ce critère. Le condenseur de la machine frigorifique a été isolé dans une maquette expérimentale afin de caractériser et optimiser l'effet de la brumisation. Une méthode d'analyse thermique des surfaces impactées a été développée pour caractériser le phénomène de bouchage étant donné que l'échange thermique se fait à la fois par impact sur la surface de l'échangeur et par l'évaporation du film d'eau. Il a ainsi été montré que, sur le long terme, si la surface frontale de l'échangeur est bouchée à 17 %, cela entraîne 45 % de pertes de charge supplémentaires et 20 à 25 % de transfert thermique en moins. Mais le bouchage peut être bénéfique et stocker de l'énergie thermique lorsque la durée de pulvérisation ne dépasse pas 25 minutes. Enfin, au terme de l'étude, le dispositif de brumisation a été implémenté sur le véhicule et des premiers essais ont montré un réel gain apporté par la brumisation, ce qui est encourageant pour une éventuelle industrialisation du dispositif.

Mots-clés : Brumisation d'eau, buse(s), basse pression, encombrement, impactation, gain de performance, bouchage, intermittence, échangeur mini-canaux, surface impactée

Impact of the implementation of a water spraying system on the efficiency of an embedded refrigeration unit

Abstract

Spraying the air condenser of a refrigerating unit increases the heat exchange thanks to the evaporation of water in the air or on the wall, which increases the cooling capacity and decreases the compression work. This phenomenon is applied to the automotive context in order to lower the additional fuel consumption induced by the air conditioning when the vehicle is stopped or is at low speed. A self-sufficient, low-energy, space-saving spraying device was thus implemented in order to impact the condenser of the air conditioning system of a vehicle. A sizing study showed that the spraying device should not consume more than 1 kg.h^{-1} recovered from the condensates on the evaporator. The studied nozzles (hollow cone and flat fan) were therefore chosen according to this criterion. The condenser of the refrigerating unit was isolated in an experimental device to characterize and optimize the water spraying effect. A thermal analysis method of impacted surfaces has been developed to characterize the clogging phenomenon as the heat is exchanged mainly by the surface impact of the exchanger followed by the water film evaporation. For the long term spraying, 17 % clogging area of the exchanger front surface induces 45 % additional pressure drop and around 25 % degradation in the heat transfer. But clogging can be beneficial and store thermal energy when the spraying time does not exceed 25 minutes. Finally, at the end of the study, the spraying device was implemented on the vehicle and first tests showed a real gain brought by spraying, which is encouraging for a possible industrialization of the device.

Keywords: water spraying, nozzle(s), low pressure, space saving, impaction, performance enhancement ratio, clogging, intermittence, minichannel heat exchanger, impacted surface

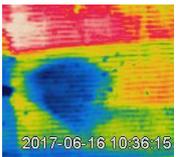
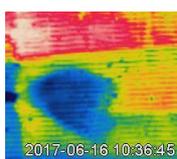


Table des matières

Remerciements	4
Table des illustrations	12
Nomenclature	18
Introduction	22
Chapitre I : Etat de l'art général	26
I.1 Contexte général	28
I.1.1 Machine frigorifique.....	28
I.1.1.1 Principe de fonctionnement.....	28
I.1.1.2 Technologies de condenseurs	29
I.1.2 Principe de la brumisation	31
I.1.2.1 Propriétés de l'air humide.....	31
I.1.2.2 Application aux machines frigorifiques	33
I.2 Sprays et interactions surfaciques	33
I.2.1 Définition et applications des sprays	34
I.2.2 Principe de formation de spray	35
I.2.2.1 Principe de base	35
I.2.2.2 Facteurs influençant la fragmentation	37
I.2.2.3 Techniques de mesure d'un spray.....	38
I.2.3 Distribution des tailles de gouttes dans le spray.....	39
I.2.4 Types de buses	41
I.2.5 Interaction surfacique	42
I.2.5.1 Interaction d'une goutte avec une paroi.....	42
I.2.5.2 Paramètres influençant l'interaction à l'échelle d'une goutte.....	43
I.2.5.2.1 Taille de goutte	43
I.2.5.2.2 Vitesse et angle d'incidence de la goutte.....	43
I.2.5.2.3 Propriétés physico-chimiques de la goutte.....	44
I.2.5.2.4 Propriétés de la paroi.....	44
I.3 Etude paramétrique du transfert thermique	45
I.3.1 Brumisation des échangeurs	46
I.3.1.1 Définitions des échangeurs de chaleur	46
I.3.1.2 Influence de la brumisation sur l'efficacité de l'échangeur	48
I.3.1.1 Paramètres d'optimisation.....	51
I.3.1.1.1 Paramètres de spray	51
I.3.1.1.2 Ecoulement d'air : vitesse et conditions ambiantes	53
I.3.1.1.3 Echangeur : géométrie, conditions d'entrée et pertes de charge	54
I.3.1.2 Effet local.....	55
I.3.1.3 Répartition de l'eau dans le processus de brumisation	57
I.3.1.3.1 Evaporation	57
I.3.1.3.2 Taux de captation.....	58
I.3.1.3.3 Film d'eau.....	60
I.3.2 Elargissement de l'étude aux autres dispositifs de brumisation.....	61

I.3.2.1	Les tours aéroréfrigérantes	61
I.3.2.2	Equipements électroniques.....	62
I.3.3	Autres paramètres d'optimisation de la brumisation thermique	64
I.3.3.1	Conditions ambiantes et écoulement d'air	64
I.3.3.2	Pression, débit d'injection, vitesse et granulométrie de spray	65
I.3.3.3	Angle, inclinaison de spray et positionnement de buse.....	66
I.3.3.4	Incidence du nombre de buses : recoupement des sprays	68
I.3.3.5	Intermittence de spray	69
I.3.3.6	Type de fluide	71
I.4	Conclusion de l'État de l'art	72
Chapitre II : Matériel et méthode		74
II.1	Spécificités de l'étude de climatisation automobile	76
II.1.1	Contexte de la de brumisation appliquée à la climatisation automobile	76
II.1.2	Spécificités de la climatisation automobile.....	76
II.2	Dimensionnement du dispositif	78
II.2.1	Diagramme psychrométrique	79
II.2.2	Formules pour la machine frigorifique.....	81
II.3	Maquette de l'échangeur à air automobile.....	83
II.3.1	Echangeur.....	84
II.3.2	Ventilation d'air.....	85
II.4	Buses de brumisation	88
II.4.1	Présentation des buses utilisées	88
II.4.2	Pompes à disposition	90
II.4.2.1	Pompe de laboratoire Prominent.....	90
II.4.2.2	Pompe lave-glace Renault	92
II.4.2.3	Pompe d'imprimante FuLiSiTe.....	93
II.4.3	Débits des buses et taux d'évaporation	94
II.4.3.1	Sprays: débits et pressions	94
II.4.3.2	Taux d'évaporation.....	96
II.4.4	Granulométrie des buses	97
II.4.4.1	Techniques de mesures granulométriques	97
II.4.4.1.1	Mesure ponctuelle par Anémométrie à phase Doppler (PDA)	97
II.4.4.1.2	Mesure intégrale par diffraction laser (Spraytec)	98
II.4.4.2	Résultats préliminaires de granulométrie	99
II.4.4.2.1	Mesures PDA pour la buse à cône creux.....	100
II.4.4.2.2	Mesures Spraytec pour la buse à cône creux.....	102
II.4.4.2.3	Granulométrie de la buse jet plat et comparaison avec la buse à cône creux.....	105
II.5	Méthodes d'analyse des données	106
II.5.1	Caractérisation physique de l'échange thermique	106
II.5.2	Analyse d'image thermique	110
II.5.2.1	Présentation	111
II.5.2.2	Principe.....	111
II.5.2.3	Exploitation et limites de la méthode	113
II.6	Incertitudes et protocole expérimental	115
II.6.1	Récapitulatif des incertitudes de mesures.....	115



II.6.2	Instrumentation de la maquette	117
II.6.3	Protocole de brumisation sur la maquette expérimentale	118
II.7	Véhicule test	119
II.7.1	Présentation du dispositif	119
II.7.2	Protocole	121
II.8	Conclusion du Matériel et des Méthodes.....	122
Chapitre III :	Résultats expérimentaux.....	124
III.1	Etude de positionnement et d'orientation de buse	126
III.1.1	Etude préliminaire d'orientations de buse avec le masque	126
III.1.1.1	Orientations en co-courant et en contre-courant	126
III.1.1.2	Introduction à de nouvelles orientations	127
III.1.2	Orientation et positionnement de buse sur la surface	128
III.1.2.1	Choix des positionnements testés.....	129
III.1.2.2	Discussion sur la surface impactée.....	130
III.1.2.3	Comparaison avec des gains théoriques d'évaporation adiabatique.....	133
III.1.2.4	Discretisation de l'échangeur à l'échelle de la passe	134
III.1.2.5	Discrimination du positionnement par le gain	136
III.2	Caractérisation du bouchage de l'échangeur	139
III.2.1	Choix du temps d'observation du bouchage	139
III.2.1.1	Pré-étude à court terme.....	139
III.2.1.2	Introduction de l'étude à long terme	143
III.2.2	Etude paramétrique du dispositif de brumisation	147
III.2.2.1	Débit d'air	147
III.2.2.2	Température de paroi	148
III.2.2.3	Durée de brumisation.....	149
III.2.2.4	Débit d'eau brumisée	150
III.2.3	Etude du bouchage par les surfaces impactées.....	151
III.2.3.1	Taux de bouchage.....	151
III.2.3.2	Pertes de performance et pertes de charge.....	153
III.2.4	Influence du nombre de sources	155
III.3	Spécificités de la brumisation pour l'application	159
III.3.1	Buse à jet plat	159
III.3.2	Masque du condenseur	162
III.3.2.1	Champs de vitesse	162
III.3.2.2	Impact sur le transfert	164
III.3.3	Spray intermittent	165
III.4	Implémentation du dispositif sur le véhicule	169
III.4.1	Dimensionnement préliminaire	169
III.4.1.1	Source des données météorologiques	169
III.4.1.2	Cartographie climatique de performance	170
III.4.1.3	Conclusions du dimensionnement	175
III.4.2	Essais sur véhicule.....	176
III.5	Conclusion des Résultats.....	180
Conclusion générale et Perspectives	182	

Annexes.....	186
A. Détails des techniques de mesure de spray	186
B. Détails des différents types de buses	188
B.1 Buses hydrauliques.....	188
B.2 Buses pneumatiques	190
B.3 Buses rotatives	191
B.4 Autres buses.....	192
C. Transferts de chaleur en spray cooling	194
D. Etalonnage des différents capteurs	197
D.1 Etalonnage des thermocouples	197
D.2 Etalonnage des hygromètres	198
E. Procédures d'essais	199
E.1 Essais sur maquette.....	199
E.2 Essais sur véhicule	200
F. Ruissellement vs brumisation	203
G. Champs de vitesse projetés en 2D.....	204
Références.....	<i>Erreur ! Signet non défini.</i>

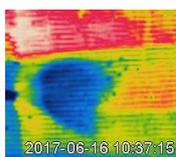


Table des illustrations

Figure 1 – Principe d'une machine frigorifique (Tissot, 2011)	28
Figure 2 – Evolution du nombre et du taux d'incidence annuels des cas notifiés de légionellose en France de 1988 à 2016 (© Santé Publique France, 14/06/2017)	30
Figure 3 – Diagramme psychrométrique (© ABC CLIM).....	32
Figure 4 – Modification du cycle de compression après intensification des transferts de chaleur au condenseur (Youbi-Idrissi et al., 2007).....	33
Figure 5 – Spectre des différents diamètres de gouttes (en μm) (Jones et Nolan, 1995)	34
Figure 6 – Mécanisme de la désintégration (Grosshans et al., 2015)	36
Figure 7 - Distributions cumulative (a) et fréquentielle (b) pour $q = 4$ et $D0.999 = 25 \mu\text{m}$	41
Figure 8 – Aires touchées par les buses à cônes plein et creux, et à jet plat (Liang et Mudawar, 2017)	42
Figure 9 – Impact d'une goutte d'eau sur une paroi froide (Lindgren, 2004).....	42
Figure 10 – Eclatement immédiat (Rioboo et al., 2001).....	43
Figure 11 – Géométrie d'incidence d'une goutte sur une paroi (Dewitte, 2006)	44
Figure 12 – Effet d'ombre (Dewitte, 2006).....	44
Figure 13 – Géométrie d'un échangeur mini-canaux à ailettes (Kim et al., 2001 ; Jabardo et Mamani, 2003)	47
Figure 14 – Ratio entre les flux thermiques échangés avec et sans brumisation en fonction de la température ambiante (Boulet et al., 2013)	51
Figure 15 – Efficacité de refroidissement de la brumisation en fonction du débit d'air à co-courant et contre-courant (Hamlin et al., 1998)	52
Figure 16 – Coefficients de transfert et de friction à 40 % d'humidité ambiante sans brumisation (lignes pleines et pointillées) et avec brumisation (Chen et al., 2013).....	53
Figure 17 – Gain de performance de la brumisation en fonction de la température d'entrée de l'échangeur pour différentes hygrométries ambiantes avec un flux massique de spray de $250 \text{ kg.m}^{-2}.\text{h}^{-1}$ et une vitesse d'air de $7,2 \text{ m.s}^{-1}$ (Dreyer et al., 1992).....	54
Figure 18 – Proportions d'évaporation amont, de l'évaporation du film et du drainage dans la consommation d'eau et le transfert thermique additionnel (Xiao et al., 2017).....	57
Figure 19 – Distance d'évaporation d'une goutte en fonction de sa taille dans un air à $46 \text{ }^\circ\text{C}$, 70 % d'humidité relative et s'écoulant à 3 m.s^{-1} (Sloley, 2013).....	58
Figure 20 – Taux de captation en fonction de la vitesse d'air débitante à travers l'échangeur pour un spray à contre-courant (a) et à co-courant (b) et des pressions d'injection de 40 et 60 bar (Boulet et al., 2013).....	59
Figure 21 – Schéma de principe d'une tour aéroréfrigérante en circuit ouvert (a) et en circuit fermé (b).....	61
Figure 22 – Techniques de refroidissement en électronique (Smakulski et Pietrowicz, 2016)	63
Figure 23 – Répartition du flux surfacique en fonction de l'angle (ϑ) et de l'inclinaison (α) du spray (Zhang et Ruan, 2013).....	67
Figure 24 – Dispositions de buses testées par (Sadafi et al., 2016).....	69
Figure 25 – Schéma heuristique de la brumisation sur un condenseur à air.....	73
Figure 26 - Schéma de la climatisation automobile (Darding, 2014)	77
Figure 27 – Schéma de principe	78
Figure 28 – Diagramme psychrométrique avec données de la modélisation.....	80
Figure 29 – Vues photographique (a) et schématique (b) de la maquette expérimentale.....	83
Figure 30 – Schéma de l'échangeur mini-canaux utilisé dans l'étude.....	84
Figure 31 – Schéma de principe du circuit hydraulique de la maquette	85
Figure 32 – Dispositif de mesure de débit d'air.....	86
Figure 33 – Dispositif de calibration du tachymètre	87
Figure 34 – Photos et plans des buses Lechler 212.004 (a) et 220.014 (b) (© Lechler).....	88
Figure 35 – Schéma de principe de la buse jet plat (© Spraying Systems).....	89
Figure 36 – Caractéristiques pression vs débit des pompes Prominent (© Prominent)	91

Figure 37 – Coupe longitudinale de la pompe Prominent (© Prominent).....	91
Figure 38 – Montage de la pompe Prominent	92
Figure 39 – Schéma de principe de la pompe centrifuge (© maxicours.com).....	93
Figure 40 – Pompe lave-glace Renault.....	93
Figure 41 –Photo de la pompe d'imprimante FuLiSiTe.....	94
Figure 42 – Débit mesuré en fonction du débit théorique pour la buse jet plat à P = 2 bar en fonctionnement continu et intermittent.....	95
Figure 43 – Mesure du taux d'évaporation	96
Figure 44 – Principe de fonctionnement du PDA (© LMFA)	97
Figure 45 – Schéma de principe du Spraytec (© Malvern).....	98
Figure 46 – Installation utilisée pour le Spraytec	99
Figure 47 – Evolution de la concentration des gouttelettes sur l'axe longitudinal pour 5 et 10 bar	101
Figure 48 – Evolution du diamètre de Sauter sur l'axe longitudinal pour 5 et 10 bar.....	101
Figure 49 – Evolution de la vitesse des gouttelettes sur l'axe longitudinal pour 5 et 10 bar	102
Figure 50 – Visuels du spray LECHLER à différentes pressions	103
Figure 51 – Distribution fréquentielle de tailles de gouttes pour la buse LECHLER à basses pressions.....	104
Figure 52 – Distribution fréquentielle de tailles de gouttes pour la buse LECHLER 212.004 à 1 et 10 cm pour les pressions 3, 5 et 10 bar	104
Figure 53 – Comparaison de la granulométrie de la buse à jet plat avec celle de la buse à cône creux	105
Figure 54 – Evolution temporelle des images thermiques pour une température d'eau à l'entrée de l'échangeur à 70°C, un débit d'eau dans l'échangeur à 500 kg.h ⁻¹ , un débit de spray de 1,4 kg.h ⁻¹ et un débit d'air de 520 kg.h ⁻¹	111
Figure 55 – Etapes de l'analyse d'image.....	112
Figure 56 – Exemples de surfaces efficaces de refroidissement et de surfaces totales de brumisation.....	113
Figure 57 – Conversion pixel –cm en fonction de la distance entre la caméra thermique et l'échangeur	113
Figure 58 – Différentiels d'images thermiques pour 1, 2 et 3 buses	114
Figure 59 – Différentes situations rencontrées par rapport au recoupement des sprays pour plusieurs buses..	114
Figure 60 – Calcul de la surface totale de brumisation avec prise en compte des points de déflexion de la surface efficace de refroidissement pour les différents cas de recoupement en multi-buses.....	115
Figure 61 – Schéma illustratif de l'instrumentation de la maquette.....	117
Figure 62 – Schéma récapitulatif de toute l'instrumentation sur le véhicule.....	119
Figure 63 – Emplacements des thermocouples dans la face avant du véhicule.....	120
Figure 64 – Photos de l'implémentation du dispositif de brumisation sur le véhicule	121
Figure 65 – Dispositif expérimental du choix d'orientation de buse.....	126
Figure 66 – Schéma de la disposition des buses.....	128
Figure 67 – Schéma des positionnements testés pour la buse à cône creux.....	129
Figure 68 – Surfaces impactées par le spray sur l'échangeur dans 6 des 11 positionnements testés.....	129
Figure 69 – Influence des débits de spray et d'air sur la distribution statistique de la surface totale de brumisation	130
Figure 70 – Schéma de principe de la mesure de la distance parcourue par le spray.....	132
Figure 71 – Surface totale de brumisation en fonction de la distance parcourue par le spray.....	133
Figure 72 – Illustration de l'abscisse curviligne sur l'échangeur de chaleur.....	134
Figure 73 – Evolution de la température de paroi sans brumisation et avec pour les buses 4 et 11 (a) et résultats en baisse de température (b).....	135
Figure 74 – Facteur de Colburn en conditions sèches et humides pour 2 différents nombres de Reynolds sur l'air pour le positionnement de buse n°11.....	136
Figure 75 – Gain de coefficient de transfert en fonction du ratio eau/air pour les positionnements de buse	137
Figure 76 – Gains de performances des onze positionnements en fonction de la température de paroi sèche pour le débit d'air de 480 kg.h ⁻¹ et les deux débits d'eau.....	138

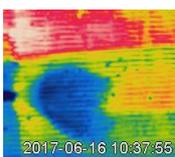
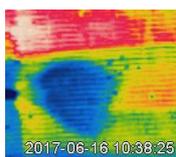
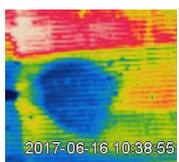


Figure 77 – Evolution temporelle de la TSS à $T_i^{hex} = 50\text{ °C}$, $\dot{m}_w^{hex} = 500\text{ kg.h}^{-1}$, $\dot{m}_w^{nz} = 1,4\text{ kg.h}^{-1}$ et $\dot{m}_a = 450, 520, 580, 700$ et 900 kg.h^{-1}	140
Figure 78 – Evolution temporelle de la TSS à $T_i^{hex} = 40, 50$ et 70 °C, $\dot{m}_w^{hex} = 500\text{ kg.h}^{-1}$, $\dot{m}_w^{nz} = 1,4\text{ kg.h}^{-1}$	141
Figure 79 – Evolution temporelle de l'ECS à $T_i^{hex} = 50\text{ °C}$, $\dot{m}_w^{hex} = 500\text{ kg.h}^{-1}$, $\dot{m}_w^{nz} = 1,4\text{ kg.h}^{-1}$ et $\dot{m}_a = 450, 520, 580, 700$ et 900 kg.h^{-1}	141
Figure 80 – Evolution temporelle de l'ECS à $T_i^{hex} = 40, 50$ et 70 °C , $\dot{m}_w^{hex} = 500\text{ kg.h}^{-1}$, $\dot{m}_w^{nz} = 1,4\text{ kg.h}^{-1}$	142
Figure 81 – Gain de coefficient de transfert en fonction du ratio eau/air corrigé en surface σ à $T_i^{hex} = 40, 50$ et 70 °C , $\dot{m}_w^{hex} = 500\text{ kg.h}^{-1}$, $\dot{m}_w^{nz} = 1,4\text{ kg.h}^{-1}$	142
Figure 82 – Schéma des positionnements de buses testés sur le long terme	144
Figure 83 – Evolution temporelle du gain de performance, de l'ECS et de la TSS pour 1 buse en orientations verticale/horizontale ($T_i^{hex} = 70\text{ °C}$, $\dot{m}_w^{hex} = 285\text{ kg.h}^{-1}$, $\dot{m}_w^{nz} = 1,4\text{ kg.h}^{-1}$, $p_w^{nz} = 10\text{ bar}$, $\dot{m}_a = 450\text{ kg.h}^{-1}$ et $t_w^{nz} = 45\text{ minutes}$)	145
Figure 84 – Mouillage d'un échangeur à mini-canaux par un spray (Da-Conceicao et Youbi-Idrissi, 2008)	146
Figure 85 – Evolution temporelle du gain de performance pour 1 buse à différents débits d'air (buse 1, $T_i^{hex} = 50\text{ °C}$, $\dot{m}_w^{hex} = 285\text{ kg.h}^{-1}$, $\dot{m}_w^{nz} = 1,4\text{ kg.h}^{-1}$, $p_w^{nz} = 3\text{ bar}$, $\dot{m}_a = 450, 700, 900\text{ kg.h}^{-1}$ et $t_w^{nz} = 35-45\text{ minutes}$)	147
Figure 86 – Evolution temporelle du gain de performance pour 1 buse à différentes températures de paroi (buse 1, $T_i^{hex} = 40, 50, 70\text{ °C}$, $\dot{m}_w^{hex} = 520\text{ kg.h}^{-1}$, $\dot{m}_w^{nz} = 1,4\text{ kg.h}^{-1}$, $p_w^{nz} = 10\text{ bar}$, $\dot{m}_a = 450\text{ kg.h}^{-1}$ et $t_w^{nz} = 45\text{ minutes}$)	148
Figure 87 – Evolution temporelle du gain de performance pour 1 buse à différents temps de brumisation (buse 1, $T_i^{hex} = 40\text{ °C}$, $\dot{m}_w^{hex} = 285\text{ kg.h}^{-1}$, $\dot{m}_w^{nz} = 1,4\text{ kg.h}^{-1}$, $p_w^{nz} = 10\text{ bar}$, $\dot{m}_a = 450\text{ kg.h}^{-1}$ et $t_w^{nz} = 10, 25, 45\text{ minutes}$) ...	149
Figure 88 – Energie cumulée pour les périodes de brumisation, contraction et rétraction pour les 3 durées de brumisation (10, 25 et 45 minutes)	150
Figure 89 – Evolution temporelle du gain de performance pour 1 buse à différents débits de spray (buse 1, $T_i^{hex} = 70\text{ °C}$, $\dot{m}_w^{hex} = 285\text{ kg.h}^{-1}$, $\dot{m}_w^{nz} = 1, 1,4, 2,1\text{ kg.h}^{-1}$, $\dot{m}_a = 450\text{ kg.h}^{-1}$ et $t_w^{nz} = 10, 25, 45\text{ minutes}$)	151
Figure 90 – Influence de différents paramètres de l'étude sur l'ECS	152
Figure 91 – Evolution temporelle du taux de bouchage	152
Figure 92 – Evolution du débit d'air en fonction du temps ($T_i^{hex} = 70\text{ °C}$, $\dot{m}_w^{hex} = 520\text{ kg.h}^{-1}$, $\dot{m}_w^{nz} = 1,4\text{ kg.h}^{-1}$, $p_w^{nz} = 10\text{ bar}$, $\dot{m}_a = 450\text{ kg.h}^{-1}$ et $t_w^{nz} = 45\text{ minutes}$)	153
Figure 93 – Augmentation des pertes de charge en fonction de la fraction de surface bouchée	154
Figure 94 – Pertes de performance dues au bouchage en fonction de l'augmentation des pertes de charge ...	155
Figure 95 – Gain de performance maximal en fonction de la surface efficace de refroidissement pour l'étude à long terme ($T_i^{hex} = 70\text{ °C}$, $p_w^{nz} = 10\text{ bar}$, $\dot{m}_a = 450\text{ kg.h}^{-1}$)	156
Figure 96 – Evolution temporelle du gain de performance et de l'ECS pour 1, 2 et 3 buses ($T_i^{hex} = 70\text{ °C}$, $\dot{m}_w^{hex} = 285\text{ kg.h}^{-1}$, $\dot{m}_w^{nz} = 1,4\text{ kg.h}^{-1}$, $p_w^{nz} = 10\text{ bar}$ et $\dot{m}_a = 450\text{ kg.h}^{-1}$)	157
Figure 97 – Positionnements des buses à cône creux et des buses à jet plat	160
Figure 98 – Surfaces efficaces de refroidissement pour 1, 2 et 3 buses à jet plat	161
Figure 99 – Illustration de la mesure des vitesses d'air	163
Figure 100 – Vitesses d'air en amont de l'échangeur le long de l'abscisse curviligne pour les 2 débits d'air GMV1 et GM2, sans et avec circulation dans l'échangeur, et sans et avec le masque	163
Figure 101 – Illustration de l'hypothèse d'un courant d'air entre les deux ouvertures du masque	164
Figure 102 – Schéma du montage en intermittence	165
Figure 103 – Gains de performance pour les différents modes de fonctionnement intermittents avec 1 buse ..	167
Figure 104 - Gains de performance pour les différents modes de fonctionnement intermittents pour 2 buses .	168
Figure 105 – Gain de performance en fonction du débit de spray pour toutes les configurations en intermittence	168
Figure 106 – Carte des zones climatiques de France (© CSTB)	170
Figure 107 – Saturation et récupération d'eau à Nice	170
Figure 108 – Refroidissement d'air obtenu et occurrences correspondantes à Nice	171
Figure 109 – Gain du COP système sans pompe en fonction du refroidissement de l'air	172

Figure 110 – Gain de consommation à Nice sans et avec pompe	173
Figure 111 – Occurrences des débits récupérables pour les 8 villes	174
Figure 112 – Temps de fonctionnement de climatisation en fonction du volume annuel d'eau disponible.....	174
Figure 113 – Evolution temporelle des pressions et températures sur la boucle frigorifique	177
Figure 114 – Diagrammes de Mollier sans et avec brumisation pour les 2 essais sur véhicule	178
Figure 115 - Différents types de buses hydrauliques (Lefebvre, 1988).....	188
Figure 116 – Illustration des buses pneumatiques (Lefebvre, 1988).....	190
Figure 117 - Illustration des buses rotatives (Lefebvre, 1988).....	191
Figure 118 – Mécanisme de transfert de chaleur dans le refroidissement par pulvérisation (Yan et al., 2011) .	194
Figure 119 – Diagramme des régimes de transfert thermique goutte/paroi (Dewitte, 2006).....	196
Figure 120 – Dispositif d'étalonnage des thermocouples	197
Figure 121 – Sels d'étalonnage (© Vaisala)	198
Figure 122 – Photo du panneau de contrôle de la chambre	201
Figure 123 – Aspiration des gaz du véhicule de l'intérieur de la cellule climatique (a) vers l'extérieur, et contrôle par des détecteurs de gaz (c)	201
Figure 124 – Système d'acquisition du véhicule.....	202
Figure 125 – Evaluation de l'efficacité d'un dispositif d'aspersion sans consommation électrique.....	204
Figure 126 – Champs de vitesse en GMV1 et GMV2 sans écoulement d'eau dans l'échangeur	204
Figure 127 - Champs de vitesse en GMV1 et GMV2 avec écoulement d'eau dans l'échangeur à une température d'entrée de 80°C et sans masque	205
Figure 128 - Champs de vitesse en GMV1 et GMV2 avec écoulement d'eau dans l'échangeur à une température d'entrée de 80°C et avec masque.....	205
Tableau 1 - Les technologies de condenseurs en Réfrigération et Air Conditionné (RAC).....	29
Tableau 2 – Consommation énergétique des différents types de condenseurs (Tang et al., 2012).....	30
Tableau 3 – Applications des sprays dans l'industrie (Tate, 1969).....	35
Tableau 4 – Diamètres moyens et leurs applications (Mugele et Evans, 1951)	40
Tableau 5 – Historique actualisé de la littérature sur la brumisation des échangeurs	50
Tableau 6 –Travaux effectués sur l'influence de l'inclinaison du spray sur l'efficacité de brumisation	67
Tableau 7 – Résultats de la littérature sur l'influence du type de fluide sur l'efficacité de la brumisation	71
Tableau 8 – Résumé des différentes contraintes du dispositif de brumisation appliqué à l'automobile	77
Tableau 9 – Géométrie détaillée de l'échangeur utilisé.....	84
Tableau 10 – Configurations testées pour le calibrage en débit.....	87
Tableau 11 – Caractéristiques constructeur des 2 types de buses à cône creux (© Lechler)	89
Tableau 12 – Caractéristiques constructeur de la buse jet plat (© Spraying Systems).....	90
Tableau 13 – Taux d'évaporation pour la buse LECHLER 220.014	96
Tableau 14 – Tableau récapitulatif des mesures Spraytec pour la buse LECHLER 212.004	103
Tableau 15 – Types de mesure, appareils, gammes de mesure et précisions	116
Tableau 16 – Récapitulatif de la dispersion des mesures.....	117
Tableau 17 – Détails des capteurs de pression utilisés sur la boucle frigorifique	119
Tableau 18 – Gains de performance et pertes en eau en co-courant et en contre-courant.....	127
Tableau 19 - Gains de performance et pertes en eau avec buse orientée vers le haut et vers le bas	128
Tableau 20 – Détails des 11 positionnements de buse par rapport à la surface de l'échangeur	129
Tableau 21 – Coefficients des fonctions gamma de densité de probabilité de la surface totale de brumisation pour les 2 débits de spray et les 2 débits d'air	131
Tableau 22 – Moyennes des surfaces totales de brumisation et des gains de performance par unité de débit pour les deux débits d'air et les deux débits de spray testés.....	131
Tableau 23 – Ratios eau air amont testés.....	132



<i>Tableau 24 – Gains de coefficient de transfert, gains de performance et gains théorique de totale évaporation</i>	133
<i>Tableau 25 – Comparaison avec d'autres études proches dans la littérature</i>	143
<i>Tableau 26 – Détails des positionnements testés sur le long terme</i>	144
<i>Tableau 27 – Débits de spray, ECS stabilisées et flux massiques locaux des tests de la Figure 89</i>	151
<i>Tableau 28 – Résumé des configurations multi-buses testées</i>	158
<i>Tableau 29 – Configurations à jet plat</i>	160
<i>Tableau 30 – Récapitulatif des gains de performance et leurs valeurs rapportés à la consommation d'eau pour toutes les configurations des buses à jet plat</i>	161
<i>Tableau 31 – Gains de performance des buses à cône creux et à jet plat avec le masque</i>	165
<i>Tableau 32 – Récapitulatif de l'ensemble des modes d'intermittence pour 1 et 2 buses</i>	166
Tableau 33 - Nombre d'heures de climatisation	175
<i>Tableau 34 – Récapitulatif des données des deux expériences de brumisation sur véhicule</i>	179
Tableau 35 – Paramètres observés et techniques de mesures employées pour la zone de développement des sprays loin de l'orifice de sortie de la buse (Fansler et Parrish, 2015)	186
<i>Tableau 36 – Paramètres observés et techniques de mesures employées lorsqu'un spray interagit avec une surface (Fansler et Parrish, 2015)</i>	187



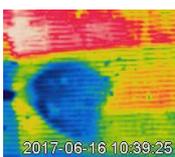
Nomenclature

Alphabet latin

<i>A</i>	Surface d'échange	[m ²]
<i>C</i>	Capacité thermique	[W·K ⁻¹]
<i>C_p</i>	Capacité thermique massique	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
<i>d</i>	Distance (caméra-échangeur)	[m]
<i>D</i>	Diamètre	[μm]
<i>D_h</i>	Diamètre hydraulique	[m]
<i>E</i>	Energie cumulée	[Wh]
<i>f</i>	Facteur ou Coefficient de friction de Darcy	-
<i>F</i>	Gain de performance	[%]
<i>F*</i>	Gain de coefficient de transfert (= h_{wet}/h_{dry})	-
<i>h</i>	Coefficient de transfert thermique	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
<i>H</i>	Enthalpie	[J·kg ⁻¹]
<i>HR</i>	Humidité relative	[%]
<i>j</i>	Facteur de Colburn	-
<i>k</i>	Conductivité thermique	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
<i>l</i>	Longueur	[m]
<i>L_v</i>	Chaleur latente de vaporisation	[J·kg ⁻¹]
<i>m</i>	Masse	[kg]
<i>\dot{m}</i>	Débit	[kg·s ⁻¹] ou [kg·h ⁻¹]
<i>\dot{m}''</i>	Flux massique local	[kg·m ⁻² ·h ⁻¹]
<i>M</i>	Masse molaire	[mol]
<i>N</i>	Nombre d'items, de configurations ou de mesures	-
<i>P</i>	Pression	[bar] ou [Pa]
<i>pxcm</i>	Ratio pixels-centimètres	[px.cm ⁻¹]
<i>q</i>	Constante du modèle de Rosin-Rammler	-
<i>Q</i>	Flux thermique	[W]
<i>Q''</i>	Flux thermique surfacique	[W·cm ⁻²]
<i>R</i>	Rayon	[μm]
<i>s</i>	Hauteur	[m]
<i>S</i>	Section perméable à l'air	[m ²]
<i>t</i>	Temps	[s]
<i>T</i>	Température	[°C]
<i>U</i>	Tension	[V]
<i>UA</i>	Conductance thermique globale	[W·K ⁻¹]
<i>V</i>	Vitesse	[m·s ⁻¹]
<i>w</i>	Profondeur	[m]
<i>W</i>	Travail	[W]
<i>x</i>	Position horizontale de la buse	[cm]
<i>X</i>	Constante du modèle de Rosin-Rammler	[μm]
<i>y</i>	Distance entre la buse et l'échangeur	[cm]
<i>z</i>	Position verticale de la buse	[cm]

Alphabet grec

α	Angle de la buse par rapport à l'horizontale	[°]
β	Angle de la buse par rapport à la verticale	[°]
γ	Fraction de surface	[m ² ·m ⁻²]
Γ	Taux de bouchage	[%]
δ	Epaisseur	[m]
Δ	Préfixe de différence absolue ($\Delta\Phi$, ΔT , ΔP) ou relative (ΔF)	-
ε	Efficacité de l'échangeur	-
ζ	Rendement, sans unité	-
η	Efficacité de surface	-
θ	Angle de lamelle	[°]
Λ	Espacement	[m]
μ	Viscosité dynamique	[kg·m ⁻¹ ·s ⁻¹]
ν	Fréquence	[Hz]
ξ	Tension superficielle	[N·m ⁻¹]
\mathcal{O}	Couple	[N·m]
π	Ratio de facteurs de Colburn ou facteurs de friction	-
ρ	Masse volumique	[kg·m ⁻³]
σ	Ratio local des flux massiques de spray et d'air	[g _w ·kg _a ⁻¹]
τ	Taux	-
Φ	Humidité absolue	[g _w ·kg _a ⁻¹]
χ	Fraction molaire	[mol _v ·mol _a ⁻¹]
ψ	Ratio de la surface minimale d'échange sur la surface frontale	-
ω	Fraction de turbulence dans la zone transitoire	-
Ω	Vitesse de rotation	[rad·s ⁻¹]



Indices et exposants

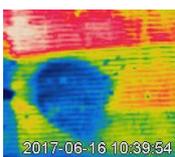
<i>a</i>	Air	<i>lam</i>	Laminaire
<i>ab</i>	Avec brumisation	<i>Lo</i>	Lamelle
<i>Al</i>	Aluminium	<i>m</i>	Mécanique
<i>amb</i>	Ambiant	<i>max</i>	Maximum
<i>atm</i>	Atmosphérique	<i>min</i>	Minimum
<i>b</i>	Début de brumisation	<i>n</i>	Numéro de passe
<i>c</i>	Début du bouchage	<i>nz</i>	Buse
<i>cap</i>	Captation	<i>o</i>	Sortie
<i>Ch</i>	Canal	<i>ON</i>	Ouverture
<i>clim</i>	Climatisation	<i>OFF</i>	Fermeture
<i>comp</i>	Compresseur	<i>peak</i>	Pic
<i>cond</i>	Condenseur	<i>Ps</i>	Passe
<i>corr</i>	Corrigée	<i>pump</i>	Pompe
<i>d</i>	Fin du séchage	<i>r</i>	Ratio
<i>dry</i>	Sec	<i>recup</i>	Récupération
<i>dyn</i>	Dynamique	<i>reel</i>	Réel
<i>e</i>	Fin de la brumisation	<i>ro</i>	Rosée
<i>evap</i>	Evaporateur ou Evaporation	<i>sb</i>	Sans brumisation
<i>f</i>	Fin des effets de la brumisation	<i>sat</i>	Saturation
<i>fan</i>	Ventilateur	<i>stat</i>	Statique
<i>film</i>	Film	<i>th</i>	Thermique
<i>Fi</i>	Ailette	<i>Tu</i>	Tube
<i>frigo</i>	Frigorigène	<i>turb</i>	Turbulent
<i>g</i>	Goutte	<i>v</i>	Vapeur
<i>hex</i>	Échangeur	<i>V</i>	Volume/volumétrie
<i>i</i>	Entrée	<i>w</i>	Eau
<i>inj</i>	Injection	<i>wet</i>	Humide
<i>IP</i>	Intégration de la pression		

Abréviations

<i>COP</i>	Coefficient de performance	-
<i>NTU</i>	Nombre d'Unités de Transfert thermique	-
<i>RCO</i>	Rapport cyclique d'ouverture	-
<i>ECS</i>	Surface efficace de refroidissement	[cm ²]
<i>RAC</i>	Réfrigération et Air Conditionné	-
<i>TSS</i>	Surface totale de brumisation	[cm ²]

Nombres adimensionnels

<i>Nu</i>	Nombre de Nusselt	$Nu = \frac{hD}{k}$
<i>Pr</i>	Nombre de Prandtl	$Pr = \frac{\mu C_p}{k}$
<i>Re</i>	Nombre de Reynolds	$Re = \frac{\rho V D}{\mu}$
<i>Stk</i>	Nombre de Stokes	$Stk = \frac{2 \rho_g V_a r_g^2}{9 \mu_a R}$
<i>We</i>	Nombre de Weber	$We = \frac{\rho V^2 D}{\xi}$



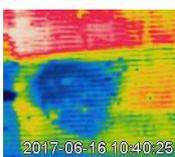
Introduction

Le cinquième rapport du GIEC (Groupe intergouvernemental d'experts sur l'évolution du climat) a estimé que la température moyenne sur la surface du globe augmenterait de 4 à 5,5 °C d'ici 2100 (et 10 à 12 °C d'ici 2300) si les émissions de gaz à effet de serre (GES) dues à l'activité anthropique étaient maintenues à leur niveau actuel (33,5 Gt en 2016 selon les estimations de Dudley et Spencer (2017)), voire augmentaient (IPCC, 2014). Les GES responsables de ce réchauffement climatique sont surtout le CO₂, le méthane, le protoxyde d'azote (N₂O) et les gaz fluorés. Seulement 2 % des émissions directes sont attribuables aux gaz fluorés mais leur utilisation est en constante augmentation. En effet, ces gaz sont principalement utilisés dans le domaine du froid (climatisation de bâtiments et automobiles, entrepôts et camions frigorifiques, réfrigérateurs domestiques...). Or, d'ici 2060, la consommation annuelle en froid dépasserait celle du chauffage (Bollen *et al.*, 2009). Pour l'heure, la consommation annuelle mondiale en froid hors secteurs industriel et tertiaire est de 650 TWh, soit 14 % des besoins électriques dans le secteur résidentiel: cela représente 450 millions de tonnes équivalent CO₂ d'émissions de gaz à effet de serre (Barthel *et al.*, 2013). De plus, en prenant en compte les secteurs industriel et tertiaire, le froid consomme déjà 17 % de la production mondiale d'électricité, d'après les chiffres de l'Institut International du Froid (Coulomb *et al.*, 2015). Des projections estiment que le besoin thermique mondial en climatisation sera multiplié par 33 par rapport à son niveau de 2009 d'ici 2100 à cause du réchauffement climatique (Bollen *et al.*, 2009). Toutes ces données montrent l'urgence d'améliorer l'efficacité des systèmes frigorifiques afin de diminuer leur consommation énergétique.

Des travaux de recherche sont menés depuis plusieurs années et proposent plusieurs réponses innovantes à cette problématique. Dans son article de synthèse, Sukri *et al.* (2015) évoquent notamment des compresseurs à cylindrée variable (sans dégradation du rendement si le couple du compresseur tombe en dessous de sa valeur optimale), des échangeurs minicanaux plus efficaces que les échangeurs tubulaires ou encore du remplacement du détendeur par un éjecteur (ce qui permettrait de réduire les pertes de charge). Lee et Lee (2013) font référence à des fluides réfrigérants de substitution au R134a plus respectueux de l'environnement, comme le R152a, le R161, le HFO-1234yf ou le CO₂. Le CO₂ est ainsi utilisé comme réfrigérant pour la climatisation, pour les pompes à chaleur ou bien comme élément de stockage thermique sous forme d'hydrate en boucle secondaire. Le stockage thermique est en effet une autre voie d'amélioration de l'efficacité des machines frigorifiques (Dufour, 2017). En complément du stockage thermique, une solution pour diminuer la consommation énergétique consiste à diminuer les pertes thermiques vers l'extérieur : ainsi, des travaux sont actuellement menés sur des meubles frigorifiques de vente fermés intégrant des matériaux à changement de phase (Ben Abdallah *et al.*, 2017). Enfin, une autre solution s'appuie sur l'utilisation du refroidissement par la pulvérisation de gouttelettes d'eau dans l'air (ou brumisation) en amont du condenseur à air de la machine frigorifique : cette solution fait l'objet de la thèse. Même si cette solution est étudiée depuis 60 ans comme moyen d'amélioration du transfert thermique des échangeurs de chaleur (Parker, 1959 ; Elperin, 1961), elle n'est appliquée que depuis à peine 20 ans pour les machines frigorifiques (Hamlin *et al.*, 1998). Dans les installations industrielles, la brumisation a ainsi commencé à être utilisée en période de canicule afin d'assurer une puissance de réfrigération suffisante tout en diminuant la consommation électrique. Cependant, dans ces installations, la quantité d'eau brumisée est régulée par rapport à la température de condensation et ne prend pas en compte les besoins réels en eau, ce qui engendre des pertes d'eau par

ruissellement. Une précédente thèse (Tissot, 2011) a eu pour objectif de définir la meilleure stratégie de brumisation permettant de limiter la consommation d'eau tout en préservant l'efficacité du système. Pour cela, ce travail a consisté à déterminer comment générer et disperser le spray dans l'écoulement du condenseur à air de manière à maximiser les échanges thermiques. Les études expérimentales et numériques ont démontré que l'injection d'eau à contre-courant de l'écoulement d'air avec une taille de goutte inférieure à $25 \mu\text{m}$ était la méthode la plus efficace. A contre-courant, la dispersion des gouttelettes et leur temps de séjour dans l'écoulement d'air sont plus importants, ce qui a pour conséquence une plus grande évaporation en amont et une surface impactée plus élevée que dans la configuration à co-courant. Néanmoins, les recommandations concernaient une application dans le bâtiment alors que la présente thèse vise un secteur d'application inédit : le secteur automobile. L'étude se focalisera en effet sur l'implémentation d'un dispositif de brumisation en amont du condenseur à air en face avant (FAV) d'un véhicule. Le dispositif de brumisation sera dans ce cas à la fois contraint en eau (il dépendra essentiellement des condensats récupérés à l'évaporateur), contraint énergétiquement (la pompe devra consommer le moins d'énergie possible afin de maximiser l'effet de la brumisation) et contraint dans l'espace (peu de place disponible sous le capot du véhicule). Il est à noter qu'il n'existe actuellement aucune littérature vraiment proche de ce sujet. De plus, les revues bibliographiques de Lee et Lee (2013) et Sukri *et al.* (2015) sur les solutions actuellement à l'étude pour diminuer la consommation énergétique de la climatisation automobile montrent que la brumisation n'est pas encore une solution envisagée contrairement à l'état de l'art de Vakiloroya *et al.* (2014) sur la climatisation en général.

Depuis 1955, l'augmentation du nombre de véhicules à l'échelle de la planète a été trois fois plus rapide que la croissance de la population (CCFA, 2005). Ainsi, plus d'un milliard de voitures circulent dans le monde (Sousanis, 2011) depuis 2010 et en 2014, la production automobile a été de 89,5 millions d'unités (OICA, 2015). Selon les Nations Unies, le parc automobile mondial devrait atteindre 3 milliards de véhicules d'ici 2050, dont 80 % attribuable aux pays en voie de développement (principalement l'Inde, la Chine et tout le continent africain). Du point de vue environnemental, le trafic routier mondial a été responsable d'environ 13 % des émissions de CO_2 en 2004. Or, le secteur automobile a un besoin énergétique en climatisation extrêmement important. Dans les pays industrialisés, 90 % des véhicules neufs sont équipés d'une boucle de climatisation depuis 2010. Il est donc estimé que 90 % du parc automobile de ces pays (Etats-Unis, Japon, Europe) sera climatisé d'ici 2020. Par ailleurs, un rapport de l'ADEME datant de 2003 a estimé que la climatisation consommait de 3 à 4 L/100 km en plus en cycle urbain, selon que l'on roule à l'essence ou au diesel (Barbusse et Gagnepain, 2003). Ainsi, la climatisation peut induire, en ville, une augmentation de la consommation en carburant de 20 % pour les véhicules classiques à 50 % pour les véhicules à faible consommation (Farrington et Rugh, 2000). Dans une note de l'ADEME (Gagnepain, 2006), des chiffres similaires sont annoncés : la surconsommation de carburant atteint 20 % en ville et 6 % sur route-autoroute pour un réglage de la climatisation à 20°C à une température extérieure de 25°C . La surconsommation peut même être de 30 à 40 % pour une température ambiante de 30°C , aussi bien en ville que sur l'autoroute. Même utilisée pour le désembuage des vitres, pour une faible température extérieure (15°C), la climatisation fait consommer 10 à 25 % de carburant en plus. L'ADEME a également constaté qu'en reportant l'ensemble des surconsommations sur une année entière, les véhicules climatisés consommaient, selon les climats, entre 2 et 5 % de carburant en plus que les véhicules non climatisés en France, soit 2 à 5 % de rejets de GES en plus par an. En 2014, l'ADEME a estimé que la climatisation induisait des émissions de CO_2 d'environ 10 g/km pour un cycle normalisé d'essai à 25°C . De plus, la boucle de climatisation fonctionne avec un fluide



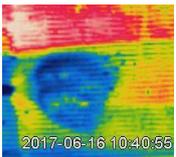
frigorigène, le R134a, dont le potentiel de réchauffement global (PRG) est 1430 fois supérieur à celui du CO₂. Que la climatisation soit ou non en fonctionnement, une partie de ce fluide est rejeté dans l'environnement (10 g/an sur une masse totale de 600 g), ce qui fait que la climatisation est responsable d'une augmentation de 6 à 10 % des émissions de GES pour un véhicule.

Dans ce contexte, l'Etat français a initié à partir de 2010 un programme d'investissements d'avenir, dont l'un des volets porte sur le secteur du transport et de l'automobile (« Véhicules et Transports du Futur ») et est géré par l'ADEME (Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie). Parmi les projets retenus par l'ADEME, le projet EfficAC (Efficiency of Air Conditioning), initié en novembre 2014, a pour objectif de réduire de 25 % la consommation de carburant induite par un système de climatisation classique. Cette réduction doit permettre en théorie un gain de 0,1 à 0,15 L/100 km sur la consommation réelle du véhicule et une réduction de 2 à 3 g/km des émissions de CO₂. Le projet est conduit par l'entreprise Valéo en partenariat avec l'industriel Renault, le CSTB (Centre Scientifique et Technique du Bâtiment) et l'équipe Enerfri-GPAN d'Irstea. La thèse s'inscrit dans le 10^e lot de ce projet (composé de 15 lots) dans le but de répondre à la problématique de brumisation « sous le capot » en face avant du condenseur de la boucle frigorifique de climatisation du véhicule. Pour cela, une approche expérimentale a été mise en œuvre, en s'appuyant essentiellement sur un prototype de maquette isolant le condenseur du reste du véhicule. En effet, cette approche vise dans un premier temps à contrôler l'ensemble des paramètres physiques influençant l'efficacité de la brumisation sur le transfert thermique et à proposer un système optimisé. Une validation sur un véhicule « en conditions réelles » a également été envisagée avec les caractéristiques du système optimisé.

Le premier chapitre de ce document correspond à l'état de l'art réalisé lors de la thèse. La première partie pose le contexte et les définitions liées au sujet, notamment sur les échangeurs et le principe de la brumisation. La seconde partie se focalise sur les sprays avec entre autres leurs définitions, applications ou principes de mesures. La dernière partie constitue une synthèse des travaux qui ont été effectués pour améliorer l'efficacité de la brumisation et dresse, à partir de ce bilan, une étude paramétrique.

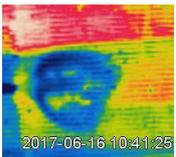
Le deuxième chapitre présente les matériels et méthodes utilisées tout au long de cette thèse. Ce chapitre commence par un dimensionnement du dispositif de brumisation qui permet de faire une première estimation des gains potentiels et des quantités d'eau à disposition en récupérant les condensats de l'évaporateur. Ensuite, la maquette expérimentale, ainsi que les buses testées, sont présentées. Puis, l'instrumentation utilisée pour les mesures est détaillée avec une section concernant les calculs d'incertitudes. Enfin, les protocoles expérimentaux mis au point ainsi que les méthodes d'analyse des résultats sont donnés.

Le troisième chapitre regroupe l'ensemble des résultats obtenus au cours de la thèse. Tout d'abord, une étude préliminaire permet de déterminer le type d'orientation et de positionnement à adopter pour la buse par rapport à la surface de l'échangeur. Cette étude permet également de définir l'axe de recherche de la présente thèse. Ensuite, une étude paramétrique afin de déterminer l'influence sur l'efficacité de la brumisation de paramètres tels que le débit d'air soufflé, le débit d'eau brumisée ou la température de paroi a été entreprise. Puis, l'effet local de la brumisation est traité, en intégrant notamment la problématique du bouchage. Enfin, ce dernier chapitre se conclut avec le détail des résultats du dimensionnement du chapitre II, ainsi que les résultats expérimentaux obtenus sur le véhicule.



Chapitre I : Etat de l'art général

Ce chapitre pose le contexte de la présente étude et propose un état de l'art sur la brumisation comme moyen d'amélioration des échanges thermiques au niveau d'un échangeur de chaleur. Dans un premier temps, les principes généraux concernant les machines frigorifiques puis plus spécifiquement les condenseurs seront abordés, ainsi que le principe de base de la brumisation appliquée à ces systèmes. Ensuite, un point sera fait sur les connaissances actuelles sur les sprays : leurs définitions, applications, principes de formation, les techniques de mesures, quels types de générateurs de sprays (ou buses) existent, comment ils interagissent avec une surface. Cela permettra de définir et caractériser le dispositif de brumisation choisi pour l'étude. Puis, on introduira les définitions de base des échangeurs de chaleur avant de montrer une synthèse des travaux de la littérature qui ont été menés pour améliorer l'efficacité des échangeurs grâce à la brumisation. Enfin, on passera en revue les différents paramètres influençant l'efficacité thermique de la brumisation. Cette étude paramétrique sera élargie au refroidissement par brumisation (« spray cooling ») dans les tours aéroréfrigérantes et les composants électroniques. En effet, la littérature existante sur ces dispositifs permet d'apporter des éléments de réponse sur des paramètres qui n'ont pas encore été étudiés dans la brumisation des échangeurs.



I.1 Contexte général

L'objectif du travail présenté dans ce document est d'améliorer l'efficacité de la climatisation automobile par le biais de la brumisation. Or, comme dans les réfrigérateurs domestiques, la climatisation automobile est constituée d'une machine frigorifique qui « produit du froid » dans une enceinte fermée et rejette de la chaleur vers l'extérieur. La brumisation est utilisée pour augmenter ce rejet de chaleur. La présente partie explique le principe de ce phénomène en donnant d'abord les définitions de base d'une machine frigorifique et de la brumisation, puis, en s'intéressant aux conséquences de la brumisation sur une machine frigorifique.

I.1.1 Machine frigorifique

I.1.1.1 Principe de fonctionnement

Tout d'abord, le terme de « production de froid », pratique pour simplifier le propos, est un abus de langage. En réalité, le froid n'est pas produit : il résulte d'une absorption de chaleur d'un milieu isolé (intérieur d'un réfrigérateur par exemple) rejetée vers un autre milieu (l'ambiance dans la plupart des cas). L'absorption de chaleur qui permet de refroidir le milieu isolé résulte d'une réaction endothermique tandis que le rejet de chaleur est une réaction exothermique. Dans la machine frigorifique, ces deux réactions sont réalisées par l'intermédiaire d'un fluide frigorigène en exploitant son changement de phase liquide-vapeur. En s'évaporant, le fluide frigorigène absorbe de la chaleur (réaction endothermique) tandis que sa condensation libère de la chaleur (réaction exothermique). Dans les machines frigorifiques, ces changements de phase sont obtenus grâce à 4 éléments principaux : le compresseur, le condenseur, le détendeur et l'évaporateur. La Figure 1 illustre le principe de fonctionnement classique d'une machine frigorifique.

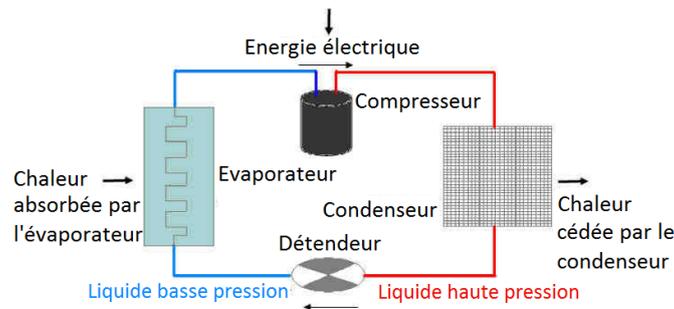


Figure 1 – Principe d'une machine frigorifique (Tissot, 2011)

Le compresseur aspire et renvoie le fluide à l'état vapeur en lui faisant subir une augmentation de pression ce qui l'échauffe par la même occasion. Le fluide pénètre ensuite à l'intérieur du condenseur à une température plus élevée que celle du milieu ambiant. Le condenseur qui est un échangeur de chaleur va ainsi permettre d'évacuer la chaleur du gaz. Cette évacuation se fait généralement soit par convection naturelle dans le cas des réfrigérateurs domestiques, soit par convection forcée avec des ventilateurs pour des chambres froides ou des entrepôts frigorifiques. L'évacuation de chaleur fait condenser le fluide à température constante grâce à un échange latent. Puis, le fluide à l'état liquide va passer dans le détendeur, qui lui fait subir une chute de pression et baisser sa température. Le fluide entre par conséquent dans l'évaporateur avec une température

inférieure à celle du milieu ambiant : le fluide va absorber de la chaleur et s'évaporer. Enfin, le fluide à l'état vapeur passe de nouveau dans le compresseur et le cycle recommence.

Théoriquement, l'efficacité de la machine frigorifique est déterminée à l'aide du coefficient de performance, le COP, qui est le rapport de la puissance frigorifique extraite du fluide sur le travail fourni par le compresseur (cf. équation (1)).

$$COP = \frac{Q_{evap}}{W} \quad (1)$$

I.1.1.2 Technologies de condenseurs

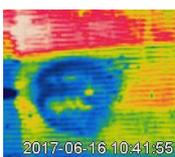
Dans les machines frigorifiques, il existe plusieurs technologies de condenseurs : les condenseurs à air, les condenseurs à eau et les condenseurs évaporatifs. Les premiers utilisent l'air comme médium de refroidissement, les seconds l'eau et les derniers un mélange des deux.

Les avantages et inconvénients de ces technologies de condenseurs ainsi que leurs applications sont résumés dans le Tableau 1.

Tableau 1 - Les technologies de condenseurs en Réfrigération et Air Conditionné (RAC)

	Condenseur à air	Condenseur à eau	Condenseur évaporatif
Applications	Faibles et moyennes capacités (<300 kW) : Réfrigérateurs domestiques, meubles frigorifiques de petites surfaces commerciales (<2500 m ²), climatisations	RAC de faibles à très grandes capacités (> 1 kW) : chauffe-eau, ballon, centrales nucléaires, caves d'immeubles, hypermarchés...	RAC de grande capacité (> 300 kW) : grandes surfaces commerciales (> 2500 m ²), tours aéroréfrigérantes
Avantages	Utilise de l'air, média très abondant et gratuit Faible coût d'entretien	Bonne compacité Bon coefficient de transfert avec l'eau	Meilleure performance énergétique que le condenseur à air, moindre consommation d'eau que le condenseur à
Inconvénients	Air : mauvais médium de refroidissement : sur-consommation en énergie et en frigorigène	Coût élevé de l'eau et de son traitement Fort encrassement	Surveillance et maintenance régulière (stagnation, légionellose) Léger encrassement

Comme le montre le Tableau 1, le condenseur à air ne permet pas d'échanger de grandes quantités de chaleur, du fait que l'air est peu conducteur. A contrario, il est possible d'échanger de grandes quantités de chaleur avec le condenseur à eau tout en gardant un volume raisonnable (à puissances égales, le condenseur à eau prend moins de place que le condenseur à air). Néanmoins, le condenseur à eau pose le problème du coût lié au traitement de l'eau en raison d'impuretés ainsi qu'à son acheminement : il faut aller pomper l'eau des nappes phréatiques, de lacs ou de rivières. De plus, il nécessite plus d'entretien car l'échangeur s'encrasse plus rapidement au cours du temps que le condenseur à air. Le condenseur évaporatif est à mi-chemin entre les deux précédentes technologies : il permet une moindre consommation d'eau par rapport au condenseur à eau tout en étant plus performant énergétiquement que le condenseur à air. Une comparaison des trois types de condenseurs a été effectuée par Tang *et al.* (2012). Pour une même puissance frigorifique (320 kW), il a donné les consommations énergétiques respectives du



ventilateur et de la pompe : ses données sont reportées dans le Tableau 2.

Tableau 2 – Consommation énergétique des différents types de condenseurs (Tang *et al.*, 2012)

Type	Puissance consommée par le ventilateur (kW)	Puissance consommée par la pompe (kW)	Débit d'eau de refroidissement (L.s ⁻¹)	Puissance totale consommée (kW)
Eau	1528	2042	20208	3570
Air	4309	0	0	4309
Evaporatif	1346	245	2425,5	1597

D'après le Tableau 2, le condenseur évaporatif permet de diviser par 3 la consommation énergétique du ventilateur par rapport au condenseur à air et par 8 la consommation de la pompe par rapport au condenseur à eau. Ce type de condenseur est donc très avantageux d'un point de vue énergétique. Néanmoins, le condenseur évaporatif peut poser des problèmes sanitaires avec la stagnation d'eau qui engendre la légionellose : cela nécessite un entretien fréquent. En dépit de cela, un nombre grandissant de cas sérieux d'infections pulmonaires dans la population habitant près de tours aéroréfrigérantes a conduit le ministère de l'écologie et du développement durable de l'époque à prendre des mesures en vue d'améliorer ce type d'installations et d'étudier des technologies alternatives. L'ensemble de ces mesures se retrouve dans le plan gouvernemental de prévention des légionelloses datant du 4 juin 2004 qui a permis de recenser l'ensemble des tours aéroréfrigérantes en France (seule la moitié était connue alors qu'il y en avait 12475 à l'époque) et de soumettre ces installations à la législation des installations classées depuis le 1^{er} décembre 2004. Ce plan gouvernemental avait pour ambition de diviser par 2 le nombre de cas de légionellose d'ici à 2008 (1044 cas en 2003) dus principalement aux tours aéroréfrigérantes et aux réseaux d'eau chaude sanitaire. Cet objectif n'a pas été atteint au regard des chiffres de 2017 de l'agence de santé publique « Santé Publique France ».

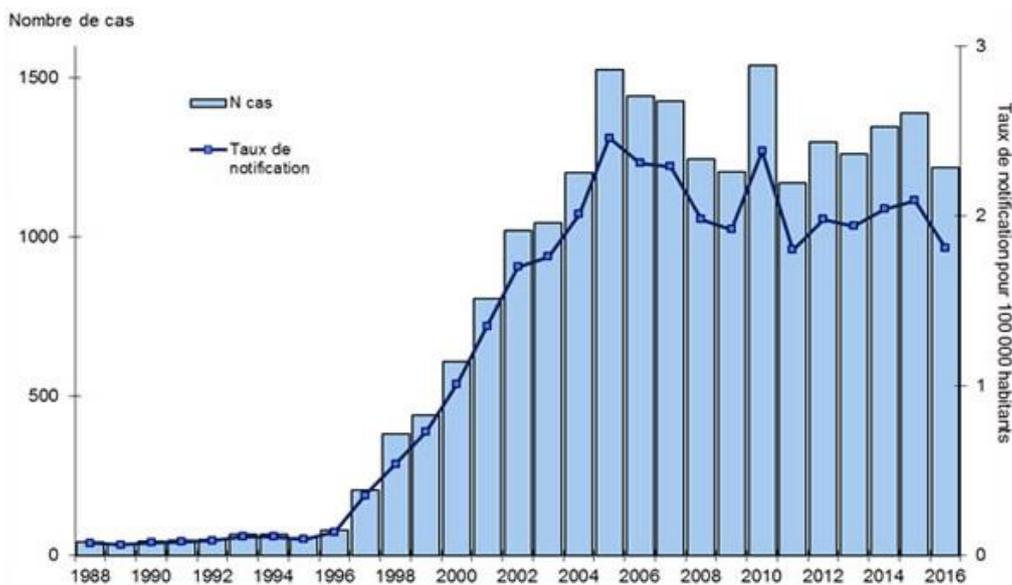


Figure 2 – Evolution du nombre et du taux d'incidence annuels des cas notifiés de légionellose en France de 1988 à 2016 (© Santé Publique France, 14/06/2017)

Cependant, des alternatives ont été mises en place depuis. Parmi elles, la brumisation des

condenseurs à air est une technologie en développement. Cette solution est un compromis entre les condenseurs évaporatifs et les condenseurs à air, avec une utilisation limitée de l'eau tout en diminuant le volume des installations à air. La brumisation d'eau est la production et la dispersion dans l'air de fines gouttelettes. Le mélange diphasique air/eau ainsi obtenu constitue ce que l'on appelle un spray. Les sprays sont produits par des buses, tuyères ou atomiseurs. La dispersion et l'évaporation du spray dans l'air limite les quantités d'eau utilisées, et donc la formation d'eau stagnante et le développement de la légionellose.

I.1.2 Principe de la brumisation

I.1.2.1 Propriétés de l'air humide

Dans la plupart des applications de brumisation, l'eau s'évapore dans l'air ambiant ce qui entraîne des modifications des propriétés de l'air. Il existe à cet égard un vocabulaire spécifique pour caractériser l'air en fonction de son humidité. Les principales définitions et grandeurs caractéristiques sont présentées ci-après (Duminil, 1996).

L'air sec est un mélange gazeux homogène sans présence de vapeur d'eau. Le diazote (78,06 %), le dioxygène (20,95 %), l'argon (0,93 %) et le dioxyde de carbone (0,04 % / 400 ppm) constituent plus de 99,9 % de ce mélange. Pour le reste, on retrouve entre autres des traces de néon (18 ppm), de méthane (1,82 ppm), de krypton (1,2 ppm), de xénon (0,9 ppm) et de dihydrogène (0,72 ppm).

L'air humide est un mélange d'air sec et de vapeur d'eau. La vapeur d'eau est responsable de la majorité de l'effet de serre dans l'atmosphère (60 %) devant le dioxyde de carbone (26 %), l'ozone (8 %) et le méthane avec le protoxyde d'azote (6 %).

L'air saturé correspond à un air où la quantité de vapeur d'eau est maximale. Cette quantité dépend de la pression atmosphérique P_{atm} et de la température ambiante T_{atm} . Au-delà de cette quantité, l'air ne peut plus absorber l'excès d'eau, et celle-ci reste sous forme liquide voire solide.

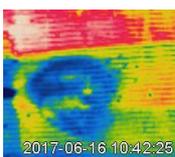
L'air est soumis à la somme des pressions partielles des gaz qui le compose. Ainsi, **la pression partielle de vapeur d'eau**, notée P_v , est la pression qu'exerce la vapeur d'eau dans l'air. Elle est proportionnelle à la fraction molaire χ_v qu'elle occupe dans l'air humide et est telle que :

$$P_v = \chi_v P_{atm} \quad (2)$$

La **pression de vapeur saturante** est la pression partielle maximale de vapeur d'eau correspondant à l'état d'air saturé. Cette pression, notée P_{sat} , dépend de la température ambiante T_{atm} et de la pression atmosphérique P_{atm} et peut être exprimée soit par la formule empirique de Rankine, donnée dans l'équation (3), qui est une simplification de la formule de Dupré, soit par la formule empirique de Nadeau et Puiggali utilisée en météorologie et exprimée dans l'équation (4). Dans le cadre de cette étude, la seconde formule a été préférée.

$$P_{sat} = P_{atm} \cdot \exp\left(13,7 - \frac{5120}{273,15 + T_{atm}}\right) \quad (3)$$

$$P_{sat} = \exp\left(23,3265 - \frac{3802,7}{273,15 + T_{atm}} - \left(\frac{472,68}{273,15 + T_{atm}}\right)^2\right) \quad (4)$$



L'**humidité relative** est le ratio de la pression de vapeur d'eau dans l'air humide sur la pression de vapeur saturante pour des conditions données de pression atmosphérique et de température ambiante. Elle s'exprime en % et est notée HR .

L'**humidité absolue**, ou humidité spécifique, correspond à la masse de vapeur d'eau contenue dans un kilogramme d'air sec. Elle s'exprime en $\text{kg}_w \cdot \text{kg}_a^{-1}$, est notée Φ et peut se calculer à partir de l'humidité relative avec la formule suivante :

$$\Phi = \frac{M_w}{M_a} \cdot \frac{HR \cdot P_{sat}}{P_{atm} - HR \cdot P_{sat}} \quad (5)$$

La **température de rosée** notée T_{ro} est la température de l'air humide à partir de laquelle, à humidité absolue et pression atmosphérique constantes, la vapeur d'eau est à saturation.

La **température de bulbe sec** est la température mesurée par un thermomètre placé dans un air sec ou humide insaturé et est notée T_{dry} .

La **température de bulbe humide**, ou température de saturation adiabatique, correspond à la température minimale à laquelle un air à conditions ambiantes données peut être refroidi pour atteindre l'équilibre de la courbe de saturation. Elle peut être calculée par la formule empirique suivante, qui est valable pour T_{dry} entre 15 et 35 °C et HR entre 20 et 90 %, pour une précision de 0,12 °C (Iribarne et Godson, 1973):

$$T_{wet} = 0,2831 \cdot HR^{0,2735} \cdot T_{dry} + 3,018 \cdot 10^{-4} \cdot HR^2 + 0,01289 \cdot HR - 4,0962 \quad (6)$$

Le diagramme psychrométrique est un outil qui récapitule l'ensemble des propriétés de l'air présentées jusqu'ici. Un exemple de ce diagramme est donné en Figure 3.

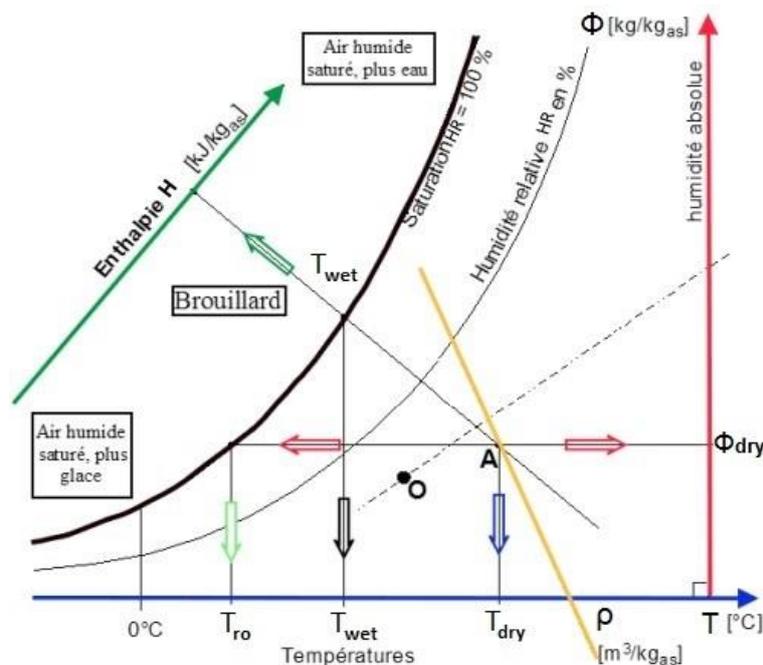


Figure 3 – Diagramme psychrométrique (© ABC CLIM)

I.1.2.2 Application aux machines frigorifiques

Le refroidissement adiabatique de l'air permet une augmentation des échanges thermiques entre l'air et le condenseur. La plupart des machines frigorifiques possèdent une régulation cherchant à minimiser la température de condensation. Par conséquent, l'augmentation des transferts thermiques engendre une diminution de la température de condensation qui modifie le cycle du fluide frigorigène comme représenté sur le diagramme de Mollier de la Figure 4.

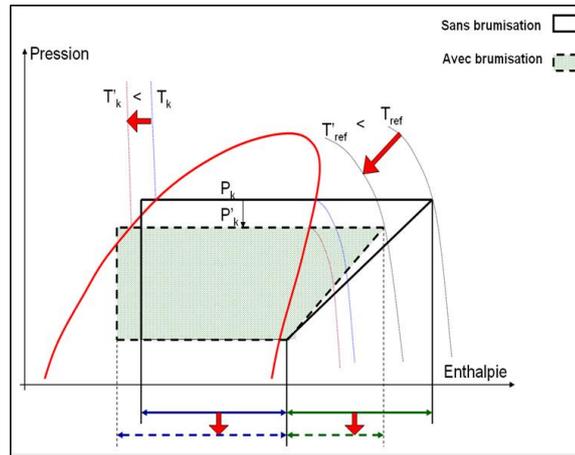


Figure 4 – Modification du cycle de compression après intensification des transferts de chaleur au condenseur (Youbi-Idrissi *et al.*, 2007)

La diminution de la température de condensation entraîne une baisse de la pression au refoulement du compresseur. La différence de pression entre l'aspiration (entrée) et le refoulement (sortie) du compresseur étant réduite, la consommation énergétique du compresseur diminue et la puissance frigorifique délivrée augmente : cela induit une élévation du COP (cf. équation (1)). Sur une machine déjà existante, à charge de réfrigération équivalente, l'ajout d'un dispositif de brumisation présente ainsi l'intérêt de faire fonctionner la machine sur un temps plus restreint ce qui réduit d'autant sa consommation électrique. Pour un nouvel équipement, la brumisation permet de rendre le système plus compact, ce qui a comme conséquence de diminuer le volume de matériau nécessaire à sa réalisation ainsi que le volume et le débit de fluide frigorigène utiles à son fonctionnement. La brumisation a donc l'avantage de réduire la consommation électrique mais aussi de contribuer à la fabrication d'un système plus respectueux de l'environnement.

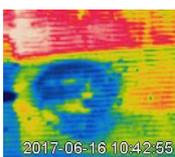
I.2 Sprays et interactions surfaciques

La formation ou génération d'un spray en écoulement dans un flux d'air positionné en amont d'un échangeur de chaleur peut se décomposer en 3 étapes :

- La génération de gouttelettes : elle est effectuée par une buse qui fragmente un fluide en gouttelettes.

Elle est donc dépendante du type de fluide et du type de buse utilisés.

- la dispersion dans l'écoulement : ici, une homogénéisation de la phase dispersée est recherchée. Cette dispersion dépend du type de gaz dans lequel on relâche les gouttelettes. La dispersion ne sera pas la même selon la vitesse, la température et l'humidité du gaz.



- l'échange de chaleur : les gouttelettes vont d'abord s'évaporer dans l'écoulement, soit totalement, soit partiellement, ce qui permet de refroidir l'air. Dans le cas partiel, les gouttelettes continuent leur chemin et vont soit entrer en contact avec l'échangeur et modifier le coefficient d'échange du condenseur, soit passer à l'intérieur de l'échangeur. Dans le dernier cas, elles peuvent ricocher à l'intérieur du condenseur et s'y évaporer totalement, ou passer au travers en s'évaporant partiellement.

L'ensemble de ces étapes est présenté en détail dans cette partie.

1.2.1 Définition et applications des sprays

Un spray est un jet de liquide qui se désintègre pour former un nuage de gouttelettes. Les gouttelettes formées peuvent être de tailles variées. Ainsi, Jones et Nolan (1995) ont classifié les différentes tailles de gouttes sous la forme d'un spectre allant de 0,1 μm à 1000 μm . Ce spectre est présenté en Figure 5.

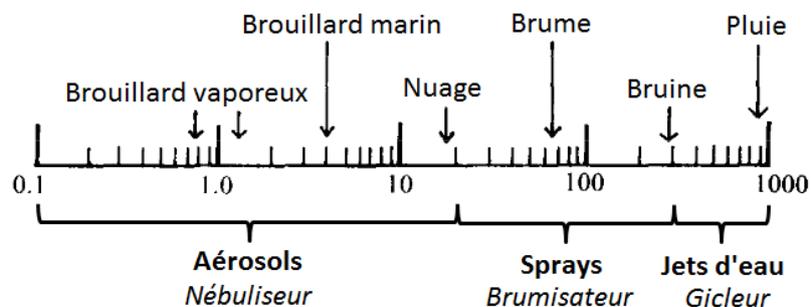


Figure 5 – Spectre des différents diamètres de gouttes (en μm) (Jones et Nolan, 1995)

Cette figure présente à la fois ce qui existe à l'état naturel et la correspondance dans le milieu industriel en terme de type de buse et de type de produit formé. Ainsi, dans la nature, la pluie forme des gouttelettes de l'ordre du millimètre, tandis qu'il y en a avec des diamètres moyens de 300 μm dans la bruine, de 70 μm dans la brume, de 20 μm dans les nuages, de 4 μm dans les brouillards marins. Dans le milieu industriel, il existe également des gouttes plus petites, inférieures à 1 μm , qui forment des brouillards vaporeux. Ces derniers peuvent être rencontrés dans l'industrie de transformation en métallurgie sous la forme de brouillards d'huile, extrêmement nocifs pour la santé. Trois catégories ont été définies pour désigner les différents types de produits formés par la pulvérisation de gouttelettes d'un liquide. Il existe ainsi les aérosols qui ont des gouttes comprises en moyenne entre 0,1 μm et 20 μm (entre le brouillard ultrafin et le nuage) et qui sont formés à l'aide de bombes aérosols ou de nébuliseurs. Il y a également les jets d'eau qui ont des gouttes entre 300 μm et 1000 μm formées par des gicleurs ou arroseurs, et qui se situent entre la bruine et la pluie. Enfin, on parle de sprays pour des gouttes comprises entre 20 et 300 μm , obtenues à l'aide de brumisateurs ou atomiseurs. Ces dernières gouttes, situées entre le nuage et la bruine, s'apparentent principalement à de la brume, d'où le terme de brumisation qui sera largement utilisé dans la suite du document.

D'un point de vue industriel, les sprays sont exploités afin d'augmenter la surface de contact entre d'une part le produit pulvérisé et d'autre part le milieu ambiant et/ou la surface sur lequel il se

dépose. En fonction du fluide pulvérisé, du type d’atmosphère dans laquelle le spray se développe et sur quelle surface il est déposé (si elle existe), cela donne lieu à un grand nombre d’applications dont une partie est exposée dans le Tableau 3.

Tableau 3 – Applications des sprays dans l’industrie (Tate, 1969)

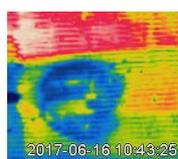
Application	Domaines	Produits
Déshydratation	Alimentaire (conservation longue durée) Domestique (sanitaire) Médical	Produits laitiers, café, thé Savons, détergents, amidon, pigments Médicaments
Absorption/combustion	Chimie Recyclage & traitement des déchets Aéronautique (fusée, avions) Automobile Chaudières (fours et chauffage)	Résidus métalliques/gazeux Effluents, résidus de bois/métaux Carburant, turbines à gaz Diesel, turbine à gaz Mazout
Atomisation	Métallurgie	Poudres métalliques
Pulvérisation	Cosmétique Médical	Parfums, laques Analgésiques, anesthésiques, inhalations
Humidification	Alimentaire (conservation courte durée) Domestique (confort atmosphérique)	Eau sur carcasses de viande Eau
Refroidissement (Spray cooling)	Cœur Nucléaire Electronique Tour aéroréfrigérante Métallurgie Echangeur	Eau Fluides diélectriques, frigorigènes, eau Eau Eau Eau
Revêtement	Bâtiment/Construction Médical (encapsulation)	Peinture, Métal, Résines, fibres, isolants Gélules
Epannage	Agriculture Electronique	Pesticides, insecticides, fertiliseur Imprimantes à jet d’encre
Décapage	Métallurgie	Acide
Rideau de protection	Incendies & Pollutions chimiques	Rideaux d’eau

Dans la littérature, différents travaux traitent des sprays comme d’une barrière chimique contre les rejets intempestifs de gaz (Qi *et al.*, 2016), pour une protection anti-incendie pour les biens et les personnes (Boulet *et al.*, 2006), pour la conservation des aliments (Tirawat *et al.*, 2017), pour le nettoyage des surfaces (Lecoq *et al.*, 2017), dans l’industrie métallurgique (Hnizdil et Kotrbacek, 2017), dans le cadre d’un traitement médical – par exemple pour un refroidissement cryogénique de la peau lors d’un traitement laser (Basinger *et al.*, 2004), ou encore pour améliorer l’efficacité des systèmes de climatisation (HVAC) par refroidissement d’air (Brown, 1990).

I.2.2 Principe de formation de spray

I.2.2.1 Principe de base

Lors de la génération de spray, le liquide se désintègre soit avec sa propre énergie cinétique (buses hydrauliques), soit en étant exposé à un écoulement rapide d’air ou de gaz (buses pneumatiques), soit par le résultat d’une action mécanique appliquée vers l’extérieur, comme une paroi rotative



ou vibrante (buses rotatives, buse ultrasonique...) (Lefebvre, 1988). Lorsque le liquide est expulsé de la buse, les composantes radiales de la vitesse ne sont plus soumises qu'à la tension de surface du jet : cette dernière est la force qui s'oppose à la formation de nouvelles surfaces. Il y a fragmentation lorsque cette tension ne suffit plus à maintenir la cohésion du jet (Le Moyne, 2010). La tension de surface est ainsi dépassée soit par la pression pour les buses sous pression à générateur de tourbillon, soit par la force centrifuge pour les atomiseurs rotatifs. La force gravitationnelle n'est, quant à elle, significative que dans la formation de gouttes macroscopiques et devient quasi-négligeable pour l'intervalle de gouttes vraiment intéressant pour les applications de spray, c'est-à-dire entre 1 et 300 μm . En sortie de buse, le fluide forme toujours un seul ensemble : un jet ou une nappe (*jet or sheet*). Fraser et Eisenklam (1953) ont identifié 3 modes de désintégration: la désintégration du jet libre (*rim desintegration*), la désintégration par déchirements (*perforated- sheet desintegration*) et la désintégration par ondes (*wavy-sheet desintegration*).

- Désintégration du jet libre :

Une colonne de liquide exposée à l'air libre devient instable lorsque sa longueur devient supérieure à son périmètre. Des perturbations vont alors apparaître à la surface du jet et vont le déformer soit en le faisant onduler, soit en le contractant ou le dilatant (même forme que les réfrigérants à boules en chimie), jusqu'à le désintégrer sous forme de gouttes, avec à chaque fois une grosse goutte suivie d'une petite goutte satellitaire. Ce mode de désintégration est valable pour les fluides à hautes viscosité et tension de surface.

- Désintégration par déchirements :

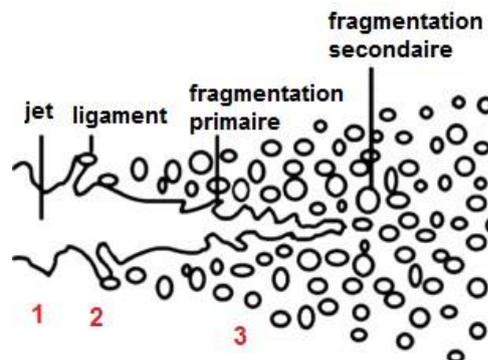


Figure 6 – Mécanisme de la désintégration (Grosshans *et al.*, 2015)

Ce mode de désintégration est le plus répandu. En s'éloignant de la sortie de buse, il y a expansion du jet - ou nappe - et conséquemment une diminution de sa densité - ou épaisseur : il s'agit de l'étape 1 sur la Figure 6. Des trous se forment alors en différents endroits du jet, puis, se rejoignent et coalescent pour former des fils ou ligaments (étape 2). Ces fils sont de diamètres variables, tout comme le seront les gouttes issues de leur effondrement ou fragmentation (étape 3). Certaines des gouttelettes parmi les plus grosses issues de l'effondrement des ligaments (fragmentation primaire) se désintègrent plus loin en de plus petites gouttelettes (fragmentation secondaire). Pour ces gouttelettes, tant qu'il n'y a pas d'équilibre établi entre les pressions aérodynamiques et de tension

de surface de manière à maintenir une pression interne constante de la gouttelette, la gouttelette se fragmentera de nouveau en de plus petites gouttelettes et ainsi de suite, jusqu'à atteindre la taille de goutte critique (ayant un temps de désintégration infini). Les formes des grosses gouttes ainsi que la manière dont elles se fragmentent dépendent du type d'écoulement dans lequel elles évoluent (écoulement avec accélération constante ou brusque, écoulement turbulent, visqueux).

- Désintégration par ondes :

Pour ce phénomène qui se passe à grande vitesse, l'interface air-liquide est déformée à cause de l'interaction aérodynamique et forme ainsi des vagues. Ensuite, le sommet de ces vagues est arraché par morceaux. Ces morceaux se transforment alors en ligaments, puis, en gouttelettes. C'est un mode de désintégration très irrégulier, qui donne des tailles de gouttes très variées.

Les trois modes de désintégration peuvent être générés par des buses qui éjectent le liquide sous forme de nappe. Parfois, on peut voir deux modes de désintégration en même temps.

A très grandes vitesses, c'est à dire pour des pressions élevées d'injection, la désintégration a lieu très près de la sortie de buse.

La taille des gouttelettes produites *in fine*, et donc, leur diamètre moyen dépend principalement du diamètre initial du jet (ou de l'épaisseur initial de la nappe), sa vitesse relative au gaz environnant, ainsi que la viscosité et la tension de surface du liquide.

La taille d'une gouttelette est liée à la taille du fil dont elle est issue : ainsi, le diamètre d'une gouttelette est proportionnel à la racine carrée de l'épaisseur ou du diamètre du ligament dont elle est issue. De même, le diamètre moyen des gouttelettes est proportionnel à la racine carrée du diamètre du jet ou de l'épaisseur de la nappe.

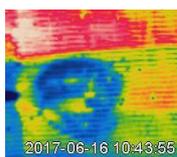
Cependant, quel que soit le mode de désintégration du jet, l'atomisation finale des ligaments en gouttelettes se fait par le mécanisme de Rayleigh (Zaleski, 2004).

1.2.2.2 Facteurs influençant la fragmentation

Les deux caractéristiques du fluide influençant le plus la fragmentation sont sa tension de surface et sa viscosité (Zaleski, 2004). Ensuite, la densité de l'air, la pression atmosphérique, et la densité du fluide vont modifier la fragmentation dans une moindre mesure. Cependant, pour une pression d'injection donnée, le débit massique de fluide dépend de la racine carrée de la densité du fluide considéré. Mais, la plupart des liquides ont une densité analogue et il y a peu de publications indiquant une influence importante de la densité sur la taille moyenne des gouttelettes, ce qui en fait un paramètre mineur.

- Tension de surface du fluide :

Une méthode pour définir un spray consiste à évaluer l'augmentation de l'interface liquide. Avant fragmentation, l'interface liquide correspond à la surface du jet liquide (cylindre). Après fragmentation, l'interface liquide correspond à l'ensemble des surfaces des gouttelettes. A partir de ces 2 surfaces, on peut construire un facteur (différence absolue sur surface initiale) qui donne une indication sur le niveau de fragmentation et est utile pour caractériser des phénomènes surfaciques comme l'évaporation ou l'absorption. L'énergie minimum nécessaire pour la fragmentation est égale à la tension de surface multipliée par l'augmentation de l'interface liquide. Quand la fragmentation se fait avec une tension de surface élevée, le nombre de Weber We , qui est le ratio



de l'inertie sur la force de tension de surface, est un nombre sans dimension utile pour corrélérer la taille de goutte.

- Viscosité du fluide :

La viscosité est la propriété la plus importante car elle affecte la distribution de tailles des gouttes, le débit de fluide et la forme du spray. Quand la viscosité augmente, le nombre de Reynolds Re diminue et la viscosité inhibe les instabilités, ce qui retarde la fragmentation. Ainsi, les gouttes seront plus grosses car la vitesse du fluide est de plus en plus faible quand on s'éloigne de la buse. Lorsque la viscosité augmente, le débit de fluide diminue. L'effet de la viscosité est moins important pour les buses pneumatiques que pour les buses hydrauliques car le débit de fluide est plus faible. Lorsque le fluide est éjecté de la buse, des perturbations aérodynamiques se rajoutent aux instabilités hydrodynamiques. Ces 2 types d'instabilités contribuent à accélérer la fragmentation.

- Densité de l'air :

Pour les buses hydrauliques, une élévation de la densité de l'air ambiant diminue l'angle de spray jusqu'à un certain point au-delà duquel l'angle ne diminue plus (sauf pour la buse à simple orifice pour laquelle l'angle du spray augmente avec la densité de l'air, ce qui serait dû au fait que les perturbations aérodynamiques freinent plus les gouttes axialement que radialement). Pour les buses pneumatiques, la densité de l'air a peu d'effet en revanche. En général, l'augmentation de densité fait que le spray suit plus les lignes de courant de l'air.

- Pression atmosphérique :

La pression de l'air ambiant a un effet sur le diamètre moyen des gouttes : en augmentant la pression, le diamètre moyen va augmenter jusqu'à un certain point au-delà duquel il va diminuer. De plus, lorsque le différentiel de pression entre l'air et le fluide augmente, l'angle de spray diminue. Cet effet n'intervient pas en sortie de buse mais plus loin dans l'écoulement, où le diamètre moyen augmente du fait que les plus petites gouttes se sont évaporées.

1.2.2.3 Techniques de mesure d'un spray

Un spray est caractérisé par 4 principales régions d'intérêt : l'écoulement interne au sein de la buse, la formation du spray en sortie de buse, le développement du spray loin en aval de la buse (c'est-à-dire à une distance d'environ 1 cm qui correspond en ordre de grandeur à la longueur d'établissement du spray) et la zone correspondant à l'interaction entre un spray et une surface.

Fansler et Parrish (2015) ont publié de manière récente un article décrivant l'ensemble des méthodes actuellement existantes pour caractériser les sprays dans chacune de ces 4 régions, en se basant sur un ensemble de plus de 300 citations. Ces auteurs ont synthétisé ces techniques sous la forme de 4 tableaux, un pour chacune des régions.

Dans le contexte de la présente thèse, seules les techniques des deux dernières régions sont intéressantes à connaître, celles correspondant au développement du spray « loin » de l'orifice de la buse et celles concernant l'interaction avec une surface. Ainsi, d'après Fansler et Parrish (2015), les sprays sont mesurés – que ce soit pendant leur écoulement ou lorsqu'ils interagissent avec une

surface – à l’aide de techniques optiques faisant appel à des lasers (PDA, LAS, LDV...) ou bien des caméras (Imagerie hautes résolution et haute fréquence, Thermographie). Certaines de ces techniques font appel à des traceurs pour optimiser le contraste et améliorer la mesure optique (PTV, Thermométrie par marqueur moléculaire, Thermographie par phosphorescence, LIF, LIEF). Les 2 tableaux de l’annexe A donnent le détail de la technique de mesure à adopter en fonction du type de paramètre que l’on souhaite mesurer.

Lors de cette thèse, seules deux de ces techniques ont été accessibles : l’anémométrie à phase Doppler (PDA) et la Diffraction par laser direct. Ces deux techniques sont utilisées principalement pour caractériser la distribution des tailles de gouttes dans le spray, dont la théorie est présentée dans la partie suivante. Les techniques seront explicitées plus en détail dans le chapitre 2 : Matériels et Méthodes.

1.2.3 Distribution des tailles de gouttes dans le spray

Pour représenter la distribution des tailles de gouttes, on trace un histogramme des tailles de gouttes (représentation discrète) ou une distribution fréquentielle des tailles de gouttes (représentation continue). L’intégrale de la distribution fréquentielle permet d’avoir une distribution cumulative des tailles de gouttes. Dans tous les cas, on trace, toujours en fonction du diamètre de gouttelette, soit le nombre de gouttes, soit le pourcentage du nombre total, soit le pourcentage du volume total, soit le pourcentage de la surface totale.

Il n’existe actuellement aucune représentation théorique satisfaisante à tous les types de distributions possibles de spray. Il faut donc tester un certain nombre de ces représentations existantes pour voir laquelle est la plus adaptée. Les représentations actuelles utilisées sont :

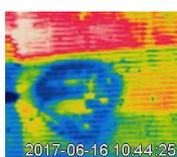
- La distribution normale ou gaussienne : son application est limitée à des phénomènes naturels rares pour lesquels aucune direction d’écoulement n’est privilégiée.
- La distribution normale logarithmique : beaucoup de distributions dans la nature suivent cette représentation. Par rapport à la distribution normale, on utilise comme variable le logarithme du diamètre de la goutte au lieu du diamètre.
- La représentation de Nukiyama et Tanasawa (Nukiyama et Tanasawa, 1939) : une des corrélations empiriques les plus simples pour décrire les distributions.
- La représentation de Rosin-Rammler (Rosin et Rammler, 1933) : corrélation de distribution empirique initialement développé pour les poudres. On a comme équation pour cette corrélation :

$$\partial V = 1 - \exp\left(-\frac{D}{X}\right)^q \quad (7)$$

Avec ∂V , la fraction du volume total du spray dans laquelle sont contenues les gouttes de diamètre inférieur ou égal à D , et X et q des constantes de la distribution.

Il existe également une version modifiée de cette corrélation où les deux variables de l’exponentielle sont élevées au logarithme, ce qui permet de corriger la divergence de la corrélation classique par rapport à l’expérimental pour de grandes tailles de gouttes.

- La représentation de la limite supérieure (*Upper-Limit Function*) (Mugele et Evans, 1951) :



forme modifiée de la distribution normale logarithmique.

Pour spécifier la distribution en tailles des gouttes dans le spray, on utilise plusieurs types de diamètres moyens. Chacun est utile pour une application particulière. L'expression générale des diamètres moyens est :

$$D_{ab} = \left(\frac{\sum N_i D_i^a}{\sum N_i D_i^b} \right)^{1/(a-b)} \quad (8)$$

Avec : i , l'indice de l'intervalle de tailles de goutte considéré, N_i le nombre de gouttes dans cet intervalle, D_i le diamètre moyen de cet intervalle, et a et b des entiers prenant les valeurs correspondant à l'effet physique (par exemple, si $a = 1$ et $b = 0$ on a le diamètre moyen linéaire ou linéique). La somme de a et de b donne l'ordre du diamètre moyen. Le Tableau 4 présente différents exemples de diamètres moyens et leurs applications.

Tableau 4 – Diamètres moyens et leurs applications (Mugele et Evans, 1951)

Symbole	Nom	Application
D_{10}	Linéique	Comparaison en taille
D_{20}	Surfacique	Effets de surface, contrôle de surface
D_{30}	Volumique	Effets de volume, contrôle de volume
D_{21}	Surface-Longueur	Absorption
D_{31}	Volume-Longueur	Evaporation, Diffusion moléculaire
D_{32}	Sauter (SMD)	Transfert massique et de chaleur
D_{43}	De Brouckere ou Herdan	Equilibre de la combustion

En dehors des diamètres moyens, il existe ce qui est communément appelé les diamètres caractéristiques :

- $D_{0,1}$: Diamètre de goutte tel que 10 % du volume total soit contenu dans les gouttes plus petites ;
- $D_{0,5}$: Diamètre de goutte tel que 50 % du volume total soit contenu dans les gouttes plus petites.
C'est le diamètre médian massique (MMD) ;
- $D_{0,632}$: Diamètre de goutte tel que 63,2 % ($\exp(-1) = 0,632$) du volume total soit contenu dans les gouttes plus petites ;
- $D_{0,9}$: Diamètre de goutte tel que 90 % du volume total soit contenu dans les gouttes plus petites ;
- $D_{0,999}$: Diamètre de goutte tel que 99,9 % du volume total soit contenu dans les gouttes plus petites ;
- D_{peak} : Diamètre de goutte à la valeur maximale de la distribution fréquentielle.

On donne sur la Figure 7 des exemples de distributions cumulative et fréquentielle en volume des goutte, en prenant le modèle de Rosin-Rammler.

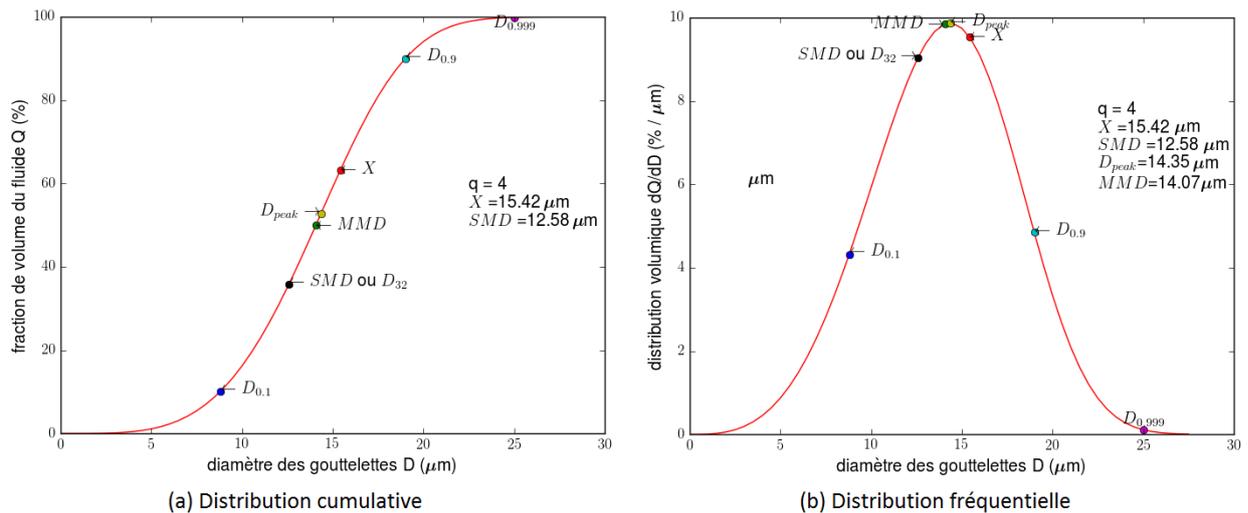


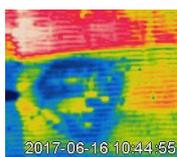
Figure 7 - Distributions cumulative (a) et fréquentielle (b) pour $q = 4$ et $D_{0.999} = 25 \mu\text{m}$

On peut noter quelques remarques sur ces diamètres caractéristiques. Les diamètres s'échelonnent dans les ordres suivants : $D_{0,1} < D_{0,5} < D_{0,632} < D_{0,9} < D_{0,999}$ d'une part et $D_{0,1} < SMD < D_{peak} < MMD$ d'autre part. Par ailleurs, le rapport de MMD et SMD est donc toujours supérieur à 1. Si on veut une distribution plus uniforme de gouttes, toutes les gouttes du spray doivent avoir un diamètre plus proche de MMD. Cela a pour conséquence d'augmenter le SMD, tout cela au détriment des plus petites gouttes du spray moins uniforme qui disparaissent du spray. Pour résumer une meilleure uniformité d'un spray se fait au détriment des plus petites gouttelettes ce qui n'est pas forcément souhaité dans certaines applications.

1.2.4 Types de buses

Différentes technologies de buses existent pour former des sprays dont les 3 principales catégories sont : les buses sous pression ou hydrauliques (*Pressure atomizers*), les buses rotatives (*Rotary atomizers*) et les buses à fluide pneumatiques ou à fluide diphasique (*Twin-fluid atomizers*) (Le Moyne, 2010). Il existe également des buses électrostatiques, ultrasoniques, soniques, éoliennes, à capillaire vibrants, à jets de fluide à tension de vapeur et à fragmentation effervescente.

De manière générale, la dimension la plus importante pour une buse, et donc la fragmentation, est soit le diamètre de sortie de buse (*Plain Orifice, Plain-jet*), soit le diamètre du jet éjecté (ou épaisseur de la nappe). Selon le type d'atomiseur utilisé, on peut obtenir des sprays coniques ou plats (cf. Figure 8). Les sprays coniques sont obtenus avec les buses sous pression à générateur de tourbillon (*pressure-swirl nozzle*). Les sprays plats sont obtenus en forçant l'écoulement du fluide à travers un anneau étroit, comme pour les buses à jet plat (*fans spray nozzles*).



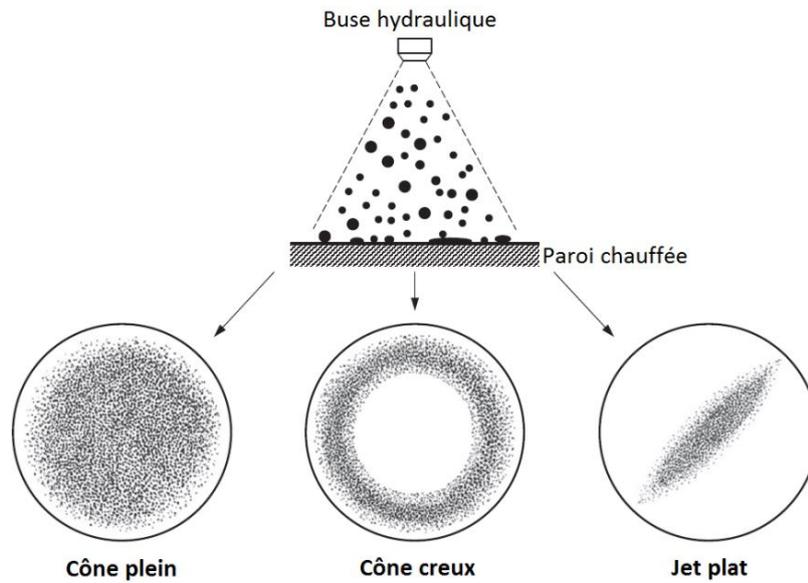


Figure 8 – Aires touchées par les buses à cônes plein et creux, et à jet plat (Liang et Mudawar, 2017)

En raison de contraintes aussi bien spatiale, énergétique, d'autonomie en eau et économique, seules les buses hydrauliques seront considérées dans cette thèse, et plus particulièrement des buses hydrauliques à générateur de tourbillon à cône creux et des buses à jet plat. Néanmoins, une liste relativement exhaustive des buses actuellement existantes est donné en annexe B, avec le détail des caractéristiques de chacune.

1.2.5 Interaction surfacique

Puisqu'un spray est formé d'un ensemble de gouttelettes, une hypothèse simplifiée consiste à supposer que l'interaction d'un spray avec une paroi est équivalente à de multiples interactions indépendantes de gouttes avec une paroi. On décrit donc ici le mécanisme d'interaction d'une goutte avec une paroi.

1.2.5.1 Interaction d'une goutte avec une paroi

Trois régimes se présentent lorsqu'une goutte frappe une paroi : le dépôt, le rebond ou l'éclatement (voir Figure 9). Ces régimes dépendent de l'énergie de choc entre la goutte et la paroi.

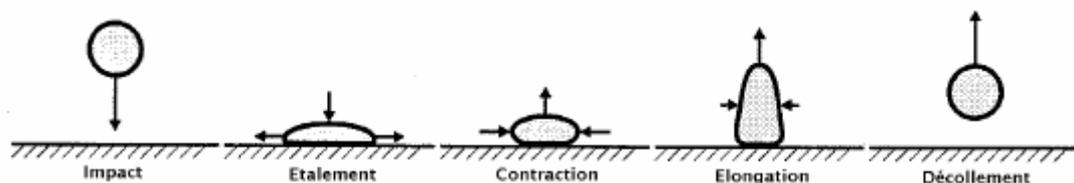


Figure 9 – Impact d'une goutte d'eau sur une paroi froide (Lindgren, 2004)

Si l'énergie est faible, il y a dépôt : la goutte s'éclate sur la surface et un film liquide se forme. Le dépôt signifie que la goutte peut subir des déformations mais restera collée pendant toute la durée du processus d'impact et sans formation de gouttes secondaires. La Figure 9 illustre le phénomène

du dépôt. Si la quantité d'énergie est plus grande, une partie sera dissipée en étalement sur la paroi mais la gouttelette conserve une autre partie pour se reformer et quitter la paroi, ce qu'on appelle rebond de la goutte. Enfin, si l'énergie de l'impact est assez élevée, la goutte éclate sur la paroi et il en résulte une multitude de gouttes dites secondaires : il s'agit du phénomène d'éclatement ou *splashing*. La Figure 10 illustre l'éclatement immédiat qui se produit le plus souvent lors d'un impact sur une paroi sèche.

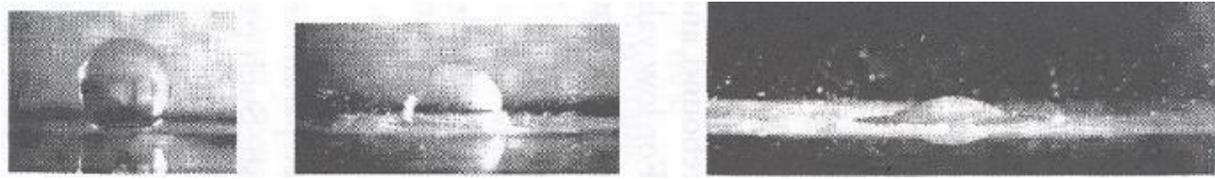


Figure 10 – Eclatement immédiat (Rioboo *et al.*, 2001)

1.2.5.2 Paramètres influençant l'interaction à l'échelle d'une goutte

Plusieurs paramètres influent l'interaction entre une paroi et une goutte. Ainsi, l'impact ne sera pas le même selon la taille de la goutte, la vitesse et l'angle avec lesquels la goutte arrive sur la paroi ou bien encore selon les propriétés physico-chimiques de la goutte ou de la paroi.

1.2.5.2.1 Taille de goutte

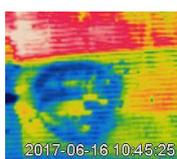
Les expériences faites par Rioboo *et al.* (2001) sur des gouttes d'éthanol dont la vitesse d'impact sur une paroi en verre poli étaient de $2,4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ et de diamètre compris entre 1,35 et 2,78 mm ont montré que les gouttes de petit diamètre favorisent la formation de dépôt tandis que les gouttes de grand diamètre causent le *splashing*. En d'autres termes, plus les gouttes sont grosses, plus l'apparition du *splashing* est probable.

1.2.5.2.2 Vitesse et angle d'incidence de la goutte

Yao et Cai (1988) ont étudié l'impact rasant d'une goutte sur une paroi dont la température était supérieure à la température d'ébullition du liquide. Les auteurs ont montré que l'augmentation de la vitesse tangentielle conduit à l'étalement de la goutte avant l'impact, lorsqu'elle est soumise à des perturbations en traversant la couche limite gazeuse. De plus, en touchant la paroi, l'augmentation de la vitesse tangentielle entraîne une déstabilisation de la goutte. Rioboo *et al.* (2001) ont remarqué que l'augmentation de la vitesse normale favorise le régime de *splashing*.

La collision d'une goutte avec une paroi peut conduire à la génération des gouttes secondaires. La géométrie de ce phénomène est donnée dans la Figure 11 où α représente l'angle d'incidence de la goutte (cet angle est défini par rapport à la normale à la paroi), β l'angle de réflexion des gouttes secondaires et ψ l'angle azimutal de déviation des gouttes réfléchies dans le plan de la paroi.

L'angle d'incidence influe sur la nature de l'impact : l'augmentation de cet angle cause une baisse de la quantité de mouvement normale à la paroi et inversement. Senda *et al.* (1999) ont montré que l'angle incident avait une influence sur la forme du liquide qui restait en surface à la suite d'un impact.



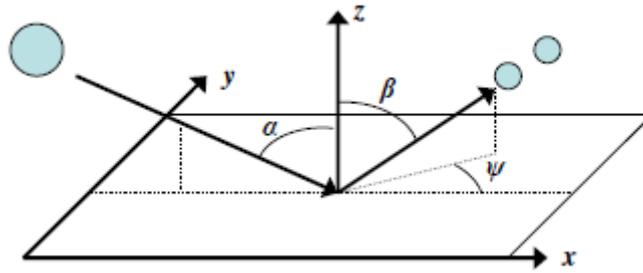


Figure 11 – Géométrie d'incidence d'une goutte sur une paroi (Dewitte, 2006)

Si l'impact est normal à la paroi, l'épaisseur du film formé est maximale. Si l'impact est oblique, l'épaisseur augmente dans le sens de l'écoulement, ce qui change sa forme. Si la quantité d'énergie consommée lors de la génération des gouttes secondaires est élevée, alors ces gouttes rebondissent avec un angle plus grand que l'angle incident.

1.2.5.2.3 Propriétés physico-chimiques de la goutte

Selon sa tension de surface et sa viscosité, on a déjà vu qu'un spray pouvait plus ou moins se fragmenter (cf. partie 1.2.2.2). De même, ces mêmes propriétés vont influencer sur l'interaction de la goutte avec la paroi. Ainsi, les expériences faites par Šikalo *et al.* (2002) montrent que si une goutte avec une faible tension de surface frappe une paroi, l'eau en périphérie de la goutte va se briser en gouttes secondaires tandis que le centre de la goutte va voir sa tension superficielle augmenter et va se déposer sur la paroi. Šikalo *et al.* (2002) ont également montré qu'un liquide peu visqueux produisait un rebond partiel alors qu'un liquide plus visqueux rebondissait plus difficilement.

1.2.5.2.4 Propriétés de la paroi

Selon les degrés de rugosité et de mouillabilité de la paroi, ainsi que son état de surface, l'interaction entre la paroi et la goutte ne sera pas la même.

L'étude faite par Geldorp *et al.* (2000) sur l'impact de gouttes sur une paroi froide et sèche a montré que la rugosité réduit l'étalement de la goutte et augmente les instabilités à la surface. A noter que lorsqu'une goutte frappe une surface rugueuse, la masse de liquide déposé pendant le *splashing* est plus grande que lorsque la goutte frappe une surface lisse. En cas d'impact rasant, la goutte a plus de probabilité de frapper la partie visible d'un élément de surface au lieu de la surface cachée. Ce phénomène est appelé effet d'ombre et est illustré dans la Figure 12.



Figure 12 – Effet d'ombre (Dewitte, 2006)

Rioboo *et al.* (2002) ont démontré qu'une goutte rebondissait plus sur une surface non mouillante. Dans le cas des systèmes très mouillants, les gouttes s'accumulent sur la surface pour former une masse compacte de liquide.

La mouillabilité dépend également de la viscosité et de la tension de surface. Šikalo *et al.* (2002) ont

remarqué que l'effet de la mouillabilité était plus grand pour de faibles nombres de Weber et de faibles nombres de Reynolds. Par ailleurs, Emmerson (1975) a noté que, si la paroi avait une mouillabilité faible, le liquide ne formera pas un film liquide facilement, causant une limitation du taux d'évaporation.

Enfin, concernant l'état de surface, dans les mêmes conditions d'impact, une goutte se dépose sur une paroi sèche alors qu'elle éclate en petites gouttelettes en frappant une surface mouillée.

Pour conclure, ce chapitre a posé les bases de la caractérisation des sprays. En particulier, cette dernière partie a défini le phénomène d'interaction d'une goutte avec une surface et a montré les différents paramètres qui pouvaient influencer le processus d'échange. Or, la présente thèse s'intéresse à l'interaction d'un spray avec une paroi d'échangeur de chaleur. On pose donc tout d'abord les définitions de base des échangeurs de chaleur avant de dresser un état de l'art de la brumisation en tant que moyen d'améliorer l'efficacité thermique des échangeurs.

I.3 Etude paramétrique du transfert thermique

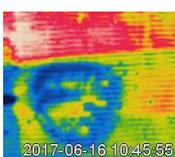
L'efficacité de refroidissement obtenu par brumisation dépend d'un grand nombre de paramètres. Liang et Mudawar (2017) en ont énuméré un certain nombre, tels que :

- Le type de fluide brumisé : l'eau est souvent utilisée mais cela peut aussi être des fluides diélectriques, des fluides frigorigènes, des fluides cryogéniques (notamment utilisés pour des traitements médicaux de la peau au laser), ou de l'eau salée (Sadafi *et al.*, 2015) ;
- Les propriétés thermo-physiques du fluide brumisé : sa densité, sa température, sa viscosité, sa conductivité thermique, sa chaleur spécifique, sa tension de surface, sa chaleur latente de vaporisation ou bien sa température de saturation ;
- Les conditions ambiantes : la pression atmosphérique, la température, l'hygrométrie (air), la viscosité du gaz (la plupart du temps, de l'air), sa densité, sa conductivité thermique, sa chaleur spécifique ;
- Le type de surface brumisée : la température de paroi, la rugosité, la mouillabilité ;
- Les paramètres d'écoulement : le débit de fluide brumisé, et s'il y a lieu, le débit d'air ou autre gaz entraînant le spray vers la surface ;
- Les paramètres physiques et géométriques du spray : son angle, son orientation, la distance séparant la buse de la surface, la vitesse initiale d'éjection du spray, le flux volumétrique et massique du spray, et sa distribution de tailles de gouttes.

Par ailleurs, si la brumisation s'effectue sur un échangeur de chaleur, le type d'échangeur et sa géométrie sont également des facteurs à prendre en compte, tout comme le type et le débit de fluide interne utilisé.

Enfin, d'autres méthodes peuvent être employées pour améliorer l'efficacité de la brumisation, comme l'ajout de surfactants ou de nanoparticules, un traitement de la surface brumisée, ou bien encore un spray intermittent.

Cette partie a pour objectif de dresser un état de l'art des études paramétriques de la brumisation en tant que moyen pour améliorer l'efficacité thermique d'un système. Dans le cadre de cette thèse, un



spray est utilisé de manière à augmenter les performances thermiques d'un échangeur en exploitant l'évaporation de l'eau dans l'air ou sur la surface de l'échangeur. Cette propriété des sprays est déjà exploitée pour refroidir les cœurs nucléaires, des systèmes électroniques, l'air dans les tours aéroréfrigérantes, accélérer et uniformiser le processus de refroidissement de surfaces en métallurgie. Cela est également déjà utilisé pour des échangeurs de boucles frigorifiques de climatisation mais dans le bâtiment, pas dans le secteur automobile.

La littérature existante à propos de la brumisation appliquée aux échangeurs examine cependant peu de paramètres : l'ensemble de ces travaux est présenté dans un premier temps, après avoir brièvement posé les définitions de base des échangeurs de chaleur.

Ensuite, on élargit le spectre d'investigation à la littérature concernant le refroidissement par brumisation en électronique, dans les tours aéroréfrigérantes, ainsi que brièvement en métallurgie de manière à avoir une vision globale de l'effet des paramètres. Ces types de dispositifs de par leurs multiples applications – centrales thermiques, électriques, à charbon ou nucléaires pour les tours aéroréfrigérantes ou bien data center, microprocesseurs, lasers à haute énergie, électronique de puissance (MOSFETs, IGBTs, MCTs) pour les équipements électroniques – disposent en effet d'une littérature bien plus importante que celles existant sur la brumisation des échangeurs. Les paramètres d'optimisation du transfert thermique étudiés dans le cadre de ces applications, sans être systématiquement transposables au cas des condenseurs à air, peuvent inspirer certaines idées pour notre étude.

I.3.1 Brumisation des échangeurs

I.3.1.1 Définitions des échangeurs de chaleur

Dans l'industrie, les échangeurs de chaleur sont des éléments indispensables pour les études énergétiques. Ils sont utilisés dans plusieurs secteurs : chimie, pétrochimie, transports, climatisation, chauffage. Un échangeur de chaleur a pour but de transmettre de la chaleur d'un fluide à un autre. Pour la plupart des échangeurs (hormis pour les tours aéroréfrigérantes), les deux fluides ne sont pas en contact. Le transfert de chaleur s'effectue par le biais d'une paroi de séparation conductrice et les fluides échangent principalement par convection avec la paroi : selon le matériau, la forme et la dimension de cette dernière, le transfert sera plus ou moins important.

Il existe principalement 3 configurations d'écoulements pour les deux fluides :

- à co-courant: les deux fluides circulent dans des directions parallèles et des sens identiques ;
- à contre-courant: les deux fluides circulent dans des directions parallèles et des sens opposés ;
- à courants croisés: les deux fluides circulent dans des directions perpendiculaires.

Les fluides peuvent conserver leur état physique (liquide ou vapeur) ou se présenter successivement sous les deux phases. Dans ce dernier cas, il existe trois catégories d'échangeurs avec changement de phase : les évaporateurs où un liquide se vaporise, les condenseurs où une vapeur est liquéfiée et les vapocondenseurs où les deux fluides changent de phase.

Pour le dimensionnement des échangeurs, différents compromis doivent être trouvés puisque, par exemple, une grande surface d'échange augmente l'efficacité thermique de l'échangeur mais aussi le

coût, tandis que de faibles sections de passage des fluides permettent certes d'augmenter les valeurs des coefficients d'échange thermique mais au détriment d'une augmentation des pertes de charge. Il existe de nombreux échangeurs pour répondre à tous les besoins et contraintes industriels.

Concernant les types d'échangeurs, il existe principalement :

- les échangeurs à tubes et calandres : ils sont constitués d'un faisceau de tubes disposés à l'intérieur d'une enveloppe dénommée calandre. L'un des fluides circule dans les tubes tandis que l'autre circule dans la calandre autour des tubes ;
- les échangeurs à plaques : les deux fluides circulent entre une série de plaques dont les surfaces optimisent l'échange thermique. Ils sont majoritairement à courants croisés ;
- les échangeurs à ailettes : ils consistent en une alternance de tubes cylindriques ou rectangulaires percés de minicanaux avec des lames métalliques en forme d'ailettes. Le fluide de refroidissement est en général l'air ambiant. Le fluide chaud transfère la chaleur par conduction aux ailettes qui sont refroidies par l'air.

Dans le cadre de cette thèse, l'échangeur étudié est un échangeur à minicanaux à ailettes en aluminium à courants croisés. La Figure 13 illustre les grandeurs géométriques caractéristiques qui définissent un échangeur à ailettes.

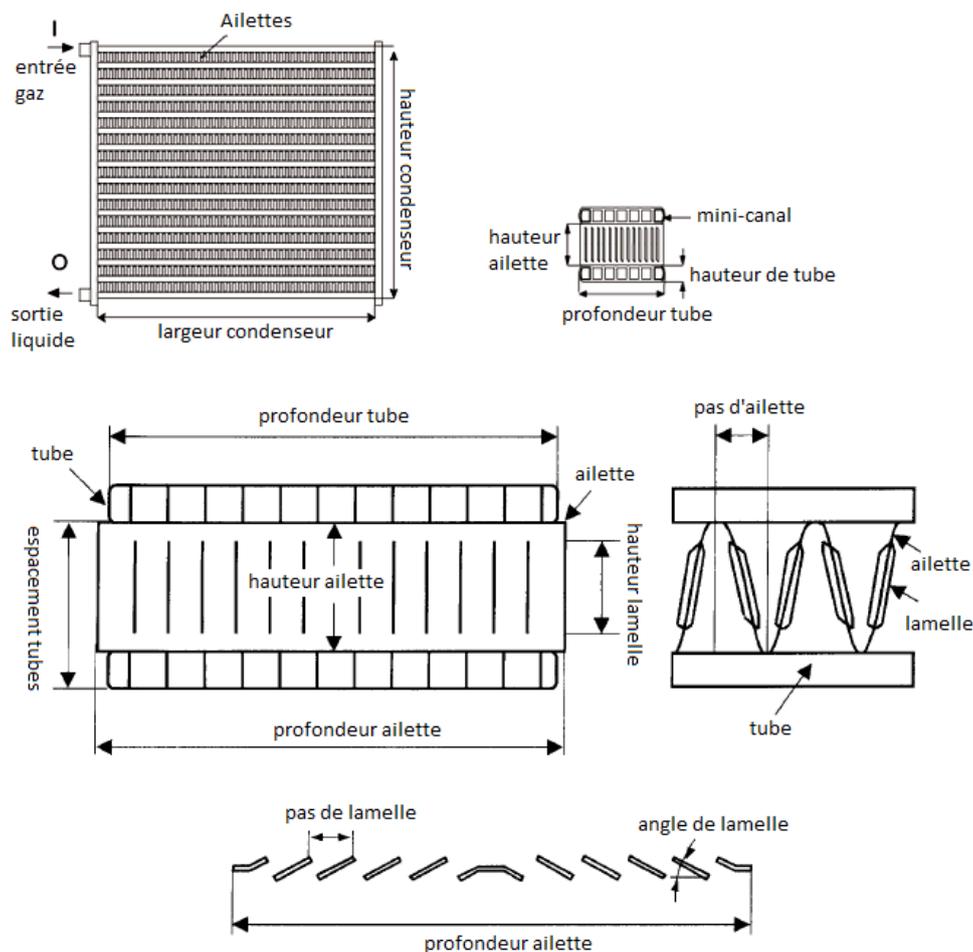
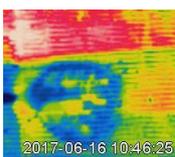


Figure 13 – Géométrie d'un échangeur mini-canaux à ailettes (Kim *et al.*, 2001 ; Jabardo et Mamani, 2003)



1.3.1.2 Influence de la brumisation sur l'efficacité de l'échangeur

Lorsqu'un échangeur de chaleur est brumisé par un spray de gouttelettes d'eau, la puissance échangée augmente systématiquement quel que soit le type d'échangeur (Yang et Clark, 1975 ; Nakayama *et al.*, 1988 ; Dreyer *et al.*, 1992 ; Hasan et Siren, 2003 ; Youbi-Idrissi *et al.*, 2007 ; Tissot *et al.*, 2012 ; Chen *et al.*, 2013 ; Zhang *et al.*, 2014).

De nombreux travaux ont déjà été effectués sur la brumisation des échangeurs. Le Tableau 5 donne une synthèse de ces travaux avec les résultats obtenus en termes de gains. Ce tableau est une version réactualisée du tableau dressé par Kriel (1991) puis revu par Dreyer *et al.* (1992), basé en partie sur le dernier état de l'art écrit sur le sujet par Aihara (1990). Dans ce tableau, le facteur F , appelé gain de performance, correspond au ratio de la puissance de l'échangeur brumisé (ou mouillé) sur l'échangeur sec, représenté par l'équation (9). Le facteur F^* est le ratio du coefficient d'échange thermique de l'échangeur brumisé sur celui de l'échangeur sec, représenté par l'équation (10). Enfin, le COP (coefficient de performance) est défini pour une machine frigorifique comme le rapport de la chaleur évacuée par le condenseur Q sur le travail W fourni par le compresseur, représenté par l'équation (11). Dans le Tableau 5, on présente le gain obtenu sur le COP grâce à la brumisation utilisée sur une machine frigorifique.

$$F = 100 \cdot \left(\frac{Q_{wet}}{Q_{dry}} - 1 \right) \quad (9)$$

$$F^* = \frac{h_{wet}}{h_{dry}} \quad (10)$$

$$COP = \frac{|Q|}{W} \quad (11)$$

$$F_{COP} = 100 \cdot \left(\frac{COP_{wet} - COP_{dry}}{COP_{dry}} \right) \xrightarrow{si W_{wet} = W_{dry}} F \quad (12)$$

Par ailleurs, le gain de performance peut être rattaché aux coefficients de transfert mouillé et sec de l'échangeur par la formule de Walczyk (1993) :

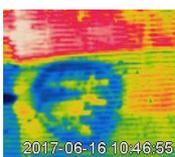
$$F = 100 \cdot \left(\frac{h_{wet}\gamma_{wet} + h_{dry}(1 - \gamma_{wet})}{h_{dry}} - 1 \right) \quad (13)$$

Avec γ_{wet} la fraction mouillée de la surface frontale de l'échangeur.

Les premières études sur la brumisation datent de près de 60 ans (Parker, 1959 ; Elperin, 1961). Ainsi, Elperin (1961) prétendait avoir observé une multiplication par 30 des transferts thermiques pour un échangeur tubulaire en introduisant un spray de gouttelettes d'eau dans l'écoulement d'air. Néanmoins, ses données étant incomplètes, ce résultat ne peut être confirmé et validé. Depuis, d'autres publications attestant de gains substantiels grâce à la brumisation sont parues. Nakayama *et al.* (1988) ont obtenu des données de transferts thermiques et de perte de charges pour des échangeurs tubulaires à surfaces lisses, ailetées et micro-ailetées parcourus par des écoulements d'air allant de 1 à 3 m.s⁻¹ et aspergés par des flux massiques d'eau de 50 à 390 kg.m⁻².h⁻¹. Il a obtenu une augmentation des transferts thermiques entre 300 et 500 % sans perte de charge. Dreyer *et al.*

(1992) ont développé un modèle mathématique d'analyse des échangeurs tubulaires à ailettes refroidis par brumisation. Ce modèle a été validé par des données expérimentales et les auteurs ont trouvé que les performances de l'échangeur sec pouvaient être multipliées par 3,5 pour des flux massiques d'eau brumisée compris entre 250 et 450 $\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{h}^{-1}$. Néanmoins, cela revenait dans le même temps à doubler les pertes de charge de 250 à 500 Pa pour une vitesse d'air de 9 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$. Hasan et Siren (2003) ont comparé l'efficacité de la brumisation selon qu'elle était appliquée sur des échangeurs tubulaires à parois lisses ou à parois ailetées. Les auteurs ont démontré que 92 à 140 % de transfert thermique supplémentaire était observé dans les cas de l'échangeur aileté pour des vitesses d'air allant de 1,66 à 3,57 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ et un flux massique d'eau de 6400 $\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{h}^{-1}$.

Cependant, la plupart des études de brumisation d'eau existantes ont été réalisées soit sur des cylindres, soit sur des échangeurs tubulaires. Des études se sont intéressées aux échangeurs à minicanaux en particulier, celles de Yang et Clark (1975), Fischer et Sommer (1988), Tissot *et al.* (2012), Hwang *et al.* (2012), Boulet *et al.* (2013), Chen *et al.* (2013) et Zhang *et al.* (2014). Yang et Clark (1975) ont trouvé que le coefficient de transfert thermique pouvait être augmenté de 45 % pour un nombre de Reynolds côté air de 500 et un débit d'eau brumisée de 7,7 $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$, soit un flux massique de 21 $\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{h}^{-1}$. Fischer et Sommer (1988) ont comparé expérimentalement la brumisation sur des échangeurs mini-canaux en positions verticales et horizontales et a montré qu'un meilleur transfert thermique était obtenu en position horizontale, mais que cela s'accompagnait de pertes de charge plus élevées. Les auteurs ont trouvé par ailleurs que la brumisation permettait d'obtenir un gain de performance de la brumisation de 100 %. Zhang *et al.* (2014) ont développé un modèle d'échangeur à mini-canaux partiellement brumisé avec un débit d'air allant de 1,8 à 3,2 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ et un débit de spray allant jusqu'à 4,3 $\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{h}^{-1}$. Les auteurs ont obtenu une multiplication par plus de 3 de la puissance thermique rejetée, passant de 541 $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$ à 1582 $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$. Tissot *et al.* (2012) et Boulet *et al.* (2013) ont mené des expériences de brumisation avec des débits d'eau compris entre 1,12 et 1,68 $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$ et des vitesses d'air de 1,1 à 2,2 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$. Ils ont observé des gains de performance allant jusqu'à 250 %. Hwang *et al.* (2012) ont comparé les performances d'un échangeur mini-canaux à air sous conditions sèches et humides, avec de l'eau brumisée à 0,16 $\text{L}\cdot\text{s}^{-1}$ en circuit fermé. Ils ont trouvé que la puissance était augmentée de plus de 180 % grâce à cet apport d'eau supplémentaire dans l'écoulement d'air allant de 1,4 à 3,5 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$. Enfin, Chen *et al.* (2013) ont trouvé que le coefficient d'échange pouvait être multiplié par 8 grâce à la brumisation pour des débits d'eau variant entre 0,5 et 2,5 $\text{g}\cdot\text{s}^{-1}$ et des vitesses d'air entre 0,8 et 5,3 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$. Youbi-Idrissi *et al.* (2007) ont développé un modèle mathématique semi-local appliqué à une machine frigorifique avec un condenseur à air, en choisissant un débit d'air de 1,4 $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$, et un débit d'eau brumisée jusqu'à 120 $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$. Ils ont trouvé que le COP pouvait être augmenté jusqu'à 55 % par rapport au cas du condenseur sec. Des résultats similaires ont été obtenus par Hajidavalloo et Eghtedari (2010), en brumisant le condenseur à air d'une machine frigorifique avec un débit d'eau de 217 $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$ en boucle fermée (récupération et réinjection du ruissellement), dont 7 à 8,2 $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$ réellement consommés. Il faut tout de même noter qu'Hajidavalloo et Eghtedari (2010) tout comme Martinez *et al.* (2016) utilisent la brumisation de manière indirecte contrairement à la plupart des études. En effet, les sprays interagissent avec un matériau poreux d'épaisseur variable sur lequel l'eau va s'évaporer. De cette manière, toute l'eau est utilisée pour le refroidissement adiabatique de l'air en amont de l'échangeur, laissant la surface de l'échangeur sèche. D'autres auteurs obtiennent grâce à la brumisation des gains moins conséquents sur le COP, mais avec une consommation moindre en eau. Ainsi, Huang et Ye (2015) ont fait état d'un gain de 25 % du COP avec une consommation de 10 $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$ d'eau brumisée, tandis que Tissot *et al.*



(2014) ont augmenté le COP de 28,9 % avec seulement 6,68 kg.h⁻¹ d'eau consommée.

Tableau 5 – Historique actualisé de la littérature sur la brumisation des échangeurs

Référence	Configuration	V (m.s ⁻¹)	m _w '' (kg.m ⁻² .h ⁻¹)	m _w /m _a (g _w .kg _a ⁻¹)	F (%)	F*	F _{COP} (%)
Elperin (1961)	TBHX	-	-	200	-	30	-
Acrivos <i>et al.</i> (1964)	CYV	60 – 110	-	150	-	9	-
Finlay (1967)	CYH	23 – 76	-	100	-	17	-
Hodgson et Sunderland (1968)	CYH	6 – 25	-	130	-	30	-
Mednick et Colver (1969)	CYV	18 – 43	-	250	-	36	-
Finlay et McMillan (1970)	STBHX	8 – 13	-	100	450	-	-
Carpenter (1972)	STBHX	-	-	200	-	6,6	-
Oshima (1972)	FTBHX	0,5 – 3	350	30	300	-	-
Scherberg <i>et al.</i> (1972)	CY/EL	20 – 44	-	60	-	15	-
Sen (1973)	FTBHX	5 – 10	500	50	300	15	-
Simpson <i>et al.</i> (1974)	FTBHX	5 – 10	-	50	-	20	-
Yang et Clark (1975)	PFHX	1,5 – 13	≤ 21	10	-	1,45	-
Kosky (1976)	CYH	-	-	200	-	44	-
Rudland et Sunderland (1977)	CYH	6 – 37	-	200	-	9	-
Tree <i>et al.</i> (1978)	FTBHX	0,8 – 2,3	6,5 – 19,5	6	40	-	-
Kreid <i>et al.</i> (1979)	FTBHX	1 – 5	≤ 1250	60	600	-	-
Basilico <i>et al.</i> (1981)	CYH	4 – 15	-	70	-	-	-
Kuwahara <i>et al.</i> (1981)	CYL/CYA	1,7 – 11	-	60	-	-	-
Pawlowski et Siwoń (1982)	CY	7 – 11	-	230	-	-	-
Simpson <i>et al.</i> (1984)	FTBHX	2 – 10	≤ 820	60	30	-	-
Hayashi <i>et al.</i> (1986)	CYH	2 – 6	-	-	-	4	-
Matsuda <i>et al.</i> (1986)	CYH	2 – 6	-	50	-	-	-
Aihara <i>et al.</i> (1987)	CYH	-	-	50	-	19	-
Fischer et Sommer (1988)	PFHX	1 – 5	≤ 120	6	100	-	-
Nakayama <i>et al.</i> (1988)	STBHX / FTBHX	1 – 3	50 – 390	90	400	-	-
Pawlowski et Siwon (1988)	STBHX	5 – 12	75 – 4200	120	-	-	-
Erens et Dreyer (1988)	STBHX	1 – 4	≤ 450	90	400	-	-
Dreyer <i>et al.</i> (1992)	FTBHX	1 – 4	35 – 450	< 60	250	-	-
Walczyk (1993)	FTBHX	1,2 – 2,6	180 – 300	-	180	-	-
Hamlin <i>et al.</i> (1998)	MFC	-	-	30 – 290	-	-	4,23
Hasan et Siren (2003)	STBHX / FTBHX	1,6 – 3,6	6400	400 – 900	140	-	-
Vrachopoulos <i>et al.</i> (2007)	MFC	-	-	-	-	-	211
Youbi-Idrissi <i>et al.</i> (2007)	MFC	-	≤ 270	20	-	-	55
Hajidavalloo et Eghtedari (2010)	MFC	-	-	-	-	-	55
Yu et Chan (2011)	MFC	-	-	1,4	-	-	61,6
Tissot <i>et al.</i> (2012)	PFHX	1,1 – 2,2	12 – 19	1 – 4	250	-	-
Hwang <i>et al.</i> (2012)	PFHX	1,4 – 3,5	2300	150 – 380	180	-	-
Yang <i>et al.</i> (2012)	MFC	-	0,8	-	-	-	18,6
Boulet <i>et al.</i> (2013)	PFHX	1,1 – 2,2	-	3	250	-	-
Chen <i>et al.</i> (2013)	PFHX	0,8 – 5,3	12 – 62	6 – 22	-	8	-
Popli <i>et al.</i> (2013)	FTBHX	1,5 – 3	33 – 120	2,5 – 7	68	-	-
Tissot <i>et al.</i> (2014)	MFC	0,8 – 1,6	-	2 – 7	-	-	28,9
Zhang <i>et al.</i> (2014)	MFC	1,8 – 3,2	0,7 – 4,3	4 – 30	200	-	-
Wang <i>et al.</i> (2014)	MFC	-	6,7 – 17	-	-	-	18
Nazarov <i>et al.</i> (2014)	FTHX	0 – 8	22 – 112	-	-	10	-
Huang et Ye (2015)	MFC	-	7,8	-	-	-	25
Liu <i>et al.</i> (2015)	MFC	2,05 – 3,97	100 – 180	-	-	-	13,1
Martinez <i>et al.</i> (2016)	MFC	-	-	-	-	-	10,6
Xiao <i>et al.</i> (2017)	PFHX	1 – 2,8	39 – 59	-	-	1,68	-

CYV : Cylindre vertical CYH : Cylindre horizontal CYL : Cylindre lisse CYA : Cylindre ailetté
EL : Ellipse PFHX : Echangeur minicanaux FTHX : Echangeur tubes plats
TBHX : Echangeur tubulaire à courants parallèles STBHX: Echangeur tubulaire à parois lisses et courants
FTBHX: Echangeur tubulaire à parois ailettées et courants croisés MFC : Machine frigorifique

Après cette présentation des résultats globaux qui ont été obtenus jusque-là dans la littérature pour la brumisation des échangeurs, on s'intéresse aux différents paramètres qui ont été testés pour optimiser l'efficacité de l'échange thermique.

I.3.1.1 Paramètres d'optimisation

Afin d'optimiser l'efficacité de l'échange, les auteurs cités dans le Tableau 5 se sont intéressés aux différents paramètres caractérisant le spray d'eau, l'écoulement d'air et l'échangeur. Pour le spray, il s'agit principalement du positionnement de la buse et du débit brumisé. L'écoulement d'air va affecter l'échange selon sa vitesse, sa température et son humidité. Au niveau de l'échangeur, la brumisation peut modifier les pertes de charge. Le positionnement de l'échangeur et sa géométrie (espacement des ailettes) sont également des facteurs à prendre en compte.

I.3.1.1.1 Paramètres de spray

Tous les auteurs s'accordent sur le fait qu'augmenter le débit de spray augmente le transfert thermique. Ainsi, Boulet *et al.* (2013) observent que pour une température ambiante de 35 °C augmenter la quantité d'eau brumisée de 1,12 L.h⁻¹ à 1,68 L.h⁻¹ permet de multiplier par 3,5 au lieu de 2,9 la puissance de l'échangeur sec, qui est de 150 W environ pour cette température contre 650 W à 21 °C grâce à la brumisation (cf. Figure 14).

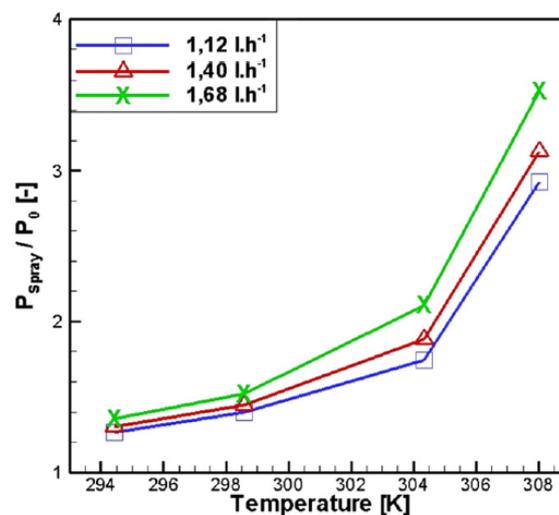
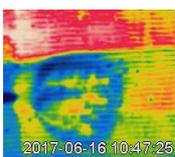


Figure 14 – Ratio entre les flux thermiques échangés avec et sans brumisation en fonction de la température ambiante (Boulet *et al.*, 2013)

De même, Dreyer *et al.* (1992) ont obtenu des gains de performance de 50 % pour de faibles flux massiques d'eau (entre 35 et 100 kg.m⁻².h⁻¹) contre 250 % pour des flux massiques plus élevés (entre 250 et 450 kg.m⁻².h⁻¹). Chen *et al.* (2013) ont observé que pour un nombre de Reynolds sur l'air de 100 le facteur de Colburn augmentait de 150 % pour un débit d'eau brumisé de 2,5 g.s⁻¹ (9 kg.h⁻¹) contre 25 % pour un débit de 0,5 g.s⁻¹ (1,8 kg.h⁻¹) (cf. Figure 16). Ils ont montré qu'en faisant varier le flux massique d'eau brumisée de 0 à 4,3 kg.m⁻².h⁻¹, la puissance thermique évacuée augmentait jusqu'à valoir 3 fois sa valeur sans brumisation. Par ailleurs, ils ont aussi observé que le bénéfice de la brumisation avait une valeur seuil à 2,2 kg.m⁻².h⁻¹, au-delà de laquelle tout ajout supplémentaire



d'eau était inutile. Ce phénomène de seuil est également observé par Youbi-Idrissi *et al.* (2007) à une valeur plus élevée de $168 \text{ kg.m}^{-2}.\text{h}^{-1}$. Hamlin *et al.* (1998) ont testé deux débits d'eau ($35,71$ et $49,6 \text{ kg.h}^{-1}$) et observé une meilleure efficacité de refroidissement, représentée par l'équation (14), pour le plus fort débit d'eau dans tous les cas testés, c'est-à-dire en faisant varier la distance spray-échangeur, l'orientation de la buse (en co-courant ou en contre-courant) ou la température du spray.

$$\varepsilon_{\text{Hamlin}} = \frac{\Delta T_{\text{wet}} - \Delta T_{\text{dry}}}{\Delta T_{\text{max}} - \Delta T_{\text{dry}}} \quad (14)$$

Hamlin *et al.* (1998) observent que l'efficacité de l'échange est meilleure quand la buse est orientée à contre-courant plutôt qu'à co-courant de l'écoulement d'air : des efficacités variant entre $0,50$ et $0,75$ sont obtenues à co-courant contre $0,8$ à $0,85$ à contre-courant. Les auteurs attribuent ce phénomène à une meilleure répartition du spray sur la surface de l'échangeur à contre-courant par rapport au co-courant. Pour la gamme de débits d'eau injectés testés, cette meilleure répartition est d'ailleurs peu influencée par le débit d'air contrairement au co-courant pour lequel on observe un pic d'efficacité à $0,75$. Avant ce pic, l'efficacité augmente de $0,5$ à $0,75$ car le débit d'air est insuffisant pour rabattre toute l'eau sur la surface de l'échangeur. En revanche, après ce pic, le débit d'air est trop élevé et dégrade l'efficacité de refroidissement en diminuant la surface impactée par le spray sur l'échangeur (cf. Figure 15).

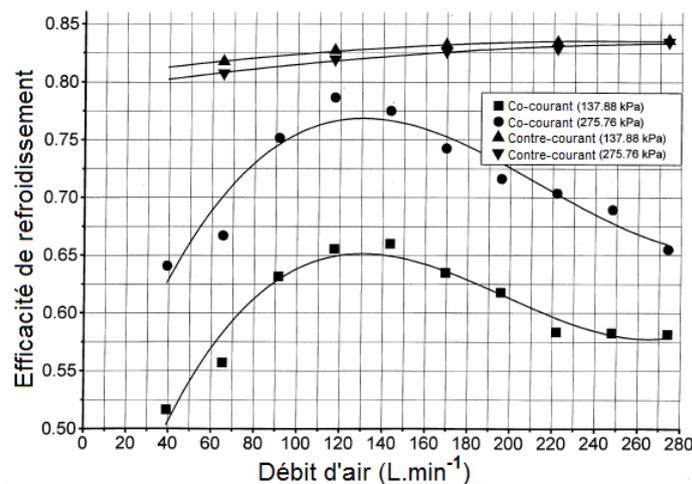


Figure 15 – Efficacité de refroidissement de la brumisation en fonction du débit d'air à co-courant et contre-courant (Hamlin *et al.*, 1998)

Tissot *et al.* (2011) observent des phénomènes similaires : ils obtiennent à co-courant un panache de spray de 10 cm de diamètre avec un taux faible d'évaporation ($<12,5 \%$) après avoir parcouru 1 m alors qu'à contre-courant le panache atteint 30 cm de diamètre et 30 à 50% de l'eau s'est évaporée.

Pour la température de spray, Hamlin *et al.* (1998) n'obtiennent pas de différences significatives dans l'efficacité de refroidissement lorsque la température varie de $20 \text{ }^\circ\text{C}$ à $80 \text{ }^\circ\text{C}$.

Enfin, une technique peu courante a été utilisée par Esterhuyse et Kröger (2005) : l'ionisation du spray afin de modifier les propriétés de mouillabilité du spray sur la surface de l'échangeur et ainsi éviter les problèmes de corrosion. Les auteurs ont ainsi trouvé que pour une charge de $7,5 \text{ kV}$, le

dépôt d'eau sur la surface de l'échangeur pouvait être divisé par 6.

1.3.1.1.2 Ecoulement d'air : vitesse et conditions ambiantes

Dans un condenseur à air, le fait d'augmenter la vitesse d'air permet d'augmenter le flux de chaleur échangé. Cependant, pour de faibles quantités d'eau injectées, l'augmentation de la vitesse d'air va dégrader F , le gain de performance. En revanche à partir d'une valeur seuil de débit d'eau, la vitesse d'air n'influe plus sur le gain de la brumisation : l'eau est injectée en suffisamment grande quantité pour saturer l'air. Ainsi, Chen *et al.* (2013) ont fait varier la vitesse d'air de 0,8 à 5,3 m.s⁻¹, correspondant à une plage de Reynolds de 100 à 600. Ils ont observé que pour des débits de spray de 1,8 et 3,6 kg.h⁻¹ (0,5 et 1,0 g.s⁻¹ sur la Figure 16) l'augmentation du facteur de Colburn due à la brumisation baissait avec la vitesse d'air revenant même à sa valeur sans brumisation pour des nombres de Reynolds supérieurs à 400. En revanche, pour les débits de spray plus élevés, la dégradation est faible (pour 5,4 et 7,2 kg.h⁻¹), voire inexistante (9 kg.h⁻¹) (cf. Figure 16). De la même manière, Hamlin *et al.* (1998) observent que l'efficacité de refroidissement (cf. équation (14)) ne cesse d'augmenter pour une buse placée à co-courant à 1,2 m de la surface de l'échangeur et un débit d'air variant entre 40 et 280 L.min⁻¹. Ce résultat est cependant à nuancer au regard des résultats obtenus pour la buse placée à 30 cm de l'échangeur. En effet, comme il a été décrit plus haut, il existe un pic d'efficacité à co-courant et à 30 cm, pour lequel le débit d'air est suffisamment élevé pour rabattre toute l'eau vers l'échangeur et suffisamment faible pour ne pas diminuer la surface d'impact. Une hypothèse (à vérifier) serait donc que pour 1,20 m de distance, le pic d'efficacité n'a pas encore été atteint : il faudrait encore augmenter la vitesse d'air.

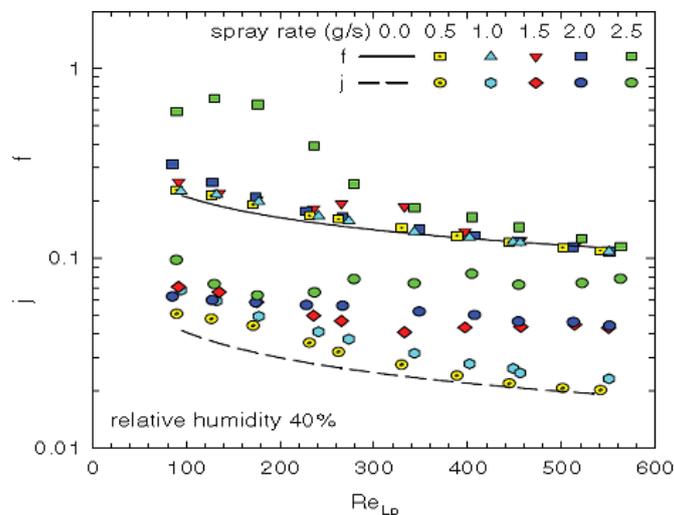
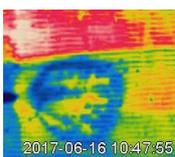


Figure 16 – Coefficients de transfert et de friction à 40 % d'humidité ambiante sans brumisation (lignes pleines et pointillées) et avec brumisation (Chen *et al.*, 2013)

Concernant l'influence de la température ambiante, Boulet *et al.* (2013) ont montré que l'efficacité de la brumisation augmentait avec la température (cf. Figure 14). Ainsi, la brumisation peut permettre de pallier les déficiences de la climatisation avec la canicule.

Enfin, Chen *et al.* (2013) ont testé 2 hygrométries ambiantes et ont découvert que la brumisation était 40 % plus efficace dans un air à 40 % d'hygrométrie que dans un air à 80 %. Cela est dû au fait que l'air plus sec (40 %) permet une meilleure absorption des gouttelettes par évaporation. Dreyer *et al.* (1992) parviennent aux mêmes conclusions pour des températures d'entrée échangeur comprises



entre 35 et 45°C : le gain de performance est dégradé lorsque l'hygrométrie est élevée : par exemple, pour une température d'entrée d'échangeur de 35 °C, il a un gain de performance de 4,5 à 30 % d'hygrométrie contre seulement 3 à 80 % d'hygrométrie.

I.3.1.1.3 Echangeur : géométrie, conditions d'entrée et pertes de charge

Dans la littérature, il est observé que la brumisation augmente significativement les pertes de charge sur l'échangeur à partir de quantités importantes d'eau brumisée. Ainsi, Dreyer *et al.* (1992) ont constaté que, pour des flux massiques d'eau inférieurs à $250 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{h}^{-1}$, les pertes de charge engendrées par le spray sont faibles. En revanche, une brusque augmentation des pertes de charge est observée pour des grandes vitesses d'air ($> 6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$) et des flux massiques supérieurs à $250 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{h}^{-1}$. Chen *et al.* (2013) observent en revanche une brusque augmentation des pertes de charges dans la gamme des faibles nombres de Reynolds sur l'air (entre 100 et 300) et uniquement pour son flux massique le plus élevé (à $62 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{h}^{-1}$ ou $2,5 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ en termes de débit) : les pertes de charge sont multipliées par 3 (cf. Figure 16). Nakayama *et al.* (1988) n'observent quant à eux, pour la gamme de flux qu'ils ont étudié (50 à $390 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{h}^{-1}$), pas de différences significatives de pertes de charge entre l'échangeur sec et l'échangeur brumisé.

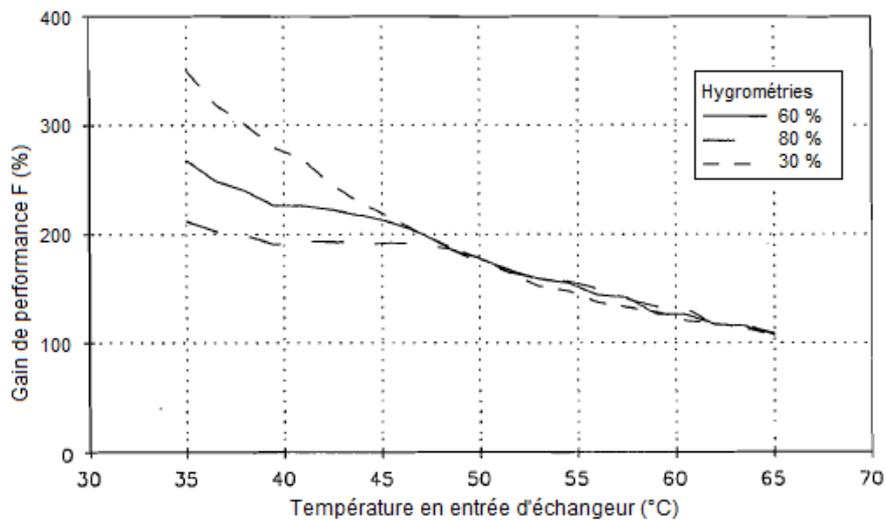


Figure 17 – Gain de performance de la brumisation en fonction de la température d'entrée de l'échangeur pour différentes hygrométries ambiantes avec un flux massique de spray de $250 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{h}^{-1}$ et une vitesse d'air de $7,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ (Dreyer et al., 1992)

Kim *et al.* (2002) ont examiné l'effet de l'humidité sur les pertes de charge et coefficients de transfert de différentes géométries d'échangeurs à ailettes. Ils ont trouvé que cet effet était négligeable pour des échangeurs ayant des pas d'ailette supérieurs à 2,1 mm.

Hasan et Siren (2003) ont montré que la brumisation était plus avantageuse dans le cas d'échangeurs tubulaires avec parois ailettes plutôt qu'avec parois lisses : ils ont obtenu un gain supplémentaire de 92 à 140 %. En effet, la surface mouillée est multipliée par 4 grâce aux ailettes. Cela montre par extension que la brumisation est encore plus avantageuse pour les échangeurs à minicanaux puisqu'ils disposent d'une surface d'échange plus importante que celle des échangeurs tubulaires.

ElSherbini et Jacobi (2006) ont montré que des traitements hydrophiles ou hydrophobes peuvent être utilisés afin de réduire l'espacement d'ailettes critique et ainsi prévenir le phénomène de

bouchage des évaporateurs dû à la condensation en surface. En effet, les auteurs ont montré dans cette même étude que les échangeurs ayant un pas d'ailettes inférieur ou égal à 3,2 mm présentent des phénomènes de bouchage importants à cause de la condensation. De même, Popli *et al.* (2013) ont montré qu'un traitement hydrophile pouvait augmenter de 14 % l'efficacité de la brumisation sans affecter les pertes de charge. Cela pouvait même monter jusqu'à 40 % d'efficacité en plus si l'échangeur est refroidi par ruissellement avec de grandes quantités d'eau (166 g.s⁻¹ au lieu de 2 à 8 g.s⁻¹), mais avec 15 % de pertes de charge en plus. Shin et Ha (2002) ont également travaillé sur les traitements de surface : d'après son étude, la rétention d'eau peut être réduite par un traitement hydrophile, un échangeur avec un plus petit nombre d'ailettes et des angles de lamelle plus petits.

Enfin, Dreyer *et al.* (1992) ont montré que le gain de performance F était meilleur pour une faible température de circulation de fluide dans l'échangeur (cf. Figure 17) : à 30 % d'hygrométrie, F est de 350 % à 35 °C contre 100 % à 65 °C. Cela est dû au fait que l'eau brumisée absorbe plus de chaleur par rapport à l'air à une température d'échangeur plus faible.

Pour les machines frigorifiques, Acunha et Smith-Schneider (2016) ont montré qu'un maximum d'échange thermique était réalisé avec la brumisation au niveau de la passe située en moitié de « parcours » d'échangeur, c'est-à-dire à l'endroit où le changement de phase du fluide frigorigène s'effectue en majorité.

1.3.1.2 Effet local

S'il est communément admis que la brumisation permet d'augmenter la puissance thermique d'un échangeur d'un point de vue global, il en est tout autrement du coefficient de transfert au niveau local. Ainsi, certaines études trouvent que le coefficient de transfert de chaleur sensible d'une surface mouillée est supérieur à celui d'une surface sèche (Elmahdy, 1975 ; Eckels et Rabas, 1987), alors que d'autres trouvent qu'il est inférieur (Khalfi *et al.*, 2001 ; Zhang *et al.*, 2014), voire que ce coefficient est indépendant des conditions hygrométriques (Wang *et al.*, 1997). Le consensus actuel tend à prouver qu'il existe un nombre de Reynolds critique Re^* en dessous duquel le coefficient de transfert de chaleur sensible d'une surface mouillée est inférieur à celui d'une surface sèche et au-dessus duquel l'inverse est observé (Jacobi et Goldschmidt, 1990 ; Khalfi *et al.*, 2001). Les auteurs ont expliqué que pour $Re < Re^*$ la rétention d'eau est supérieure aux forces aérodynamiques, ce qui entraîne un phénomène de bouchage qui diminue le coefficient de transfert local. Pour $Re > Re^*$, la vitesse de l'écoulement est suffisamment élevée pour aspirer l'eau au travers de l'échangeur. Jacobi et Goldschmidt (1990) ont estimé que Re^* valait 1200. Khalfi *et al.* (2001) ont confirmé l'existence de ce Re^* critique et ont ajouté qu'il dépendait de l'humidité ambiante. Ainsi, Re^* baisse de 1100 à 875 quand l'air passe d'une humidité relative de 50 % à 30 %. Cette influence de l'hygrométrie est cependant nuancée par les expériences de Lin *et al.* (2001) : ce dernier trouve que, pour des humidités relatives entre 50 et 90 %, l'hygrométrie a une influence faible pour une paroi totalement mouillée mais très importante pour une paroi partiellement mouillée.

Elmahdy (1975) avait proposé une corrélation de la forme suivante du facteur de Colburn pour une surface mouillée.

$$j_{wet} = C_1 \cdot Re^{C_2} \quad (15)$$

Avec $C_1 = 0,22$ et $C_2 = 0,46$.

Comme l'auteur se plaçait dans l'hypothèse d'un coefficient de transfert mouillé supérieur au sec,



cette relation reste exacte pour $Re > Re^*$. En revanche, pour $Re < Re^*$, il faut prendre les coefficients donnés par Jacobi et Goldschmidt (1990), autrement dit, $C_1 = 0,046$ et $C_2 = -0,206$ ou $C_1 = 0,515$ et $C_2 = -0,670$.

Par ailleurs, Park et Jacobi (2006) ont développé une relation empirique des facteurs de Colburn j et des coefficients de friction (pertes de charge adimensionnés) f mouillés et secs. Pour cela, ils ont considéré les ratios π_j et π_f , représentés dans les équations (16) et (17).

$$\pi_j = \frac{j_{wet}}{j_{dry}} \quad (16)$$

$$\pi_f = \frac{f_{wet}}{f_{dry}} \quad (17)$$

Les auteurs ont déterminé à partir de 166 points pour le facteur de Colburn et de 196 points pour le coefficient de friction les corrélations suivantes :

$$\pi_j = C_0 \left(Re_{\lambda_{Lo}}^{C_1} + C_2 \left(\frac{\lambda_{Lo}}{\lambda_{Fi}} \right)^{C_3} Re_{\lambda_{Lo}}^{C_4} \right) \left(\frac{l_{Lo}}{l_{Fi}} \right)^{C_6} \sin(\theta + C_7) \left(\frac{W_{Fi}}{\lambda_{Fi}} \right)^{C_8} (\cos(\theta))^{C_9} (1 - \pi_{j,d}) \pi_{j,d} \quad (18)$$

Avec :

$$\begin{array}{cccccc} C_0 = 7,229 & C_1 = -0,6719 & C_2 = 0,03403 & C_3 = 0,722 & C_4 = 0,2527 & \\ C_5 = 0,01258 & C_6 = 0,4494 & C_7 = 0,2509 & C_8 = 0,05819 & C_9 = 0,349 & \end{array}$$

$$\pi_{j,d} = 1 - \exp\left(-C_5 \left(\frac{\lambda_{Fi}}{\lambda_{Lo}} \right)\right) \quad (19)$$

$$\pi_f = \left(D_0 + D_1 \cdot \exp(D_2 \cdot Re_{\lambda_{Lo}}) \cdot (\sin(\theta))^{D_7} \cdot \left(\frac{\lambda_{Lo}}{\lambda_{Fi}} \right)^{D_3} \cdot \left(\frac{W_{Fi}}{\lambda_{Fi}} \right)^{D_8} \right) \left(\frac{l_{Fi}}{\lambda_{Tu}} \right)^{D_4} \left(\frac{\lambda_{Lo}}{\lambda_{Fi}} \right)^{D_5} \left(\frac{l_{Lo}}{l_{Fi}} \right)^{D_6} \quad (20)$$

Avec :

$$\begin{array}{cccccc} D_0 = 0,7436 & D_1 = 0,1317 & D_2 = -0,003939 & D_3 = 3,867 & D_4 = -0,1016 & \\ D_5 = -0,04680 & D_6 = -0,8636 & D_7 = 0,3722 & D_8 = 0,2931 & & \end{array}$$

D'après ces équations, la géométrie des ailettes de l'échangeur ainsi que la mouillabilité de la surface vont influencer sur les performances en conditions humides. Avec ces corrélations, Park et Jacobi (2006) montrent ainsi que sous conditions humides il peut y avoir jusqu'à 19 % de pertes au niveau du coefficient de transfert et 38 % d'augmentation des pertes de charge par rapport aux conditions sèches. Néanmoins, dans une publication plus récente (Park et Jacobi, 2009), les auteurs observent une déviation de la corrélation quand il y a un faible espacement d'ailettes et un faible nombre de Reynolds : cela est dû à des « ponts de condensats » entre les ailettes.

I.3.1.3 Répartition de l'eau dans le processus de brumisation

Lorsqu'un échangeur est brumisé, une partie de l'eau s'évapore dans l'air en amont de l'échangeur, une partie de l'eau est captée par l'échangeur et va soit s'évaporer en surface, soit ruisseler sur la surface, et enfin une partie va passer à travers l'échangeur sans être captée par la surface.

Boulet *et al.* (2013) ont obtenu la répartition suivante : 75 à 94 % du spray s'évapore en amont, 30 % du reste est capté par la surface de l'échangeur et s'évapore à la surface, 20 % du même reste s'évapore en aval de l'échangeur et contribue également à l'échange. Xiao *et al.* (2017) mesurent pour leur part que pour un spray débitant entre 1,86 et 2,79 kg.h⁻¹ dans un air allant à une vitesse entre 0,8 et 2,2 m.s⁻¹ (cf. Figure 18) :

- entre 30 et 40 % de l'eau brumisée s'évapore en amont contribuant de 40 % (grande vitesse d'air) à 60 % (faible vitesse d'air) de l'échange ;
- jusqu'à 30 % de l'eau brumisée forme un film liquide contribuant de 40 % (faible vitesse d'air) à 60 % (grande vitesse d'air) de l'échange ;
- le reste est drainé sur l'échangeur et ne participe pas au transfert.

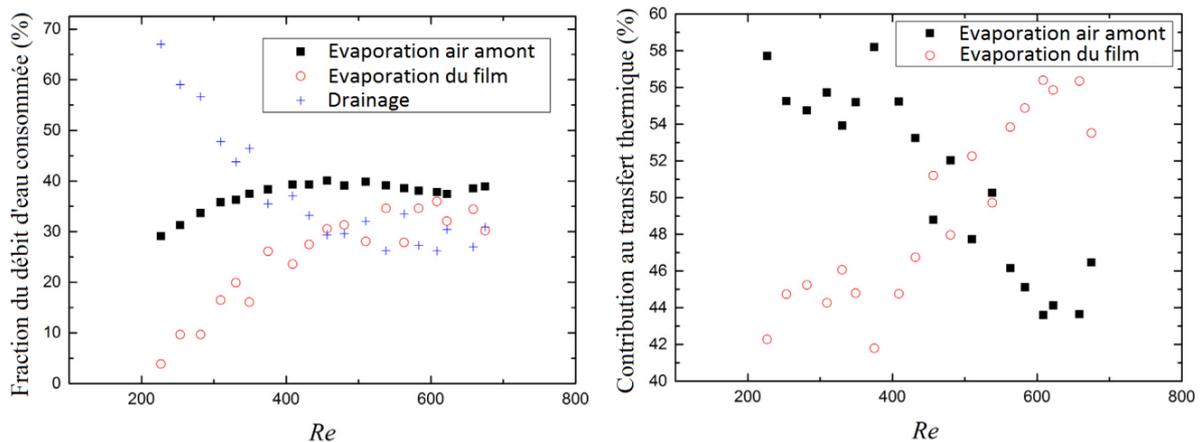
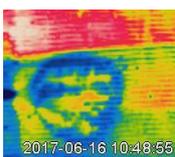


Figure 18 – Proportions d'évaporation amont, de l'évaporation du film et du drainage dans la consommation d'eau et le transfert thermique additionnel (Xiao *et al.*, 2017)

I.3.1.3.1 Evaporation

La Figure 19 donne un ordre de grandeur de la distance nécessaire à une goutte d'eau pour s'évaporer dans l'air. On s'appuie pour cela sur l'exemple donné par Sloley (2013) qui s'est inspiré des travaux de Beard et Pruppacher (1971). Ainsi s'il faut juste une distance de 5 cm pour une goutte de 40 µm pour s'évaporer totalement dans un air à 46 °C, 70 % d'humidité relative et allant à 3 m.s⁻¹, 1 m sera nécessaire pour une goutte de 200 µm. Cette distance d'évaporation de la gouttelette d'eau dépend du temps que met la goutte à s'évaporer dans l'air. Ce temps dépend notamment de la température, de l'hygrométrie et de la vitesse de l'air. De plus, plus la masse de la goutte sera élevée, plus le processus d'évaporation sera long. Tissot (2011) montre ainsi qu'après 1 m parcouru, une goutte de 50 µm a perdu 30,6 % de sa masse contre 50,3 % pour une goutte de 25 µm. De plus, Misyura (2017) a montré qu'il existait 3 régimes d'évaporation en fonction de la taille des gouttes. Ainsi, le taux d'évaporation dm/dt d'une goutte de masse m et de rayon R suit la dynamique



suivante :

$$\begin{cases} \frac{dm}{dt} \sim R & \text{si } R < 5 \text{ mm} \\ \frac{dm}{dt} \sim R^2 & \text{si } 5 \text{ mm} \leq R < 20 \text{ mm} \\ \frac{dm}{dt} \sim R^{1,45} & \text{si } R \geq 20 \text{ mm} \end{cases} \quad (21)$$

Cependant, cette dynamique s'applique pour une gouttelette d'eau et peut-être sensiblement modifiée dans le cas d'un spray, notamment par la distance inter-goutte. Ainsi, le temps d'évaporation d'une goutte augmente exponentiellement lorsque la distance inter-goutte diminue en dessous d'une valeur de 600 μm (Belarbi *et al.*, 2006).

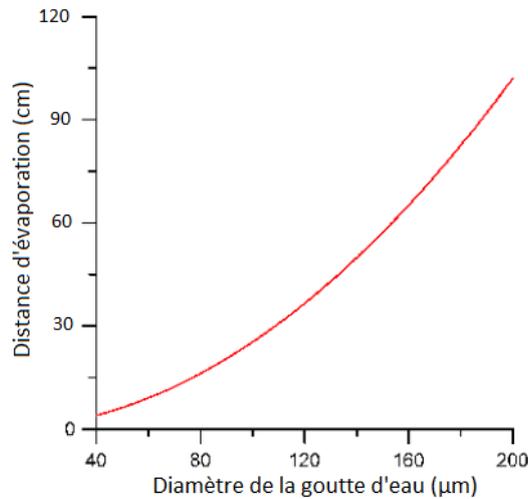


Figure 19 – Distance d'évaporation d'une goutte en fonction de sa taille dans un air à 46 °C, 70 % d'humidité relative et s'écoulant à 3 m.s⁻¹ (Sloley, 2013)

1.3.1.3.2 Taux de captation

Le taux de captation est le ratio entre le débit d'eau captée sur la surface et le débit d'eau non évaporée dans l'air amont :

$$\tau_{cap} = \frac{\dot{m}_{cap}}{\dot{m}_{eau}} \quad (22)$$

Basilico *et al.* (1981) ont défini une corrélation dans le cas d'un cylindre chauffé en écoulement vertical :

$$\tau_{cap} = \left(\frac{Stk}{Stk + 0,7} \right)^2 \quad (23)$$

Où le nombre de Stokes est donné pour une goutte dans l'air par la relation suivante :

$$Stk = \frac{2 \rho_g V_a r_g^2}{9 \mu_a R} \quad (24)$$

Où :

ρ_g est la masse volumique de la goutte (kg.m^{-3})

V_a est la vitesse de l'air (m.s^{-1})

r_g est le diamètre de la goutte (m)

μ_a est la viscosité dynamique de l'air ($\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$)

R est le rayon du cylindre (m)

Allais (1997) propose pour un cylindre en plâtre non chauffé la corrélation empirique suivante :

$$\tau_{cap} = 0,168 Stk^{0,581} \quad (25)$$

Tissot (2011) a mené deux études conjointes, une numérique et une expérimentale, afin de déterminer le taux de captation pour un échangeur à ailettes. Il n'en a pas tiré de corrélation mais a montré que le taux de captation sur une nappe d'un échangeur est compris entre 30 et 60 %. Ce taux de captation dépend de l'orientation du spray (en co ou en contre-courant) et de sa pression d'injection initiale, mais également de la géométrie de l'échangeur. Boulet *et al.* (2013) donnent les courbes du taux de captation pour les deux orientations et pour deux pressions d'injection testées par Tissot : ces courbes sont données en Figure 20.

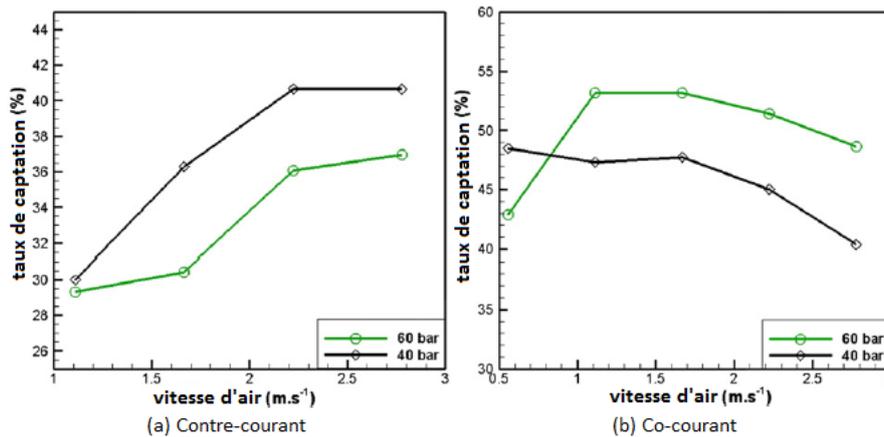
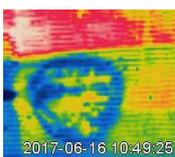


Figure 20 – Taux de captation en fonction de la vitesse d'air débitante à travers l'échangeur pour un spray à contre-courant (a) et à co-courant (b) et des pressions d'injection de 40 et 60 bar (Boulet *et al.*, 2013)

Ainsi, le taux de captation est plus élevé en co-courant qu'en contre-courant quelle que soit la vitesse d'air : cela s'explique par un taux d'évaporation plus faible en co-courant. Tissot (2011) avait calculé numériquement que le taux d'évaporation après 1 m dans l'écoulement d'air passait de 12,5 % en co-courant à 50 % en contre-courant. Par ailleurs, le taux de captation est plus faible à la pression d'injection la plus faible (40 bar) à co-courant à l'inverse du contre-courant. Or, plus la pression d'injection est élevée, plus les tailles de gouttes sont petites dans le spray. Pour le co-courant, les petites gouttes sont plus facilement entraînées dans l'écoulement d'air et donc le taux de captation est plus élevé. Pour le contre-courant, les gouttes s'évaporent encore plus et il reste donc moins d'eau à capter. Enfin, le taux de captation baisse avec la vitesse d'air en co-courant alors que c'est le contraire en contre-courant. En co-courant, la proportion d'eau qui passe au travers de l'échangeur s'accroît. En contre-courant, moins d'eau s'évapore en amont pour des vitesses d'air élevée, au profit de la captation.



I.3.1.3.3 Film d'eau

Parmi les études qui se sont intéressées à caractériser le phénomène de rétention d'eau sur la surface d'un échangeur, les études de Korte et Jacobi (2001), Shin et Ha (2002) et ElSherbini et Jacobi (2006) prédisent une masse de condensat de 130 g.m^{-2} . Cette masse de condensat représente un film d'eau d'une épaisseur d'environ 0,1 mm comme prédit par Elmahdy (1975).

De leur côté, Fischer et Sommer (1988) ont trouvé qu'il y avait un équilibre entre les forces capillaires et les forces hydrostatiques pour un espacement d'ailettes $\lambda_{Fi} = 3,1 \text{ mm}$. Ils ont défini l'épaisseur de film comme étant :

$$\begin{cases} \delta_{film} = 0,5 \lambda_{Fi} & \text{si } \lambda_{Fi} < 3,1 \text{ mm} \\ \delta_{film} = 1,5 \text{ mm} & \text{si } \lambda_{Fi} \geq 3,1 \text{ mm} \end{cases} \quad (26)$$

Il n'existe aucune autre étude traitant de l'épaisseur de film d'eau en surface d'échangeur. Cependant, l'épaisseur de film est traitée dans un autre domaine du spray thermique : l'électronique (cf. partie I.3.2.2). Ainsi, Fabris *et al.* (2012) observent que l'épaisseur de film formé sur le processeur passe de $100 \mu\text{m}$ à $10 \mu\text{m}$ si la température de surface augmente de 110 à $135 \text{ }^\circ\text{C}$. Une augmentation de la température de surface augmente donc sensiblement le processus d'évaporation du film d'eau. De même, Hsieh *et al.* (2015) mesurent des épaisseurs de film de $1,75$ à $2,75 \text{ mm}$ avec de l'eau et de $0,02 \text{ mm}$ à $0,14 \text{ mm}$ avec du FC72 (perfluorohexane) : cette différence d'épaisseur est due au fait que l'eau s'évapore à $100 \text{ }^\circ\text{C}$ alors que le FC72 à $58-60 \text{ }^\circ\text{C}$. L'auteur impute la variation de l'épaisseur de film au flux d'évaporation du film en paroi.

Tsay *et al.* (1990) ont étudié le refroidissement dû au drainage d'un film liquide : ils ont démontré que le refroidissement venait majoritairement de la chaleur latente d'évaporation du film. De plus, leurs données numériques et expérimentales montrent que la chaleur latente d'évaporation est encore mieux exploitée pour une température initiale de film plus élevée et un faible débit de renouvellement du film.

Pour conclure, cette partie a passé en revue tous les paramètres abordés par la littérature sur la brumisation des échangeurs. Ainsi, il est montré que :

- le débit de spray augmente le transfert thermique jusqu'à une valeur seuil au-delà de laquelle tout ajout supplémentaire d'eau est inutile ;
- l'efficacité de l'échange est meilleur quand la buse est orientée à contre-courant plutôt qu'à co-courant de l'écoulement d'air. De plus, l'efficacité est moins dépendante du débit d'air dans cette configuration ;
- L'augmentation de la vitesse d'air dégrade le gain de performance apporté par la brumisation pour de faibles quantités d'eau mais pas pour des quantités élevées ;
- Le gain de performance de la brumisation est meilleur dans un air chaud et sec, ainsi que pour une faible température de circulation de fluide dans l'échangeur. Néanmoins, une augmentation de la température de surface de l'échangeur augmente sensiblement le processus d'évaporation du film d'eau ;
- La brumisation peut entraîner des pertes de charge élevées pour de fortes quantités d'eau ;

- Un pas d'ailette de l'échangeur plus élevé diminue les pertes de charge engendrées par la brumisation. De plus, un traitement hydrophile ou hydrophobe permet de réduire le pas d'ailette critique en dessous duquel le bouchage apparaît ;
- En raison de l'antagonisme des forces capillaires et hydrodynamiques, il existe un nombre de Reynolds critique en dessous duquel le coefficient de transfert de chaleur sensible d'une surface mouillée est inférieur à celui d'une surface sèche et au-dessus l'inverse se passe.

Cependant, la littérature sur la brumisation des échangeurs n'aborde pas l'influence de l'inclinaison du spray par rapport à la surface de l'échangeur, l'incidence du nombre de buses et le recouvrement des sprays, la brumisation intermittente ou encore l'influence du type de fluide. La partie suivante permet d'aborder ces sujets en élargissant l'étude aux autres dispositifs de brumisation.

1.3.2 Elargissement de l'étude aux autres dispositifs de brumisation

1.3.2.1 Les tours aéroréfrigérantes

Les tours aéroréfrigérantes font partie des dispositifs où il existe le plus de littérature sur la brumisation de gouttelettes d'eau afin d'améliorer les échanges thermiques. En effet, les tours aéroréfrigérantes dites « sèches » car utilisant seulement l'air comme média de refroidissement ont l'inconvénient de prendre beaucoup de place et de consommer beaucoup d'énergie. En revanche, les tours aéroréfrigérantes dites « humides » car avec brumisation sont plus efficaces et plus petites. Elles ont tout de même certains inconvénients comme une forte consommation d'eau due à la dérive ou à l'évaporation dans l'air des gouttelettes, ou bien le drainage d'eau sur les parois de la tour. Il existe ainsi une variable à mi-chemin entre les deux : les tours hybrides, qui combinent les technologies des deux précédentes, et dont les performances se trouvent également à mi-chemin (Asvapoositkul et Kuansathan, 2014). Dans la suite, il ne sera fait mention que des tours humides.

De manière générale, le principe des tours aéroréfrigérantes est de refroidir un fluide avec de l'air. Il existe deux types de tours aéroréfrigérantes : en circuit ouvert ou en circuit fermé. Ainsi, la brumisation peut être utilisée de deux manières pour améliorer les échanges thermiques : soit directement en circuit ouvert, soit indirectement en circuit fermé. Le principe des circuits ouvert et fermé sont illustrés en Figure 21a et Figure 21b.

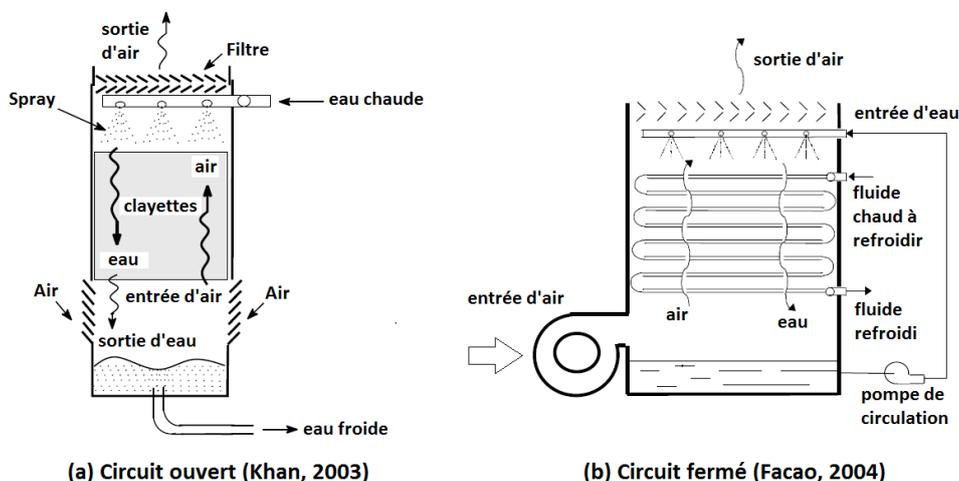
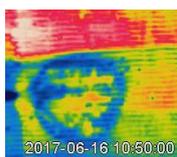


Figure 21 – Schéma de principe d'une tour aéroréfrigérante en circuit ouvert (a) et en circuit fermé (b)



En circuit ouvert, un fluide chaud (généralement de l'eau) est introduit en haut de la tour dans un écoulement d'air ascendant qui refroidit le fluide lors de sa chute. Il peut y avoir des clayettes ou nids d'abeille disposés sur toute la hauteur de la tour aéroréfrigérante qui permettent d'augmenter la surface d'échange. L'eau refroidie est récupérée en bas de la tour et réutilisée à nouveau comme média de refroidissement. Afin d'augmenter le refroidissement de l'eau lors de sa chute, cette eau est dispersée sous forme de gouttelettes. L'évaporation partielle ou totale des gouttelettes peut poser ici un problème car cela représente des pertes dans le système qu'il faut compenser par un apport supplémentaire d'eau fraîche. Par exemple, Khan *et al.* (2003) injectent dans leur modèle des gouttelettes en contre-courant ayant des tailles de l'ordre de 3 mm. Ils montrent ainsi que l'évaporation des gouttelettes est prédominant comme mode de transfert thermique par rapport à la convection, constituant 90 % des échanges en haut de la tour et 62,5 % en bas de la tour.

En circuit fermé, un fluide circule dans un échangeur de chaleur, généralement tubulaire, placé horizontalement dans l'écoulement d'air ascendant de la tour aéroréfrigérante. Selon l'usage recherché, le fluide peut circuler du bas vers le haut (refroidisseur évaporatif) ou du haut vers le bas (condenseur évaporatif). L'effet de refroidissement de l'écoulement d'air est amélioré à l'aide de la brumisation d'eau du haut vers le bas de la tour qui permet d'abaisser la température de l'air grâce au processus adiabatique d'évaporation des gouttelettes d'eau. L'eau non évaporée est récupérée en bas de la tour et réinjectée en haut. Pour ce cas de figure, il est préférable d'évaporer le plus possible afin d'abaisser la température d'air. Alkhedhair *et al.* (2016) ont ainsi démontré qu'il fallait des gouttelettes d'un diamètre inférieur à 20 μm (plus exactement $D_{90} < 20 \mu\text{m}$) afin d'obtenir une totale évaporation pour un spray parcourant une distance de 5 m à une vitesse initiale de 120 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ dans un air s'écoulant à 1 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$. Cependant, un fort taux d'évaporation demande de remplacer l'eau évaporée, ce qui donne lieu à des coûts opérationnels supplémentaires.

Pour résumer, en circuit ouvert, l'eau est brumisée pour être refroidie par l'air alors qu'en circuit fermé elle est brumisée pour refroidir l'air. L'étude bibliographique sur les tours aéroréfrigérantes se focalisera donc sur les modèles de tours en circuit fermé, leur principe de fonctionnement étant plus proche du type de brumisation utilisée dans notre étude. Cette étude consistera à rapporter les différents paramètres analysés (pression, débit, granulométrie, vitesse, angle et inclinaison du spray, ambiance, nombre de buses, type de fluide brumisé, intermittence) ainsi que les résultats obtenus afin d'optimiser l'efficacité de l'échange grâce à la brumisation.

1.3.2.2 Equipements électroniques

Depuis l'apparition du premier ordinateur se pose la question de comment dissiper le plus efficacement possible la chaleur des composants électroniques afin d'assurer un fonctionnement optimal et fiable du système. Cette question s'est complexifiée au cours des années avec la miniaturisation des transistors qui ont certes permis de démultiplier leurs nombres et nettement améliorer les performances des ordinateurs, mais qui ont également énormément augmenté le flux thermique à dissiper. Ainsi, depuis la fin des années 80, les besoins en refroidissement des composants électroniques sont supérieurs à 100 $\text{W}\cdot\text{cm}^{-2}$ (pour des surfaces généralement inférieures ou égales à 4 cm^2), ce qui dépasse largement les capacités des systèmes basés uniquement sur un refroidissement sensible (Anderson et Mudawar, 1989). Ainsi, il faut utiliser des fluides avec un changement de phase liquide-gaz de manière à exploiter leur chaleur latente. A ce jour, il existe 3 différentes techniques de refroidissement : les matériaux poreux, les échangeurs à microcanaux et la

brumisation (« spray cooling »). Ces 3 techniques sont illustrées en Figure 22.

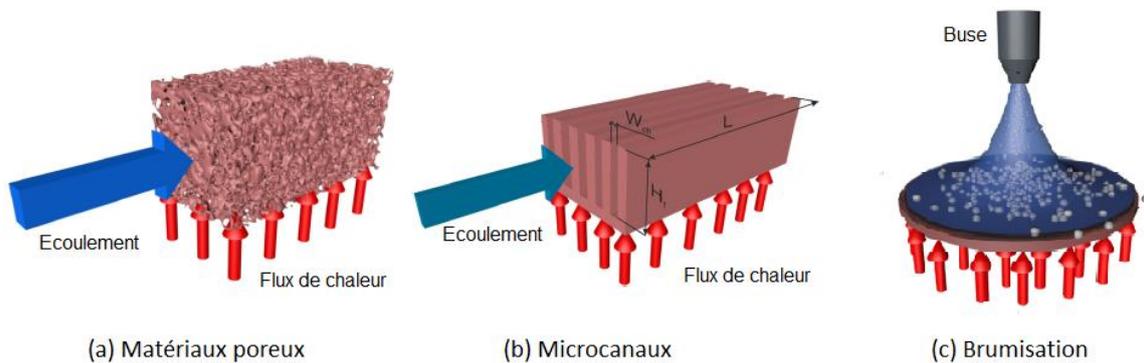
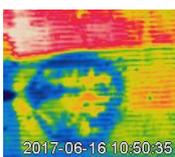


Figure 22 – Techniques de refroidissement en électronique (Smakulski et Pietrowicz, 2016)

Pour les matériaux poreux et les échangeurs à microcanaux, un fluide à changement de phase circule et absorbe par évaporation la chaleur rejetée par le composant électronique. Ces techniques sortent du champ de nos investigations, mais, un parallèle peut être effectué avec les tours aéroréfrigérantes et les échangeurs. En effet, les matériaux poreux ont ici un usage semblable aux clayettes dans les tours aéroréfrigérantes : ces dernières permettent d'augmenter l'évaporation de l'eau sur leurs surfaces poreuses. De même, il existe une étude combinant un échangeur avec des technologies de matériaux poreux (fibres de bois, cotons, laines). Ces derniers ont été placés à l'avant de l'échangeur et humidifiés par une boucle fermée : de l'eau est aspergée en continu en haut du tissu, récupérée en bas par un bac et réinjectée de nouveau en haut en complément des pertes générées par l'évaporation sur le tissu. Cette technologie permet d'améliorer l'efficacité du transfert thermique jusqu'à 66 % en plus (Wen *et al.*, 2014). Wen *et al.* (2014) ont réalisé leur étude avec un débit d'eau consommé de seulement 18 à 36 kg.h⁻¹ sachant que la puissance d'échangeur sec était de 44 kW et que l'eau ruisselait sur la surface poreuse au lieu d'être brumisée. Or sur ce dernier point, l'étude de Labergue *et al.* (2015) compare l'efficacité de refroidissement entre des sprays et un jet d'eau. La brumisation en fines gouttelettes a non seulement une meilleure efficacité de refroidissement, mais aussi une moindre consommation d'eau et un temps d'établissement du refroidissement plus court, expliqué notamment par une meilleure répartition spatiale du spray. En établissant en plus le parallèle entre les condenseurs à air et les microcanaux utilisés en électronique, cela indique un possible intérêt de la combinaison de plusieurs technologies entre elles, comme les milieux poreux avec la brumisation, les microcanaux avec la brumisation ou bien les échangeurs avec à la fois les matrices poreuses et la brumisation.

Pour la brumisation, un fluide frigorigène, un fluide diélectrique ou bien de l'eau est projeté à quelques millimètres de la surface du composant électronique. Un ensemble de phénomènes complexes, tels que l'ébullition nucléée, l'ébullition pelliculaire, le flux de chaleur critique ont été étudiés pour ce type de brumisation et dépendent entre autres de la surchauffe du composant par rapport à la température du spray, de l'inclinaison du spray, du type de fluide ou de la quantité de fluide brumisée. Ces phénomènes sont brièvement présentés dans l'annexe C mais ne feront pas l'objet de notre étude : ils sont par ailleurs très bien synthétisés par Kim (2007) et plus récemment dans une publications en 2 parties par Liang et Mudawar (2017) et Liang et Mudawar (2017). Dans l'étude paramétrique, on s'attachera seulement à étudier l'influence de certains paramètres comme l'angle de spray, le nombre de buses, le recouvrement des sprays, la température de paroi ou encore la quantité de fluide brumisé sur l'efficacité de la brumisation.



I.3.3 Autres paramètres d'optimisation de la brumisation thermique

I.3.3.1 Conditions ambiantes et écoulement d'air

Les conditions ambiantes et l'influence de l'écoulement d'air sur la brumisation sont des paramètres qui ont été évoqués pour les échangeurs. Cependant, on s'intéresse à ce qui a été fait pour les tours aéroréfrigérantes.

Alkhedhair *et al.* (2013) ont étudié l'effet de la vitesse d'air et de la taille des gouttelettes sur l'efficacité de la brumisation dans une tour aéroréfrigérante fermée. Ils ont simulé la brumisation dans une section horizontale de 1 m^2 et d'une longueur de 10 m dans lequel l'eau était brumisée à co-courant d'un écoulement d'air allant de 1 à 3 m.s^{-1} et ayant une humidité de 40 % et une température de $40 \text{ }^\circ\text{C}$. Pour leurs expériences, les auteurs ont cherché systématiquement la saturation de l'air. En conséquence, ils ont choisi des débits d'eau de 3,25, 6,65 et $9,85 \text{ g.s}^{-1}$ correspondant respectivement aux vitesses de 1, 2 et 3 m.s^{-1} : cela donne un ratio eau/air de $2,7 \text{ g.kg}^{-1}$. Leur simulation numérique a montré que l'air pouvait être refroidi jusqu'à $8,1 \text{ }^\circ\text{C}$. Il a également été observé un effet gravitationnel sur l'écoulement du spray dans la section : l'air était surtout refroidi en partie basse de la section après plusieurs mètres, les gouttes étant attirées vers le bas. Par ailleurs, les auteurs ont montré qu'à vitesse d'air élevée, la taille des gouttelettes importait peu sur l'efficacité du refroidissement alors qu'à faible vitesse, de plus petites gouttes ($20 \text{ }\mu\text{m}$ au lieu de $50 \text{ }\mu\text{m}$) permettaient de gagner 25 % en efficacité de refroidissement grâce à une meilleure évaporation des gouttelettes (81 % au lieu de 55 %). Dans une étude plus récente, Alkhedhair *et al.* (2016) ont également examiné l'effet de la vitesse initiale du spray, de l'angle du spray et de la distribution spatiale du spray. Ils ont ainsi montré que le fait d'augmenter la vitesse initiale du spray de 20 à 80 m.s^{-1} augmentait l'efficacité de refroidissement du spray de 15 %. De plus, selon la finesse du spray, l'optimum de l'efficacité de refroidissement dépend de la distribution spatiale de spray. Ainsi, pour obtenir le meilleur refroidissement, si on choisit un spray fin ($D_{90} < 50 \text{ }\mu\text{m}$), il faut prendre un spray dont la taille des gouttes augmente du centre vers la périphérie. En revanche, si on choisit un spray grossier ($D_{90} > 70 \text{ }\mu\text{m}$), les plus grosses gouttes doivent être au centre du spray. Enfin, grâce à cette étude, les auteurs ont pu découvrir l'importance de la vitesse initiale de spray qui leur a permis d'obtenir une évaporation totale de spray : cela a été obtenu pour un spray allant initialement à 120 m.s^{-1} dans un écoulement d'air à 1 m.s^{-1} au bout de 5 m.

Papaefthimiou *et al.* (2012) ont regardé numériquement comment les conditions climatiques pouvaient influencer les performances d'une tour aéroréfrigérante en circuit fermé. Pour cela, ils ont analysé le problème selon 3 angles de vue : 1) plusieurs conditions climatiques saisonnières à Athènes ont été prises (hiver, été), 2) l'humidité a varié en laissant constante la température du bulbe sec, 3) la température du bulbe humide a été fixée tout en regardant le comportement thermodynamique de la tour. De cette manière, les facteurs les plus critiques ont pu être déterminés. Les auteurs ont choisi comme paramètres d'entrée un spray à $20 \text{ }^\circ\text{C}$ injecté à $1,85 \text{ kg.s}^{-1}$ dans un air débitant à $2,07 \text{ kg.s}^{-1}$ sur un échangeur dans lequel de l'eau est introduite à $35 \text{ }^\circ\text{C}$ avec un débit de $2,67 \text{ kg.s}^{-1}$. Les conditions ambiantes ont varié entre 20 et 75 % pour l'hygrométrie et entre $8,1$ et $37,5 \text{ }^\circ\text{C}$ pour la température. Il a été démontré que la tour aéroréfrigérante avait un fonctionnement optimal lorsque l'air extérieur était chaud et humide. Les auteurs attribuent cela au fait qu'une forte hygrométrie absolue réduit le coût opérationnel de la tour car il y a moins d'eau qui s'évapore et l'efficacité du processus d'évaporation est meilleure donnant lieu à une augmentation

des échanges thermiques.

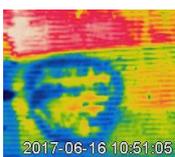
Budihardjo *et al.* (2015) ont étudié l'influence du débit de fluide dans l'échangeur, du débit d'air et du débit d'eau brumisée d'une tour aéroréfrigérante en circuit fermé de $0,28 \times 0,28 \text{ m}^2$ de section et de 1 m de hauteur. Un échangeur tubulaire avec une surface totale d'échange de $0,50 \text{ m}^2$ était placé dans un écoulement d'air ayant un débit de 125 à 275 kg.h^{-1} et une température du bulbe sec de 34 à $38 \text{ }^\circ\text{C}$. De l'eau circulait dans l'échangeur avec un débit de 200 à 500 kg.h^{-1} et une température d'entrée de $38 \text{ }^\circ\text{C}$. L'eau est brumisée avec un débit de $0,2$ à $1,1 \text{ L.min}^{-1}$. Les résultats montrent qu'une augmentation du débit dans l'échangeur diminue l'efficacité de la brumisation à débit d'air constant, du fait qu'il y ait plus d'eau à refroidir. En revanche, une augmentation du débit d'eau brumisée entraîne une amélioration de l'efficacité de l'échangeur, avec de meilleurs transferts thermique et massique, ainsi que de la capacité de refroidissement de la tour.

Facao et Oliveira (2004) ont effectué des expériences sur une tour aéroréfrigérante de 10 kW de puissance frigorifique, d'une section de $0,6 \times 1,2 \text{ m}$ et d'une hauteur de 1,55 m. L'échangeur avait une surface totale d'échange de $8,6 \text{ m}^2$, avec une eau entrant à $21 \text{ }^\circ\text{C}$ et circulant de $0,4$ à $0,8 \text{ kg.s}^{-1}$ dans un air ayant un débit allant de $0,2$ à 2 kg.s^{-1} . Comme Budihardjo *et al.* (2015), les auteurs ont étudié l'effet du débit d'air, du débit de fluide dans l'échangeur et du débit de spray sur l'efficacité de l'échange, mais en termes de coefficient de transferts thermique et massique, ainsi que d'efficacité globale de la tour. Ils ont également vu l'effet de l'humidité ambiante sur l'échange comme Papaefthimiou *et al.* (2012). Ainsi, l'efficacité de la tour augmente de $0,1$ à $0,5$ lorsque le débit d'air passe de $0,2$ à 2 kg.s^{-1} pour un débit d'eau d'échangeur de $0,8 \text{ kg.s}^{-1}$. L'efficacité est également meilleure si le débit d'eau échangeur est abaissé de $0,8$ à $0,4 \text{ kg.s}^{-1}$ passant de $0,5$ à $0,67$. Par ailleurs, le coefficient de transfert thermique augmente de 300 à $700 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ lorsque le débit de spray passe de $0,14$ à $1,4 \text{ kg.s}^{-1}$. Enfin, les auteurs montrent que le coefficient de transfert massique s'améliore lorsque l'hygrométrie ambiante et le débit d'air sont plus élevés.

Qureshi et Zubair (2005) et Qureshi et Zubair (2006) ont développé un modèle d'encrassement d'échangeur et l'ont appliqué et validé sur les tours aéroréfrigérantes utilisant soit des refroidisseurs évaporatifs, soit des condenseurs évaporatifs. L'encrassement peut être provoqué par des phénomènes de cristallisation, de sédimentation ou de croissance organique par exemple. Dans les phénomènes de sédimentation, il peut y avoir le dépôt de substances utilisées pour traiter l'eau afin d'éviter la légionellose, comme par exemple le carbonate de calcium. Par ailleurs, les auteurs ont montré que l'encrassement de l'échangeur pouvait diminuer de plus de 50 % son efficacité pour les refroidisseurs et de plus de 75 % pour les condenseurs. Ces pertes d'efficacité correspondent à une épaisseur d'encrassement de 2,4 mm. Les auteurs ajoutent que cette épaisseur est dépendante du temps mais ne chiffrent pas de manière exacte cette relation.

1.3.3.2 Pression, débit d'injection, vitesse et granulométrie de spray

La pression et le débit d'injection ainsi que la vitesse de spray sont les principaux paramètres étudiés dans la littérature concernant la brumisation des échangeurs. Ils font également l'objet de publications en électronique et dans les tours aéroréfrigérantes. Chen *et al.* (2002) ont étudié l'effet de 3 paramètres sur le coefficient de transfert : le flux surfacique de spray (corrélé au débit), la taille des gouttelettes (corrélée à la pression) et la vitesse des gouttelettes. Ces paramètres variaient dans des gammes respectives de 50 à $200 \text{ } \mu\text{m}$ pour le diamètre de Sauter, de 5 à 20 m.s^{-1} pour la vitesse



des gouttelettes et de $0,72$ à $18 \text{ g.cm}^{-2}.\text{s}^{-1}$ (soit de $2,6$ à $65 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$) pour le flux surfacique. Pour ces gammes, les auteurs démontrent que la vitesse des gouttelettes a un effet majeur sur le coefficient de transfert suivi du flux surfacique : plus la vitesse et le flux des gouttes sont élevés, meilleur sera l'échange. En revanche, la taille des gouttelettes n'a pas d'effet. Les auteurs concluent qu'il vaut mieux un spray dilué avec de grandes vitesses plutôt qu'un spray dense avec de faibles vitesses. Ciofalo *et al.* (1999) trouvent des résultats similaires – le flux massique surfacique et la vitesse des gouttelettes influencent l'efficacité du transfert thermique mais pas la taille des gouttelettes – mais en se plaçant dans des gammes différentes : entre 8 et $80 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$ pour le flux, entre 13 et 28 m.s^{-1} pour la vitesse et entre $0,4$ et $2,2 \text{ mm}$ pour la taille des gouttes. Cependant, cette absence d'influence de la taille de gouttes est due à une valeur élevée du flux thermique à évacuer (entre 600 et 1000 W.cm^{-2}). Pour des valeurs plus faibles ($< 200 \text{ W.cm}^{-2}$), Estes et Mudawar (1995) montrent que pour une gamme de flux surfacique de 28 à $360 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$, la taille de goutte est aussi importante (variée entre 110 et $214 \mu\text{m}$) au même titre que le flux surfacique et qu'il vaut mieux brumiser avec des gouttes plus petites.

Pearlmutter *et al.* (2008) présentent un genre de tour aéroréfrigérante un peu particulier : un prototype de tour à 2 étages de 8 m de haut et 2 m de diamètre au plus large, comprenant une deuxième entrée d'air enfermée dans une enceinte de manière à avoir de la recirculation d'air. Ainsi l'entrée principale fait constamment entrer de l'air neuf, l'air ambiant, tandis que l'entrée secondaire recycle l'air de l'enceinte de confinement. Cela a pour avantage de diminuer la consommation d'eau car l'air de recirculation a une humidité plus importante et arrive plus facilement à saturation. Les auteurs ont analysé que deux types de brumisation peuvent maximiser le refroidissement de l'air : un très fin spray nécessitant un faible débit d'eau ou un spray grossier nécessitant un fort débit d'eau. La seconde option a été choisie car de fines gouttes requièrent une pression d'injection plus importante et les buses produisant ce type de sprays se bouchent plus facilement. Enfin, les auteurs ont préconisé ce type de tours aéroréfrigérantes pour des climats chauds et secs.

I.3.3.3 Angle, inclinaison de spray et positionnement de buse

Dans la littérature sur la brumisation des échangeurs, en dehors de la comparaison des orientations en co et contre-courant, aucun auteur ne s'est intéressé à l'impact de l'angle et de l'inclinaison du spray sur l'efficacité de la brumisation. Cet aspect existe en revanche en électronique et en métallurgie. Ainsi, Zhang et Ruan (2013) ont réalisé une analyse théorique qui permettait de prédire en fonction de l'angle de spray, de son inclinaison et de la distance spray-surface, la forme et la taille de la surface impactée, ainsi que la répartition du flux surfacique. Les résultats de leurs travaux numériques sont illustrés en Figure 23.

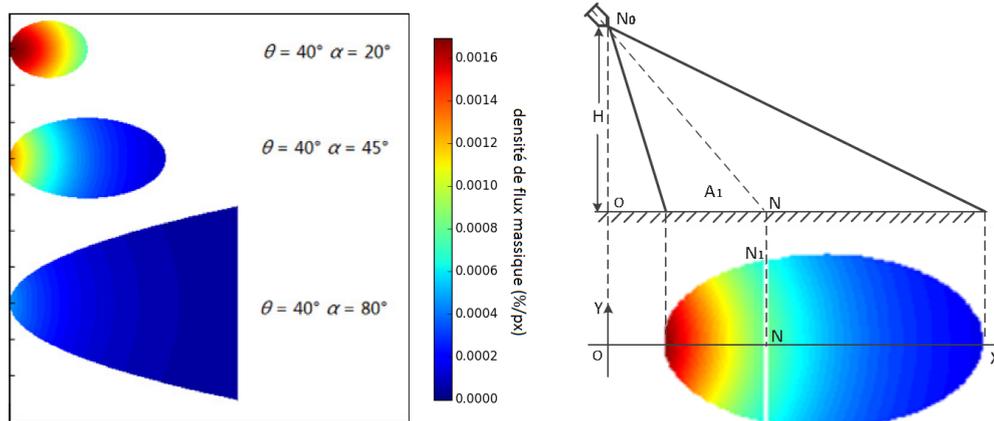


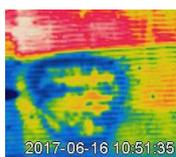
Figure 23 – Répartition du flux surfacique en fonction de l'angle (θ) et de l'inclinaison (α) du spray (Zhang et Ruan, 2013)

A titre d'exemple, pour un angle de spray (noté θ) de 40° et une inclinaison (notée α) à 45° , 50 % du flux massique surfacique est contenu dans seulement 27,4 % de la surface alors que l'autre moitié se trouve dans les 72,6 % restants.

Par ailleurs, des travaux ont été effectués pour évaluer l'influence de l'inclinaison du spray sur l'efficacité de la brumisation : ils sont récapitulés dans le Tableau 6 donné ci-dessous.

Tableau 6 –Travaux effectués sur l'influence de l'inclinaison du spray sur l'efficacité de brumisation

Auteurs	Inclinaisons de spray	Observations & Résultats	Inclinaison optimale
Cheng <i>et al.</i> (2015)	$45^\circ, 60^\circ, 75^\circ, 90^\circ$	Temps de réponse thermique diminue avec augmentation inclinaison spray: <ul style="list-style-type: none"> ➤ 100-125 s à 45° ➤ 50 s à 90° Film moins épais et plus étendu quand l'inclinaison augmente A 90° flux massique trop faible Flux massique spray $\leq 0,78 \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$	75°
Fu <i>et al.</i> (2015)	0 à 60°	Transfert thermique (densité flux et rapidité refroidissement): <ul style="list-style-type: none"> ➤ \nearrow de 0 à 30° d'inclinaison (surface impactée et vitesse transverse \nearrow) ➤ \searrow de 30 à 60° d'inclinaison (vitesse verticale \searrow et \nearrow épaisseur film aux limites) 	30°
Silk <i>et al.</i> (2006)	0 à 45°	Angles $> 15^\circ$ Elimination excès eau en surface causée par zones de stagnation entres zones d'impact de buses multiples	
Ravikumar <i>et al.</i> (2013)	0 à 60°	Inclinaison du spray entraîne une plus forte hétérogénéité de surface	
Wang <i>et al.</i> (2010)	0 à 49°	Transfert thermique \nearrow de 0 à 49° Stabilité thermique \nearrow avec inclinaison Flux massiques spray : 15,7 à 24,9 $\text{kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$	49°
Li <i>et al.</i> (2006)	0 à 60°	Pas de modification des flux surfacique et thermique de 0 à 40° Pour angle $> 40^\circ$, baisse des flux thermique et surfacique	Entre 0 et 40°



On peut remarquer dans ce tableau que Wang *et al.* (2010) observe qu'une augmentation de l'angle d'inclinaison du spray augmente le temps nécessaire pour atteindre la stabilité thermique contrairement à Cheng *et al.* (2015). Cela peut néanmoins s'expliquer par une gamme de débit de spray nettement supérieure : 15,7 à 24,9 kg.m⁻².s⁻¹ pour Wang *et al.* (2010) contre 0,78 kg.m⁻².s⁻¹ pour Cheng *et al.* (2015).

En dehors de ces résultats quelque peu contradictoires, on peut résumer les résultats du Tableau 6 de la manière suivante. Un spray incliné par rapport à la surface à impacter obtient généralement un gain thermique plus important que pour une inclinaison normale du fait d'une augmentation de la surface impactée et d'une diminution de l'épaisseur de film grâce à un phénomène de balayement qui empêche la stagnation d'eau en surface. Néanmoins, cela génère une plus forte hétérogénéité de refroidissement sur la surface impactée à cause d'une répartition plus inégale du flux surfacique massique de spray.

I.3.3.4 Incidence du nombre de buses : recouvrement des sprays

Il existe quelques publications dans la littérature sur la brumisation des échangeurs qui utilisent plusieurs buses afin de mouiller l'échangeur d'une manière plus importante et plus homogène (Yang et Clark, 1975 ; Chen *et al.*, 2013). Par exemple, Yang et Clark (1975) ont utilisé 4 buses dans leur étude, et Chen *et al.* (2013) 2 buses. Mais aucune de ces publications ne se sont intéressées à l'incidence du nombre de buses sur l'efficacité de la brumisation. En effet, Yang et Clark (1975) ont comparé l'incidence de la brumisation sur 3 types de condenseurs d'automobiles d'une part et Chen *et al.* (2013) ont étudié l'influence du débit de spray, du débit d'air et de l'humidité ambiante sur l'efficacité de la brumisation sur un échangeur minicanaux d'autre part. En revanche, dans les tours aéroréfrigérantes, les dispositifs électroniques et en métallurgie, on retrouve des publications s'intéressant à l'effet induit par plusieurs buses, et plus particulièrement l'effet du recouvrement des sprays. Pour les dispositifs électroniques refroidis par spray, Fabris *et al.* (2012) ont testé des configurations avec 1 ou 2 buses. Leurs résultats montrent que le nombre de buses n'influence pas l'échange : celui-ci dépend principalement du débit d'eau. Cela est principalement explicable par la surface visée : seulement 1,2 mm². Pour des surfaces plus élevées, une dégradation du gain thermique est observée à cause de l'apparition d'une zone de stagnation de fluide brumisé (eau ou fluide diélectrique) à l'endroit où plusieurs sprays interagissent (Lin *et al.*, 2004 ; Pautsch et Shedd, 2005). Ainsi, Pautsch et Shedd (2005) ont trouvé qu'il y avait plus de transfert thermique avec plusieurs sprays qu'avec un seul en raison d'une surface impactée plus importante. Néanmoins, un refroidissement moins efficace de la surface centrale est atteint pour les buses multiples à cause du recouvrement des sprays. Lin *et al.* (2004) ont montré que l'efficacité de refroidissement était réduite de 30 % quand le nombre de buses augmentait pour couvrir une surface de 19,3 cm² avec 48 buses au lieu de 2 cm² avec 8 buses. Au contraire, Horacek *et al.* (2004) n'ont pas noté d'effet significatif sur l'échange causé par le recouvrement des sprays. Les auteurs attribuent cela aux faibles valeurs de débits de fluide brumisé (un maximum de 3 kg.h⁻¹ par buse). Pano *et al.* (2011) ont comparé des configurations de 2, 3 et 4 buses. Ils ont montré que plus le nombre de buses est élevé, meilleur est le refroidissement. Cependant, la meilleure configuration est celle à 3 buses, permettant un dimensionnement plus compact du processeur (surface réduite de 83 %). En effet, le gain supplémentaire apporté par une 4^e buse est faible par rapport à celui apporté par le rajout d'une 3^e buse. Dans les tours aéroréfrigérantes, Sadafi *et al.* (2016) ont examiné l'influence du positionnement pour 5 différentes configurations de 6 buses (cf. Figure 24).

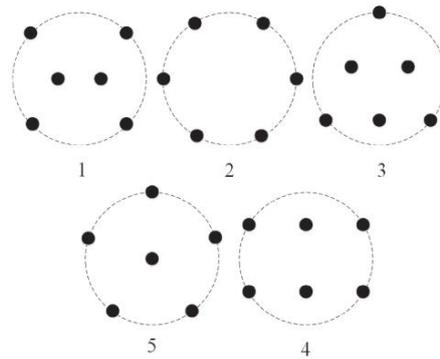


Figure 24 – Dispositions de buses testées par (Sadafi *et al.*, 2016)

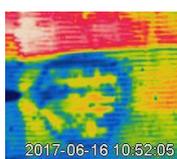
Les auteurs ont obtenu des performances variables d'une configuration à une autre. Leur hypothèse pour expliquer cette variabilité était que cela était dû à l'interaction entre les buses adjacentes. Ainsi, la meilleure configuration est celle où les surfaces impactées par les sprays se recoupent le moins, donnant lieu à un refroidissement plus uniforme. De plus, Sadafi *et al.* (2016) ont montré que selon le positionnement des buses, 3 % d'efficacité supplémentaire en refroidissement pouvait être gagnée. Cependant, la configuration des buses ne modifie pas significativement la distance nécessaire pour évaporer les sprays.

Enfin, en métallurgie, un sous-refroidissement indésirable du métal est observé à l'endroit où se recoupent les sprays. Hall et Mudawar (1995) montrent à l'aide d'un modèle numérique validé expérimentalement que ce sous-refroidissement est causé par une additivité des flux surfaciques à l'endroit où se recoupent les sprays.

1.3.3.5 Intermittence de spray

Dans la littérature de la brumisation des échangeurs, il n'a été trouvé qu'une publication parlant de spray intermittent : celle de Nazarov *et al.* (2014). Pour une durée fixe d'ouverture de buse, les auteurs ont testé des fréquences d'injection de 1 à 5 Hz correspondant à des flux massiques de spray de 6,2 à 31 g.m⁻².s⁻¹. Ils ont montré qu'une fréquence plus élevée de pulsation augmente sensiblement le coefficient de transfert global. Ainsi, pour une vitesse d'air de 6 m.s⁻¹, le coefficient de transfert est de 50-75 W.m⁻².K⁻¹ sans brumisation. Il passe à 250-300 W.m⁻².K⁻¹ pour 1 Hz et à 700 W.m⁻².K⁻¹ pour une fréquence de 5 Hz. Néanmoins, le coefficient de transfert est multiplié par plus de 3 à 1 Hz contre seulement 2 lorsque la vitesse du flux d'air en co-courant passe de 0 à 6 m.s⁻¹. Les auteurs l'expliquent par le fait qu'à faible pulsation l'écoulement d'air déstabilise le dépôt de film liquide en surface réalisé par l'apport de gouttelettes de spray. Cela a pour conséquence d'intensifier le flux thermique par un apport de gouttelettes secondaires dans des zones habituellement sèches en spray continu et une évaporation plus efficace du film liquide, celui étant plus fin. Ce phénomène est accentué par l'augmentation du débit d'air. En revanche, lorsque la fréquence de pulsation augmente la déstabilisation de film liquide s'efface au profit d'une augmentation du dépôt de film en épaisseur et en surface. L'évaporation du film est également moindre : l'échange thermique est déterminé par le transfert thermique au niveau du film.

D'autres publications sur les sprays intermittents existent sur la brumisation des dispositifs électroniques. Ainsi, Moreira et Pano (2006) ont étudié un spray intermittent avec des fréquences



d'injection de 10 à 30 Hz avec une durée de d'ouverture de buse de 5 ms brumisant une surface en aluminium positionnée à 55 mm de distance. Les auteurs observent une augmentation du transfert thermique au niveau local quand la fréquence augmente de 10 à 20 Hz. Au-delà, le gain se détériore du fait de l'interaction entre les injections successives (c'est un phénomène analogue au recouplement des sprays). Comme explication, l'auteur avance que le spray intermittent à faible fréquence permet à la vapeur d'eau d'être évacuée plus facilement de la surface. A plus haute fréquence, la vapeur d'eau est piégée par l'apport d'eau de la pulsation suivante. Le spray intermittent permet donc d'augmenter l'efficacité de refroidissement en augmentant le taux d'évaporation. Pano et Moreira (2009) ont montré qu'il y avait possibilité d'économiser 10 à 90 % du liquide de refroidissement tout en maintenant des valeurs similaires d'efficacité que celle du spray en continu. Les auteurs ont défini un rapport cyclique d'ouverture, noté RCO , de la brumisation, représenté dans l'équation suivante:

$$RCO = \Delta t_{inj} \nu_{inj} \times 100 \% \quad (27)$$

Avec Δt_{inj} le temps d'injection (en ms) et f_{inj} la fréquence d'injection (en Hz).

Ce rapport cyclique d'ouverture peut également être défini comme Somasundaram et Tay (2012) :

$$RCO = \frac{t_{ON}}{t_{ON} + t_{OFF}} \times 100 \% \quad (28)$$

Avec t_{ON} le temps d'ouverture/d'injection (= Δt_{inj}) et t_{OFF} le temps de fermeture/de non injection.

Les auteurs ont démontré que l'utilisation de faibles pourcentages de fonctionnement permet un meilleur contrôle de la température de surface alors que de forts pourcentages de fonctionnement donnent une réponse thermique plus rapide. De plus, il est plus intéressant pour un spray intermittent d'avoir de faibles distances d'injection (30-50 mm) et de faibles pressions d'injection (3-4 bar). En effet, il n'est pas obtenu une meilleure évaporation et exploitation du changement de phase du fluide brumisé alors que le fait d'augmenter la pression et de diminuer la taille des gouttes consomme plus d'énergie. De plus, la distance a de l'influence pour un spray intermittent avec des fréquences élevées d'injection. Panão *et al.* (2012) observent une épaisseur maximale de film: en effet, l'épaisseur de film n'évolue plus lorsque le débit brumisé passe de 3,28 à 4,38 mL.s⁻¹. Cela signifie que le dépôt de fluide devient partiel au-delà d'une certaine valeur de flux massique et donc le fluide n'est pas entièrement valorisé par évaporation. En revanche, à RCO constant, une fréquence d'injection plus élevée augmente le transfert thermique car chaque pulsation apporte moins de fluide mais celui-ci s'évapore mieux. Somasundaram et Tay (2012) observent expérimentalement une augmentation du flux thermique évacué lorsqu'il augmente le RCO . Pour un temps donné de fermeture, cela signifie que le temps d'ouverture augmente et donc la fréquence d'injection diminue mais le débit de spray augmente. Enfin, Zhang et Ruan (2013) ont effectué une comparaison entre sprays continus et intermittents. Ils ont fait des essais avec des temps d'ouverture/fermeture de 50, 100, 150 et 200 ms. En continu, le coefficient de transfert est seulement 34,6 % supérieur par rapport à ceux obtenus pour les intermittences de 50, 100 et 150 ms, mais le débit de spray est 2 fois supérieur (à 200 ms, le temps d'arrêt est trop long). La chaleur dissipée par kg d'eau ainsi que les coefficients de transfert rapportés à la masse d'eau sont supérieurs en intermittent : pour un spray

intermittent de 150 ms de temps d'ouverture/fermeture, le coefficient de transfert effectif est 35,8 % supérieur. Les auteurs suggèrent, à partir de ces résultats, de privilégier un spray intermittent, plus efficace pour évacuer des flux thermiques peu élevés en consommant moins d'eau.

1.3.3.6 Type de fluide

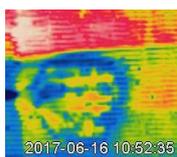
Dans la brumisation des échangeurs, seuls Yang et Clark (1975) ont travaillé sur l'influence du type de fluide. Ils ont comparé l'eau et l'éthylène glycol et n'ont trouvé aucune différence en termes d'efficacité, en dépit du fait que l'eau s'évapore à 100 °C et l'éthylène glycol à 197 °C. Ils ont déduit que le coefficient de transfert convectif de l'échangeur côté air augmente essentiellement grâce à la formation d'un film d'eau en surface d'échange et que l'évaporation du film a une contribution à la marge.

On retrouve plus de publications en électronique et dans les tours aéroréfrigérantes sur l'influence du type de fluide. Le Tableau 7 donne quelques exemples de ces travaux.

Tableau 7 – Résultats de la littérature sur l'influence du type de fluide sur l'efficacité de la brumisation

Auteurs	Type de fluide et/ou surfactant	Observations & Résultats	Influence sur efficacité
Cheng <i>et al.</i> (2013)	Additifs à base de sel et d'alcool : NaCl, Na ₂ SO ₄ , 1-Octanol, 2-ethylhexanol	Avec sel, tension de surface ↗ : évaporation privilégiée Avec alcool, tension de surface ↘ : impactation privilégiée	Additifs ↗ transfert jusqu'à une valeur critique de concentration (1,72 % pour le NaCl, 2,76 % pour le Na ₂ SO ₄ , 200 ppm pour le 1-Octanol et 150 ppm pour le 2-ethylhexanol)
Duursma <i>et al.</i> (2009)	Ethanol et diméthylsulfoxyde, solvants de nanoparticules d'Al	Nanoparticules diminuent dispersion gouttelettes	Avec éthanol, dégradation d'efficacité dans gammes concentrations testées (0,1 à 3,2 %) Avec diméthylsulfoxyde, efficacité augmente dans gamme testée (0,01 à 0,1 %)
Jia et Qiu (2003)	Surfactants à base de sel	Surfactant diminue température surface dispositif Sûreté : surchauffe et incendie	Surfactant salé augmente transfert thermique
Sadafi <i>et al.</i> (2015)	Eau pure vs eau salée	Avec sel, distance d'évaporation réduite de 30 %	Efficacité refroidissement +8 % avec sel Mais sel

Ainsi, la plupart de ces études utilisent soit du sel, soit de d'alcool comme additifs ou solvants. Pour améliorer l'efficacité du transfert thermique, l'alcool semble intéressant à très faible dose contrairement au sel qui peut être utilisé à forte dose et permet d'accélérer l'évaporation du spray. Cependant, la présence de sel peut induire de la corrosion, de l'encrassement ou le bouchage des buses. Des pistes pour remédier à ces problèmes sont indiquées par Sadafi *et al.* (2015), comme l'utilisation de métaux non corrosif (titane), le recours à de la peinture anticorrosive ou à des traitements de surface (électrolyse).



I.4 Conclusion de l'État de l'art

L'Etat de l'art a permis dans un premier temps de poser le contexte général dans lequel la présente étude s'insère. Il été expliqué le principe d'une machine frigorifique, dispositif constitutif de la climatisation automobile qui permet d'absorber la chaleur d'un milieu pour la restituer à un autre milieu. Ensuite, les conséquences de la brumisation sur une machine frigorifique ont été abordées : la brumisation baisse ainsi le travail de compression et augmente la puissance frigorifique en diminuant la température et la pression de condensation.

Étant donné que l'étude se focalise sur l'optimisation du gain de performance apporté par la brumisation sur le condenseur à air, l'état de l'art s'intéresse aux sprays, aux échangeurs puis à la brumisation des échangeurs.

Les sprays sont définis comme étant des brumes de gouttelettes comprises majoritairement entre 20 et 300 μm , qui ont de nombreuses applications industrielles. Leur principe de formation, à travers leurs différents mécanismes de fragmentation, tout comme leur caractérisation, notamment par la distribution de tailles de gouttes ont été expliqués. Par ailleurs, les différents phénomènes d'interaction d'une goutte avec une surface ont été décrits et sont globalement applicables à l'échelle d'un spray.

Enfin, un bilan de tous les travaux réalisés à ce jour sur la brumisation des échangeurs a été dressé et a montré que la brumisation pouvait permettre des gains de performance importants sur les échangeurs à minicanaux (jusqu'à 250 %) et une augmentation élevée du COP (+ 55 %). Les auteurs ne se sont intéressés globalement qu'aux effets induits par le débit de spray, la vitesse d'air et la géométrie de l'échangeur sur l'efficacité de l'échangeur et les pertes de charge en considérant des orientations de buses en co et contre-courant. Les auteurs ont ainsi montré globalement qu'une orientation de buse en contre-courant donnait un meilleur échange qu'en co-courant du fait d'une meilleure dispersion et évaporation de spray. Les pertes de charge augmentent avec le débit de spray. Le bouchage de l'échangeur peut être limité en augmentant le pas d'ailette. En augmentant la vitesse d'air les performances de la brumisation diminuent. Pour compléter l'étude paramétrique, le champ d'investigation a été élargi aux travaux portant sur la brumisation dans les tours aéroréfrigérantes, sur des dispositifs électroniques et en métallurgie pour discuter des effets de paramètres tels que l'angle et l'inclinaison du spray, le type de fluide, le nombre de buses ou encore l'intermittence du spray. Ainsi, cette investigation supplémentaire a montré qu'un spray incliné permettait d'obtenir généralement un gain de performance plus important que pour une inclinaison normale du fait de l'augmentation de la surface impactée et d'une diminution de l'épaisseur de film. De plus, le gain est meilleur avec plusieurs buses en raison d'une plus grande surface impactée mais le recouvrement des sprays diminue les performances. Enfin, l'intermittence permet de mieux exploiter l'évaporation du film par chaleur latente en consommant moins d'eau.

Comme cela a été démontré, la brumisation est donc un champ thématique de recherche très large, pour lequel l'application aux échangeurs comme moyen d'améliorer leur efficacité thermique ne constitue qu'un aspect parmi d'autres. De la même manière, l'étude proposée dans cette thèse constitue une facette de la brumisation des échangeurs. La Figure 25 résume la brumisation des échangeurs sous la forme d'un schéma heuristique. Sur ce schéma, la brumisation en tant que phénomène physique se décompose en 3 étapes que sont la génération, l'écoulement et l'échange qui ont été abordées dans la partie I.2. De plus, la brumisation peut être caractérisée par un

quatrième aspect, en lien avec les 3 étapes précédentes : le gain énergétique du procédé. Ce gain se manifeste à travers la baisse de la consommation du compresseur grâce à une diminution de la pression de condensation de la machine frigorifique, l'optimisation des coûts et de la taille du dispositif en vue d'une application au secteur automobile, et le poste en eau qui correspond à la fois au besoin en eau et à la dépense énergétique de la pompe. Ces derniers doivent être les plus faibles possibles en raison des ressources disponibles limitées dues à l'aspect embarqué du véhicule.

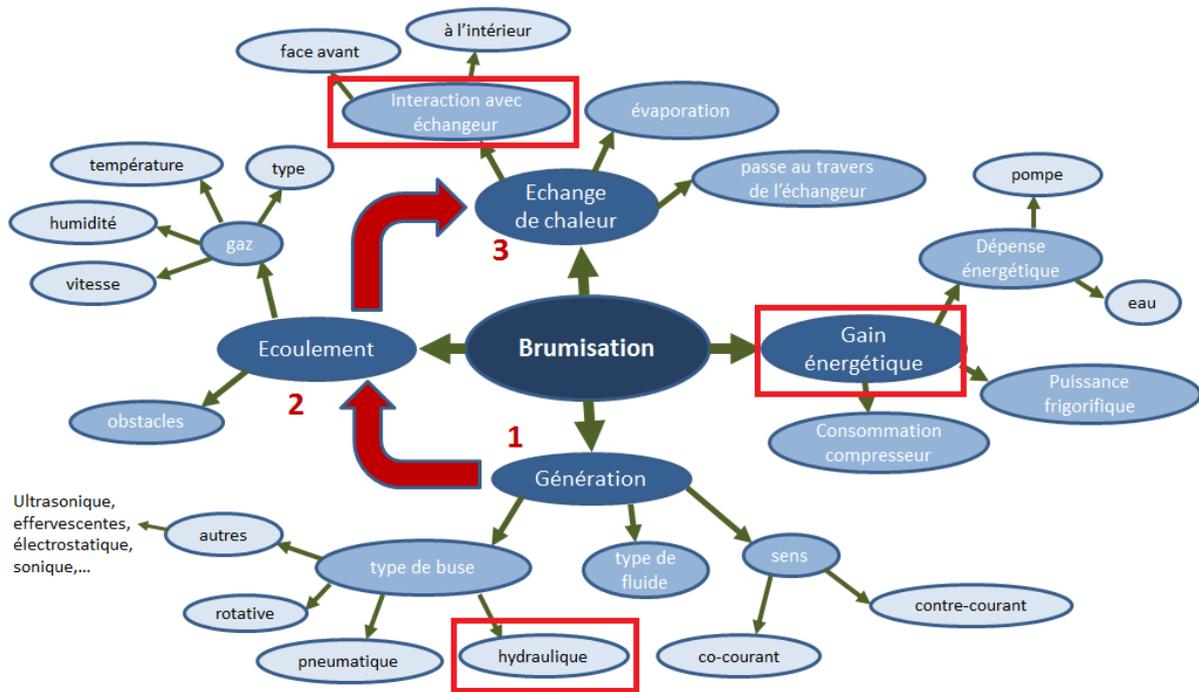
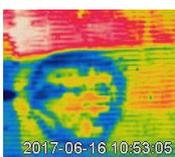


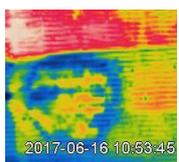
Figure 25 – Schéma heuristique de la brumisation sur un condenseur à air

Ainsi, dans le cadre de cette thèse, les points étudiés (entourés en rouge dans le schéma de la Figure 25) concernent principalement le gain énergétique apporté par une buse hydraulique sur le transfert de chaleur d'un échangeur à minicanaux. En effet, la buse hydraulique représente la meilleure option de générateur de brumisation, étant donné les contraintes de consommation en énergie et en eau ainsi que la contrainte économique.



Chapitre II : Matériel et méthode

Ce chapitre décrit l'ensemble des démarches qui ont été mises en œuvre afin de caractériser expérimentalement l'impact d'une brumisation d'eau réalisée proche de la surface d'un échangeur. Dans un premier temps, le contexte et les spécificités de l'étude de la brumisation appliquée à la climatisation automobile sont présentés. Puis, une pré-étude de dimensionnement du dispositif de brumisation est proposée. Ensuite, la maquette expérimentale construite dans le cadre de ces travaux pour étudier et optimiser l'efficacité de la brumisation est présentée, tout d'abord dans sa globalité, puis, à travers chacun de ses composants. Par la suite, les différentes buses testées sont étudiées. L'instrumentation mise en place pour réaliser les bilans thermique et massique est détaillée, ainsi que l'incertitude de mesure associée aux différents capteurs. Puis, les protocoles expérimentaux développés dans le cadre de la thèse sont développés. Enfin, les méthodes d'analyse des résultats expérimentaux sont abordées.



II.1 Spécificités de l'étude de climatisation automobile

II.1.1 Contexte de la de brumisation appliquée à la climatisation automobile

L'état de l'art a permis de dresser un bilan relativement exhaustif de ce qui existe actuellement sur la brumisation des échangeurs, avec en particulier une étude paramétrique de la brumisation en tant que moyen d'améliorer les échanges thermiques. Néanmoins, le présent travail aborde le sujet sous un angle inédit en étudiant la possibilité d'implémenter pour la première fois un dispositif de brumisation sur une climatisation automobile. La thèse s'insère dans un projet plus global, le projet EfficAC, initié en novembre 2014 et financé par l'ADEME, qui a pour but de réduire de 25 % la consommation de carburant induite par la climatisation automobile. Cette réduction doit permettre en théorie un gain de 0,1 à 0,15 L/100 km sur la consommation réelle du véhicule et une réduction de 2 à 3 g.km⁻¹ des émissions de CO₂. Le projet est conduit par l'entreprise Valéo en partenariat avec l'industriel Renault, le CSTB (Centre Scientifique et Technique du Bâtiment) et l'équipe Enerfri-GPAN d'Irstea.

Parmi les partenaires du projet, Renault a été le principal interlocuteur industriel de la thèse en réalisant de son côté des essais de brumisation sur maquette puis sur véhicule. Par ailleurs, d'après un modèle numérique développé par Renault, la brumisation a été pressentie comme une technologie prometteuse pour améliorer l'efficacité de la climatisation. De son côté, Valéo a participé à l'instrumentation du véhicule. Enfin, le CSTB a eu pour mission d'étudier l'innocuité de la solution de brumisation en réalisant des études bactériologiques et chimiques, en particulier sur la légionellose. En effet, dans la partie I.1.1.2, il a été dit que la dispersion et l'évaporation du spray dans l'air limite la formation d'eau stagnante, et donc le développement de la légionellose. Mais, le risque n'est pas entièrement écarté. En effet, Schwake *et al.* (2015) reporte des concentrations élevées de bactéries de légionellose dans le réservoir du liquide lave-glace de bus scolaires. De même, Zietz *et al.* (2006) a découvert la présence de bactéries de la légionellose dans des aérosols aussi bien dans le réservoir qu'en sortie de buse.

Le domaine d'application du type de brumisation étudié étant inédit, une brève présentation des spécificités de la climatisation automobile est proposée dans la section suivante.

II.1.2 Spécificités de la climatisation automobile

La Figure 26 est une représentation schématique de la climatisation automobile avec tous les éléments qui la composent et leurs emplacements respectifs dans la face avant de la plupart des véhicules. En plus des différents éléments déjà cités, on peut mentionner l'existence de la bouteille déshydratante qui retient l'humidité dans le circuit afin d'éviter la formation de glace, ainsi que le pressostat qui contrôle la pression dans le circuit et qui est soit vissé sur la bouteille déshydratante, soit situé entre le condenseur et l'évaporateur.

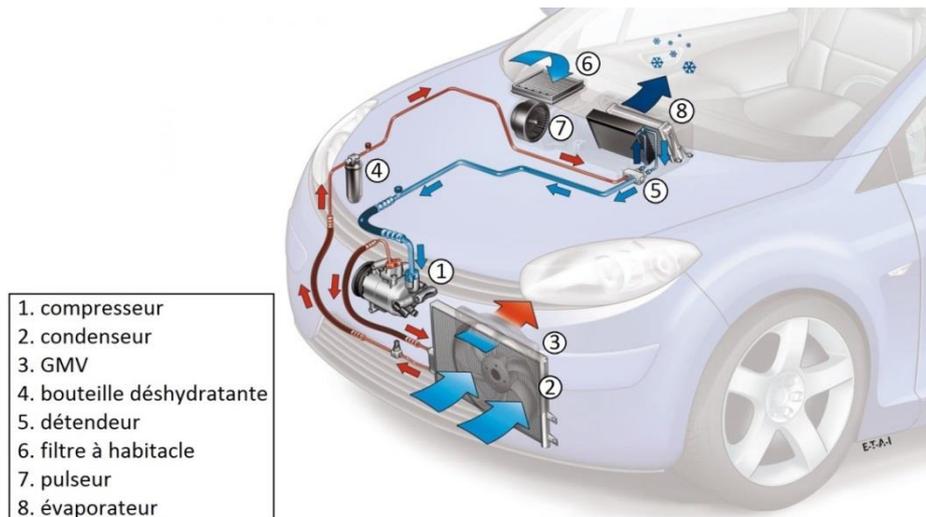


Figure 26 - Schéma de la climatisation automobile (Darding, 2014)

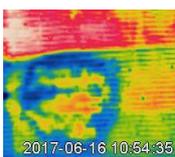
Outre son utilisation classique en période estivale, la climatisation automobile sert également en hiver soit pour le désembuage, soit en mode inversé, c'est-à-dire qu'elle devient une pompe à chaleur pour chauffer l'habitacle (le condenseur et l'évaporateur échangent leur rôles). Que ce soit en mode climatisation ou en mode pompe à chaleur, la régulation de l'habitacle est assurée par un mélange d'air frais/chaud et de l'air ambiant afin de garantir le confort thermique des passagers du véhicule. Pour la climatisation, l'air frais est obtenu par le procédé suivant : de l'air extérieur est aspiré à travers un filtre à habitacle et soufflé à travers l'évaporateur à l'aide d'un ventilateur appelé pulseur (cf. Figure 26). L'air est ainsi refroidi et asséché. La chaleur absorbée par l'évaporateur est ensuite évacuée par le condenseur. Cette évacuation se fait soit par convection forcée à l'aide de ventilateur(s) appelé Groupe Moto-ventilé (GMV) lorsque le véhicule est à l'arrêt ou roule à faible vitesse, soit par convection naturelle avec la vitesse du véhicule (vent). Le mode d'utilisation du GMV peut ainsi impacter les performances de la brumisation.

Enfin, une dernière spécificité de la climatisation automobile tient à sa compacité et le fait qu'elle soit intégrée dans la face avant du véhicule parmi d'autres composants avec peu de place encore disponible. Il y a donc peu de choix d'implémentation pour le dispositif de brumisation en face avant, ce qui oblige à aborder la brumisation sous un angle inhabituel. Le Tableau 8 présente un résumé des différentes contraintes liées à l'application automobile, qui représentent le cadre technique de la présente étude.

Tableau 8 – Résumé des différentes contraintes du dispositif de brumisation appliqué à l'automobile

Consommation énergétique pompe	< 10 W
Tension alimentation pompe	≤ 12 V
Pression injection buse	< 10 bar
Consommation d'eau par la buse	≤ 1 kg.h ⁻¹
Distance buse-échangeur	< 5 cm
Débit minimal d'air (GMV1)	450 kg.h ⁻¹
Débit maximal d'air (GMV2)	900 kg.h ⁻¹

Dans ce tableau, la valeur de consommation d'eau indiquée de 1 kg.h⁻¹ a été estimée à partir de la méthode présentée dans la partie suivante II.2 et dont les résultats sont donnés en détail dans la partie III.4.1. La faible distance entre la buse et l'échangeur est liée à la présence d'un masque en face avant du condenseur qui canalise le flux d'air vers 2 ouvertures (cf. partie II.3.1).



II.2 Dimensionnement du dispositif

La viabilité de l'implémentation de la brumisation sur un système embarqué repose en partie sur un mode de fonctionnement autonome en eau permettant une amélioration de l'efficacité globale. Ainsi l'objectif est de pouvoir récupérer l'eau de condensat au niveau de l'évaporateur pour l'injecter sur le condenseur. Il convient pour cela de faire une étude préliminaire afin de déterminer la quantité d'eau récupérable à partir des condensats de l'évaporateur. Le dimensionnement du système s'effectue à partir des propriétés de l'air humide et sur la quantification des gains sur l'échangeur de chaleur.

Cependant, dans le dimensionnement du dispositif, on fait l'hypothèse simplificatrice que le spray s'évapore totalement dans l'air après avoir été récupéré à partir des condensats de l'évaporateur. D'une part, cette hypothèse n'affecte pas le débit d'eau récupéré à l'évaporateur – il sera le même que l'eau qui s'évapore dans l'air ou impacte l'échangeur – et d'autre part cela a l'avantage de donner une base de gain thermique sur laquelle travailler dans la suite de l'étude.

Des données du constructeur Renault sont également utilisées : les débits d'air au condenseur $\dot{m}_{a,cond}$ ($520 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$) et à l'évaporateur $\dot{m}_{w,evap}$ ($200 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$), les pressions au condenseur P_{cond} (18 bar) et à l'évaporateur P_{evap} (3 bar), le point de fonctionnement de la climatisation (T_{clim}, HR_{clim}) à ($10^\circ\text{C}, 80\%$), la température d'évaporation T_{evap} (4°C), le flux de chaleur au condenseur Q''_{cond} ($850 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$) et la consommation de pompe de 35 W par $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$ d'eau brumisée (il s'agit donc du rapport W_{pump}/\dot{m}_w^{nz}). Pour finir on fixe le coefficient d'échange au condenseur h_{cond} quelle que soit la configuration (avec ou sans brumisation) en prenant la valeur de $32 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$. Le système à modéliser est donné sur la Figure 27.

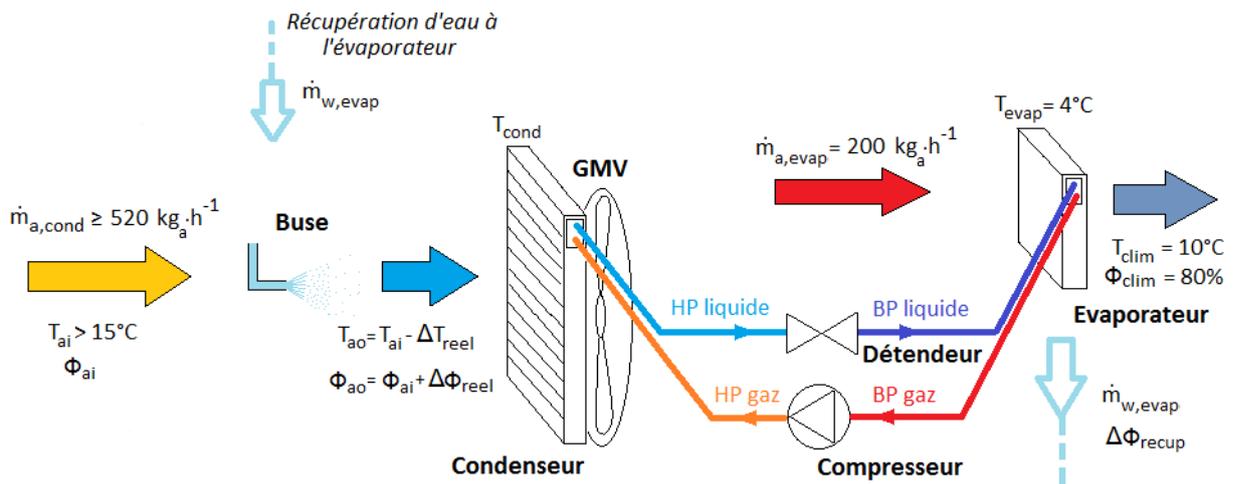


Figure 27 – Schéma de principe

La température de déclenchement de la climatisation est de 15°C : donc, seules les conditions climatiques avec une température ambiante $T_{ai} > 15^\circ\text{C}$ sont considérées.

Le fonctionnement du système de brumisation repose sur les principes suivants : l'eau est récupérée à l'évaporateur avec un débit $\dot{m}_{w,evap}$ (en $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$) puis réinjectée au niveau de la buse. La brumisation d'eau va alors provoquer un refroidissement en température de ΔT_{reel} amenant l'air de la

température T_{ai} à la température T_{ao} . Dans le même temps, l'air va se charger d'une certaine quantité d'eau $\Delta\Phi_{reel}$ qui augmente l'humidité spécifique ou absolue de l'air de Φ_{ai} à Φ_{ao} . Ce refroidissement adiabatique de l'air provoque une diminution de la température de condensation T_{cond} . L'écoulement d'air est assuré par le GMV qui se situe derrière le condenseur.

II.2.1 Diagramme psychrométrique

La modélisation effectuée pour dimensionner le dispositif de brumisation repose sur les propriétés du diagramme psychrométrique. L'ensemble des données du problème sont reportées sur le diagramme psychrométrique en Figure 28 et définies dans la suite.

Sur le diagramme psychrométrique, la température T_{ai} et l'hygrométrie absolue Φ_{ai} correspondent aux conditions atmosphériques dans lesquelles le véhicule évolue habituellement sans le dispositif de brumisation. Pour ces conditions atmosphériques, l'air est à saturation à la température humide T_{sat} et l'humidité absolue Φ_{sat} . Néanmoins, la saturation est rarement atteinte dans les conditions réelles de brumisation, en raison des limites d'eau disponible. Cette limite est imposée par la masse d'eau $\Delta\Phi_{recup}$ récupérable à l'évaporateur. Le point de climatisation (T_{clim}, Φ_{clim}) délimite la ligne basse en dessous de laquelle l'air est trop sec pour qu'il y ait condensation en surface de l'évaporateur. Donc, $\Delta\Phi_{recup}$ s'exprime de la manière suivante :

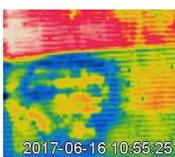
$$\begin{cases} \Delta\Phi_{recup} = 0, & \text{si } \Phi_{ai} < \Phi_{clim} \\ \Delta\Phi_{recup} = \Phi_{ai} - \Phi_{clim}, & \text{si } \Phi_{ai} \geq \Phi_{clim} \end{cases} \quad (29)$$

Cette masse d'eau récupérable ne correspond cependant pas à la masse d'eau réelle $\Delta\Phi_{reel}$ injectée au niveau du condenseur pour refroidir l'air en face avant du véhicule. En effet, les débits d'air à l'évaporateur et au condenseur ne sont pas les mêmes. Pour obtenir $\Delta\Phi_{reel}$, il faut prendre en compte le rapport des 2 débits:

$$\Delta\Phi_{reel} = \Delta\Phi_{recup} \cdot \frac{\dot{m}_{a,evap}}{\dot{m}_{a,cond}} \quad (30)$$

Le débit d'eau $\dot{m}_{w,evap}$ correspond à la quantité $\Delta\Phi_{reel} \cdot \dot{m}_{a,cond}$ (ou $\Delta\Phi_{recup} \cdot \dot{m}_{a,evap}$). Avec cette quantité d'eau, l'air est ainsi refroidi de manière adiabatique jusqu'à la température résultante T_{ao} .

La chaleur sensible ΔH_1 et la chaleur latente de condensation ΔH_2 , également représentées sur le diagramme psychrométrique, sont également des données importantes du problème, puisqu'elles permettent de déterminer la température résultante T_{ao} .



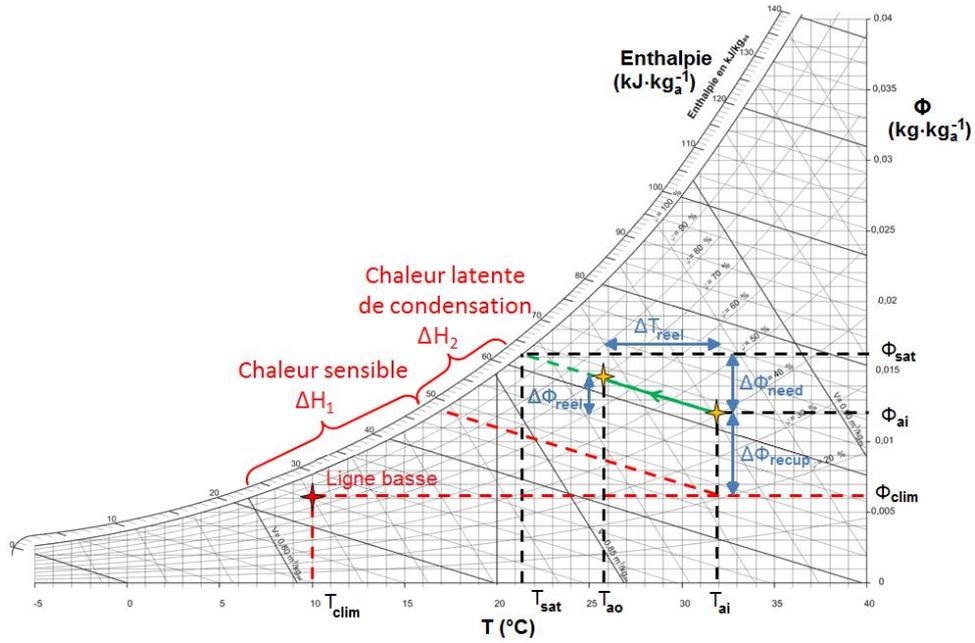


Figure 28 – Diagramme psychrométrique avec données de la modélisation

La chaleur sensible ΔH_1 s'exprime de la manière suivante :

$$\Delta H_1 = Cp_{eq}(T_{ai} - T_{clim}) \quad (31)$$

Avec Cp_{eq} , la capacité massique thermique (en $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$) de l'air humide. Cette grandeur se décompose comme suit :

$$Cp_{eq} = Cp_a + Cp_v \cdot \Phi_{ai} \quad (32)$$

Avec Cp_a , la capacité massique thermique de l'air sec ($= 1006 J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$) et Cp_v la capacité massique thermique de la vapeur d'eau ($= 1826 J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$).

La chaleur latente ΔH_2 est donnée par :

$$\Delta H_2 = \Delta\Phi_{recup} \cdot L_v \quad (33)$$

Avec L_v , la chaleur latente de vaporisation ($= 2500,8 kJ \cdot kg^{-1}$).

Pour déterminer la température résultante, on s'appuie sur l'équation des isenthalpes dans le diagramme psychrométrique. L'équation d'une isenthalpe est :

$$H = Cp_{eq} \cdot T + \Phi \cdot L_v = \text{constante} \quad (34)$$

Les températures T_{ai} et T_{ao} étant sur la même isenthalpe, on a :

$$\begin{aligned} Cp_{eq} \cdot T_{ai} + \Phi_{ai} \cdot L_v &= Cp_{eq} \cdot T_{ao} + \Phi_{ao} \cdot L_v \\ \Leftrightarrow Cp_{eq} \cdot T_{ai} &= Cp_{eq} \cdot T_{ao} + \Delta\Phi_{reel} \cdot L_v \\ \Leftrightarrow T_{ao} &= T_{ai} - \frac{\Delta\Phi_{reel}}{Cp_{eq}} \cdot L_v \end{aligned} \quad (35)$$

Avec cette température résultante, on va estimer la quantité d'énergie économisée grâce à la brumisation en effectuant quelques approximations pour déterminer les différentes grandeurs caractéristiques de la machine frigorifique.

II.2.2 Formules pour la machine frigorifique

On donne dans cette partie les calculs utilisés pour les différentes grandeurs caractéristiques de la machine frigorifique, c'est-à-dire la température de condensation, le COP, la puissance frigorifique, le travail et le gain.

Le calcul de la température de condensation est basé sur l'hypothèse que la différence de température entre l'air extérieur et la température de condensation est constante, sans et avec brumisation. La formule suivante est utilisée dans les deux cas, en prenant comme température d'air soit T_{ai} (sans brumisation) soit T_{ao} (avec brumisation) :

$$T_{cond} = T_a + \frac{Q''_{cond}}{h_{cond}} \quad (36)$$

Ensuite, il existe 2 types de COP à considérer : le COP système noté COP (GMV+compresseur) et le COP système avec pompe de brumisation (GMV + compresseur + pompe) noté COP_{pump} . Le premier COP peut être calculé dans les cas sans et avec brumisation grâce à la formule suivante, en prenant soit T_{cond}^{sb} (sans brumisation), soit T_{cond}^{ab} (avec brumisation) comme température de condensation :

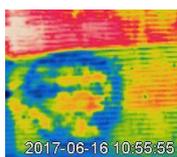
$$COP = \zeta_{comp} \frac{T_{cond}}{T_{cond} - T_{evap}} \quad (37)$$

ζ_{comp} correspond au rendement énergétique du compresseur. Ce dernier dépend à la fois du rendement de transformation ζ_m de l'énergie électrique en énergie mécanique du compresseur, fixé à 0,9, et de son rendement volumétrique ζ_v , c'est-à-dire le rapport entre le débit réel observé en sortie de compresseur et le débit théorique. En effet, en raison de fuites et de la compressibilité du fluide passant au travers du compresseur, il n'y a pas conservation du débit. Ce rendement peut s'exprimer en fonction des pressions de condensation et d'évaporation. Au final, ζ_{comp} s'exprime de la manière suivante :

$$\zeta_{comp} = \zeta_m \cdot \zeta_v = 0,9 \cdot \left(1 - 0,05 \cdot \frac{P_{cond}}{P_{evap}} \right) \quad (38)$$

Connaissant les valeurs de pression ($P_{cond}=18$ bar, $P_{evap}=3$ bar), on en déduit celle de ζ_{comp} , de 0,63.

Le deuxième COP ne se calcule pas de la même manière : il nécessite de connaître la chaleur absorbée par l'évaporateur Q_{evap} ainsi que le travail électrique fourni par tout le système, y compris la consommation de la pompe. Pour la climatisation automobile, il faut en effet prendre en compte dans le travail fourni la consommation du ventilateur du condenseur, du ventilateur de l'évaporateur et du compresseur. De plus, si le condenseur est brumisé, il faut également prendre en compte la consommation de la pompe du dispositif de brumisation. On retrouve tout cela dans l'équation (39)(39).



$$COP = \frac{Q_{evap}}{W} = \frac{Q_{evap}}{W_{comp} + W_{pump} + W_{fan,cond} + W_{fan,evap}} \quad (39)$$

De plus, dans la partie I.1.2.2, il a été dit que la brumisation sur le condenseur d'une machine frigorifique permet d'abaisser la température de condensation ce qui a pour effet de diminuer le travail du compresseur et d'augmenter la puissance frigorifique. Mais, en pratique, dans le cas automobile, il est préférable de travailler à température de condensation constante. En effet, le fait de baisser le travail du compresseur baisse son efficacité, car le compresseur n'a pas été conçu pour fonctionner à un régime plus faible de cylindrée que le régime optimal obtenu sans brumisation. Donc, il y a un gain en consommation grâce à une baisse du travail du compresseur mais au détriment d'une perte de son efficacité. Or, ce qui est recherché n'est pas tant un gain en consommation sur le compresseur, mais plutôt un gain sur l'ensemble du système de climatisation. En dehors du compresseur, il y a comme autres postes de consommation, d'après l'équation (39), le GMV (condenseur), le pulseur (évaporateur) et la pompe. La consommation du pulseur ne peut pas être modifiée car la brumisation n'influence pas cette partie de la machine frigorifique. En revanche, la consommation de la pompe peut-être minimisée (l'objectif serait dans l'idéal en dessous de 10 W) aussi bien que celle du GMV. En effet, une baisse de la température d'air signifie que, à refroidissement équivalent, la quantité d'air requise est moindre. Donc, le débit d'air au condenseur peut-être abaissé. Et plus le débit d'air au condenseur est faible, moins il y aura de consommation électrique du GMV.

Finalement, on fait l'hypothèse que la puissance frigorifique reste la même sans et avec brumisation et que la brumisation a un effet uniquement sur le travail, autrement dit la consommation électrique. La puissance frigorifique Q_{evap} s'obtient de la façon suivante:

$$Q_{evap} = (\Delta H_1 + \Delta H_2) \cdot \dot{m}_{a,evap} \quad (40)$$

Avec les valeurs de COP, les valeurs de puissances consommées par le système sans brumisation W^{sb} , avec brumisation sans pompe W^{ab} , et avec brumisation avec pompe W_{pump}^{ab} peuvent être déduites comme suit:

$$W^{sb} = \frac{Q_{evap}}{COP^{sb}} \quad ; \quad W^{ab} = \frac{Q_{evap}}{COP^{ab}} \quad ; \quad W_{pump}^{ab} = W^{ab} + W_{pump} = \frac{Q_{evap}}{COP_{pump}^{ab}} \quad (41)$$

Avec W_{pump} la puissance consommée par la pompe, qui s'obtient ainsi: $W_{pump}/\dot{m}_w^{nz} = 35 \text{ W.L}^{-1}.\text{h}$.

Deux types de gains sont considérés : le gain en COP F_{COP} (en %) et le gain en consommation F_W (en %). Pour ces 2 gains, 2 cas seront examinés : le cas sans pompe et le cas avec pompe. En effet, le premier cas est intéressant à examiner car la pompe de l'application finale sera plus économe que celle utilisée par Renault pour la nébulisation et considérée dans l'étude de dimensionnement. Les 4 gains obtenus finalement sont donnés ci-dessous :

- le gain en COP sans la pompe F_{COP} :

$$F_{COP} = \frac{COP^{ab} - COP^{sb}}{COP^{sb}} \quad (42)$$

- le gain en COP avec la pompe $F_{COP,pump}$:

$$F_{COP,pump} = \frac{COP_{pump}^{ab} - COP^{sb}}{COP^{sb}} \quad (43)$$

- le gain en consommation au compresseur sans la pompe :

$$F_W = 1 - \frac{W^{ab}}{W^{sb}} \quad (44)$$

- le gain en consommation au compresseur avec la pompe :

$$F_{W,pump} = 1 - \frac{W_{pump}^{ab}}{W^{sb}} \quad (45)$$

II.3 Maquette de l'échangeur à air automobile

Afin de mieux comprendre et caractériser l'effet de la brumisation sur le condenseur à air, l'échangeur a été isolé dans une maquette expérimentale. Cette maquette expérimentale est située dans une chambre climatique de 160 m³ qui permet de contrôler l'atmosphère ambiante en réglant la température et l'humidité. La maquette expérimentale est montrée en photo et représentée sous forme schématique sur la Figure 29. La température est régulée à l'aide de résistances chauffantes et d'une machine frigorifique utilisant du tyfoxit comme fluide frigopporteur. L'hygrométrie est régulée grâce à un apport de vapeur d'eau pour humidifier et un cycle dessicant pour assécher.

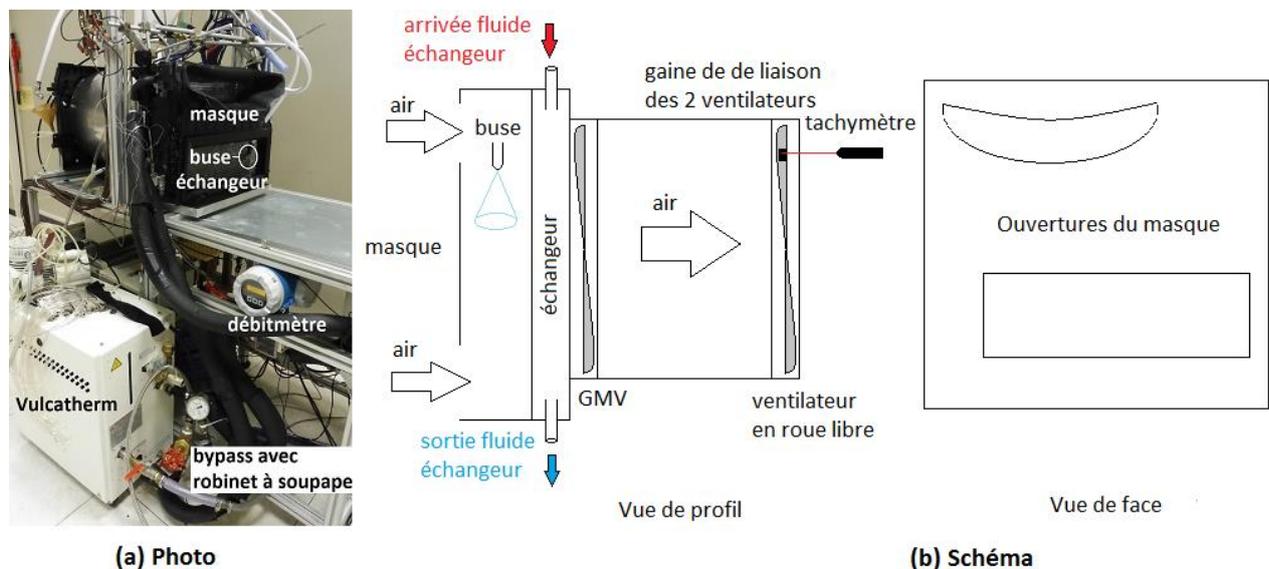
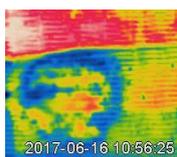


Figure 29 – Vues photographique (a) et schématique (b) de la maquette expérimentale

On peut noter la présence d'un masque avec deux orifices d'admission d'air à l'avant de l'échangeur.



Dans la climatisation automobile, ce masque sert à canaliser le flux d'air entrant sur le condenseur situé en face avant du véhicule, lorsque ce dernier roule. Ce masque impose des contraintes dans la disposition du dispositif de brumisation vis-à-vis de l'échangeur. Ainsi, la buse ou les buses utilisée(s) ne peuvent être placées qu'entre le masque et l'échangeur, c'est-à-dire à moins de 5 cm de la surface de l'échangeur. En dehors de cela, la maquette est composée de 3 éléments principaux : l'échangeur, l'écoulement d'air et le dispositif de brumisation. Ces éléments sont détaillés dans les parties suivantes. Pour chacun, il sera spécifié de quelle manière sont contrôlés les paramètres pouvant influencer l'écoulement et l'impact du spray sur la surface de l'échangeur.

II.3.1 Echangeur

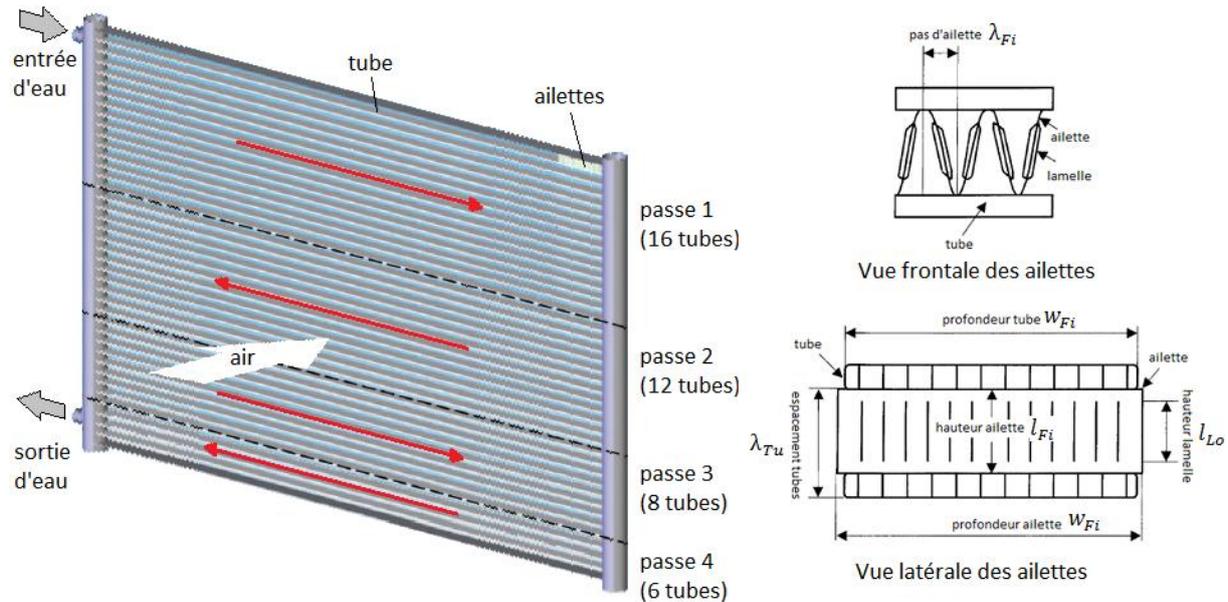


Figure 30 – Schéma de l'échangeur mini-canaux utilisé dans l'étude

L'échangeur est un condenseur à minicanaux en aluminium constitué de 4 passes. Les nombres de tubes pour chaque passe sont respectivement de 16, 12, 8 et 6 du haut vers le bas de l'échangeur. Chaque tube est subdivisé en 5 mini-canaux. Les dimensions caractéristiques de l'échangeur sont données dans le Tableau 9 en complément du schéma explicatif donné en Figure 30 (NB : la figure a été inspirée du schéma de Chen *et al.* (2013)).

Tableau 9 – Géométrie détaillée de l'échangeur utilisé

Largeur de l'échangeur l_{hex} (mm)	513	Pas d'ailette λ_{Fi} (mm)	1,1
Hauteur de l'échangeur s_{hex} (mm)	396	Epaisseur d'ailette δ_{Fi} (mm)	0,07
Nombre total de tubes N_{Tu}	42	Ecartement des lamelles λ_{Lo} (mm)	1,0
Nombre de canaux par tube N_{Ch}	5	Longueur de lamelle l_{Lo} (mm)	6,32
Aire frontale $l_{hex} \times s_{hex}$ (m ²)	0,203	Angle de lamelle θ (°)	20
Section perméable à l'air S (m ²)	0,153	Ecartement des tubes λ_{Tu} (mm)	9,17
Profondeur d'ailette/tube w_{Fi} (mm)	12	Epaisseur du tube δ_{Tu} (mm)	0,35
Longueur d'ailette l_{Fi} (mm)	7,42	Hauteur de tube s_{Tu} (mm)	1,75

Le fluide frigorigène de la climatisation automobile – du R134a – a été remplacé par de l'eau par simplicité et sécurité. En effet, un circuit avec du R134a nécessiterait un protocole spécifique d'utilisation, des précautions d'usage et un entretien régulier pour prévenir d'éventuelles fuites de ce

fluide possédant un haut potentiel à réchauffement global (PRG=1430). La circulation d'eau dans l'échangeur est effectuée à l'aide d'un thermorégulateur Vulcatherm 10805 de 10 kW. La température en entrée d'échangeur peut varier entre 10 et 110 °C. Le Vulcatherm ne permet pas de faire varier le débit (débit fixe de 600 kg.h⁻¹) mais un bypass a été adapté entre le départ et le retour du Vulcatherm afin de contrôler et changer le débit dans l'échangeur (cf. Figure 31). Ce bypass est constitué d'un robinet à soupape qui permet de rediriger une partie du débit directement vers le retour du Vulcatherm selon son degré d'ouverture. En aval du départ de fluide et après le bypass, un débitmètre a été installé. En faisant varier le débit dans l'échangeur grâce au bypass, une calibration du débit a été effectuée pour relier la tension de sortie du débitmètre U_w^{hex} (en V) avec la valeur de débit affiché \dot{m}_w^{hex} (en kg.h⁻¹). Cette calibration donne la relation empirique suivante :

$$\dot{m}_w^{hex} = 27173 \cdot U_w^{hex} - 112 \quad (46)$$

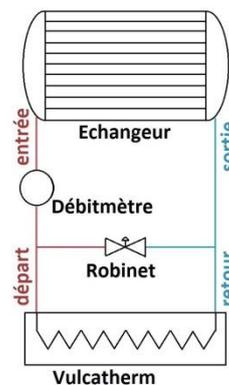


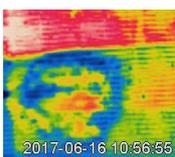
Figure 31 – Schéma de principe du circuit hydraulique de la maquette

II.3.2 Ventilation d'air

Le Groupe Moto-Ventilateur (GMV) est le ventilateur situé à l'arrière du condenseur de la machine frigorifique de la voiture. Il permet d'évacuer la chaleur du condenseur lorsque le véhicule est à l'arrêt ou roule lentement. Il possède 2 vitesses de fonctionnements, notés GMV1 et GMV2.

Le dispositif adopté pour mesurer le débit d'air consiste en une mesure indirecte du débit par tachymétrie. Pour cela, le GMV est relié par un tube métallique à un deuxième ventilateur en roue libre (cf. Figure 32). Ce ventilateur en roue libre est obtenu en enlevant à un GMV conventionnel les aimants du rotor assurant sa rotation. Un tachymètre compte le nombre de tours effectués par ce ventilateur en roue libre. Il ne suffit plus qu'à relier le nombre de tours à un débit.

Une calibration du débit d'air est effectuée avec la soufflerie de la veine ouverte, soit le dispositif utilisé par Tissot (2011). Dans cette soufflerie, le débit d'air généré par le ventilateur et laminarisé par les nids d'abeille est mesuré par un capteur de pression différentielle associé à un élément déprimogène.



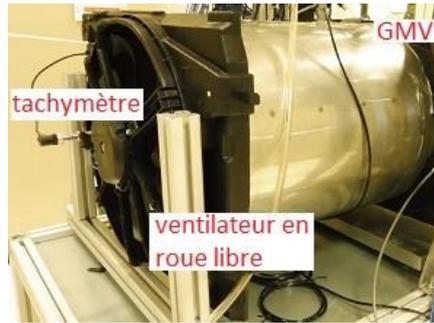


Figure 32 – Dispositif de mesure de débit d'air

Le capteur de pression, de type KIMO CP 200, est équipé d'une fonction permettant de calculer une vitesse puis un débit en gaine à partir de la pression différentielle. La fonction de calcul de la vitesse à partir de la pression différentielle est la suivante :

$$V_a = C_M \cdot C_C \cdot C_T \cdot \sqrt{\Delta P} = C_M \cdot C_C \cdot C_T \cdot \sqrt{P_{dyn} - P_{stat}} \quad (47)$$

Avec :

- V_a : la vitesse d'air, en $m \cdot s^{-1}$;
- ΔP : la pression différentielle, en Pa ;
- P_{dyn} : pression dynamique de l'air, en Pa ;
- P_{stat} : pression statique de l'air, en Pa ;
- C_M : coefficient de l'élément déprimogène (= 0,8165) ;
- C_C : coefficient d'adaptation de l'élément déprimogène aux caractéristiques du réseau aéraulique (= 1) ;
- C_T : coefficient de compensation en température. Ce dernier coefficient s'exprime en fonction de la température T (en °C) de la manière suivante :

$$C_T = \sqrt{\frac{547,2 \cdot T + 156842,77}{101325}} \quad (48)$$

A partir de la vitesse V_a , si la section S (en m^2) de la gaine est connue, le débit \dot{m}_a (en $m^3 \cdot h^{-1}$) se déduit comme suit :

$$\dot{m}_a = 3600 \cdot V_a \cdot S \quad (49)$$

Sachant que pour la veine ouverte, le diamètre de la section de la gaine est de 200 mm et qu'il suffit d'indiquer la température ambiante pour obtenir le coefficient de compensation en température, il est aisé de remonter à une valeur de débit.

La calibration de la tension de sortie analogique du tachymètre U_{tachy} en débit d'air \dot{m}_a s'est faite en écoulement turbulent (donc, sans nid d'abeille) de manière à correspondre à la gamme de débit de la maquette Renault. Ainsi, les valeurs de débits affichées à l'écran du boîtier du capteur de pression différentielle (CPD) sont très fluctuantes : il est nécessaire de moyenner les valeurs sur une longue période d'acquisition. Il a donc été décidé de filmer les valeurs affichées par le CPD à l'aide d'une caméra tout en enregistrant sur la centrale d'acquisition les tensions du tachymètre U_a de manière à faire la calibration $\dot{m}_a = f(U_a)$. Les images des valeurs du CPD subissent ensuite un

traitement d'image de reconnaissance de formes, le *machine learning*.

L'expérience a été réalisée à 4 valeurs différentes de température ambiante T_{amb} (15, 20, 25 et 35 °C) pour quantifier l'influence de la température sur la mesure du débit d'air. On a également fait varier le facteur d'intégration de la mesure de pression C_{IP} pour voir si la méthode d'intégration influait sur la mesure. Enfin, une comparaison entre des mesures faites avec la bonne compensation de température T_{corr} et des mesures à une température standard de 20 °C ont été effectuées pour estimer s'il était important de toujours corriger la température. Ainsi, la température ambiante, la température de compensation et le facteur d'intégration C_{IP} n'influent pas sur le résultat de la mesure. Ci-dessous l'ensemble des configurations testées :

Tableau 10 – Configurations testées pour le calibrage en débit

N	T_{amb} (°C)	T_{corr} (°C)	C_{IP}	Paliers approximatifs de débits (m ³ /h)
1	15	15	7	0/300/600/900/1200
2		20		
3	20	20	7	0/150/250/350/450/550/650 750/850/950/1050/1150/1250/1350
4	25	20	7	0/300/600/900/1200
5		25	0	
6			3	
7			7	
8			9	
9	35	20	7	
10		35		

La régression linéaire $\dot{m}_a = f(U_a)$ est déduite à partir des valeurs moyennes de débit et de tension de chaque palier de débit. La même caractéristique est obtenue pour les 10 configurations testées aux incertitudes de mesure près.

La fonction de calibration obtenue pour le débit d'air est donnée dans l'équation (50).

$$\dot{m}_a = 9480,22 \cdot U_a - 16,51 \quad (50)$$

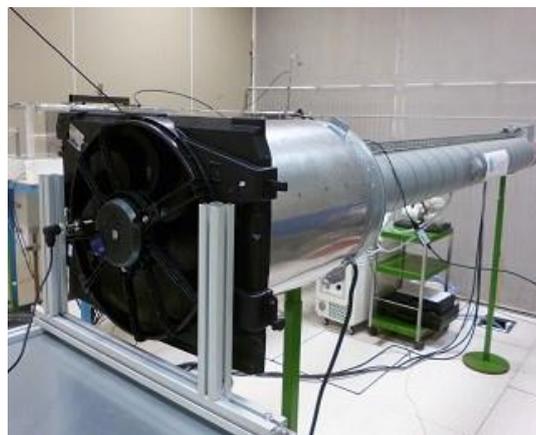
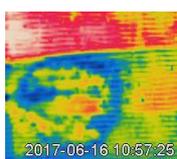


Figure 33 – Dispositif de calibration du tachymètre



II.4 Buses de brumisation

Lors de sa thèse, Tissot (2011) a choisi entre plusieurs technologies la buse la plus adéquate pour son application. Pour cela, il s'est basé sur plusieurs critères, dont le principal était le refroidissement de l'air. Il a démontré qu'une technologie de buse hydraulique haute pression, de la marque Climext, produisant un spray à cône plein était ce qu'il y avait de plus indiqué pour son application. Néanmoins, ses recommandations ne sont pas adaptées pour cette thèse car l'aspect embarqué de l'application automobile remet tout en cause. En effet, si la buse Climext crée un spray ultra fin (diamètre de Sauter de 10-20 μm) à un débit faible (1 à 2 $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$), la pression d'admission nécessaire est comprise entre 30 et 80 bar. Cela implique l'emploi d'une pompe haute pression qui serait encombrante et énergivore – dans le cas de Tissot (2011), une consommation de 600 W – et d'un circuit haute-pression nécessitant une maintenance coûteuse. Or, la présente étude vise le développement d'un dispositif de brumisation économe en énergie. Il a donc fallu se réorienter vers des technologies de buses fonctionnant à faibles débits (de l'ordre de 1 $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$, cf. parties II.1.2 et III.4.1.3) et à des pressions les plus faibles possibles. On présente donc dans cette partie les buses qui ont été utilisées ainsi que leur caractérisation, en granulométrie et en débit.

II.4.1 Présentation des buses utilisées

Au cours de la thèse, 2 technologies de buses hydrauliques ont été étudiées : des buses à cône creux et des buses à jet plat. D'une part, d'après les données du constructeur, les buses à cône creux permettent d'obtenir de très faibles débits d'eau (de l'ordre de 1 $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$, le débit recherché pour l'application) à une faible pression d'injection (3-10 bar). Cependant, le spray en forme de cône se déploie radialement ce qui peut être gênant pour la problématique d'encombrement de l'application automobile. D'autre part, les buses à jet plat ont des débits plus élevés à des pressions plus faibles par rapport aux buses à cône creux (environ 3 $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$ à 2 bar d'après les données du constructeur) mais ils ont l'avantage de se déployer axialement et de fonctionner sous des pressions plus faibles que les cônes creux.

Pour les buses à cône creux, le choix s'est porté sur les modèles 212.004 et 220.014 vendus par la marque Lechler. La Figure 34 montre ces deux buses en photos ainsi que sous forme de plans en coupe avec leurs cotes respectives.

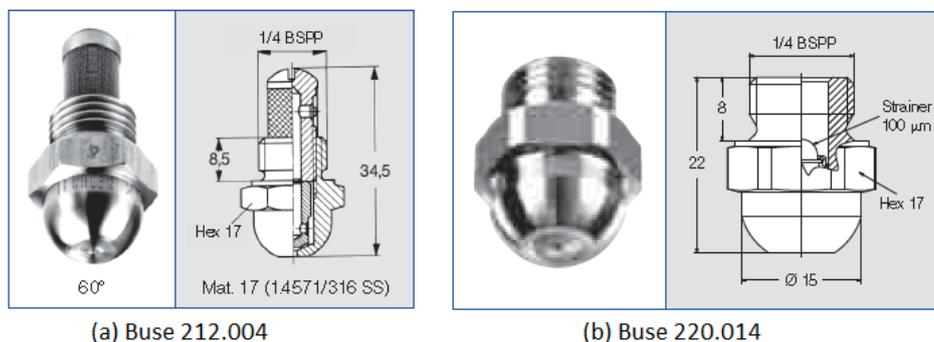


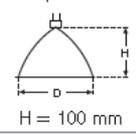
Figure 34 – Photos et plans des buses Lechler 212.004 (a) et 220.014 (b) (© Lechler)

La buse 212.004 est issue de la série de buses Lechler n°212 qui correspond à l'ancienne version de la série 220 dont vient la buse 220.014. Ces deux séries sont différentes par la manière dont le filtre est

implanté. La série 212 a un filtre vissé en sortie de buse qui peut être démonté tandis que pour la série 220, le filtre est intégré et n'est pas démontable (cf. Figure 34). Cette innovation permet un abaissement du prix de la buse (60 € au lieu de 98 €) et une élévation de la pression maximale admissible (100 bar au lieu de 20 bar) mais au détriment du bon fonctionnement de la buse à basse pression. En effet, la buse 212.004 a l'avantage de pouvoir fonctionner sous sa pression minimale de fonctionnement usuel définie par le constructeur, qui est de 5 bar (cf. partie II.4.4.2.1). De plus, cette buse ne s'est bouchée sur aucun des essais où elle a été utilisée. En revanche, les buses de la série 220 se bouchent souvent lors des essais et d'autant plus que leur orifice de passage est petit. Cette information implique que, dans le cadre de l'application automobile, il serait plus judicieux de se munir de buse(s) avec un système de filtre non intégré.

Les caractéristiques « constructeur » des 2 types de buses à cône creux sont données dans le Tableau 11. On retrouve l'angle de spray, le diamètre de l'orifice de sortie de la buse, le débit de buse pour des pressions entre 2 et 20 bar ainsi que le diamètre du spray à 1 m de la buse pour une pression d'injection de 5 bar. On voit ainsi que ces buses permettent d'obtenir un débit inférieur ou égal à $1 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ environ pour une pression jusqu'à 10 bar pour la 212.004 et jusqu'à 5 bar pour la 220.014.

Tableau 11 – Caractéristiques constructeur des 2 types de buses à cône creux (© Lechler)

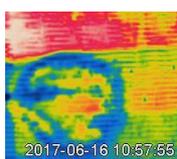
Angle de jet	Réf. buse Type	diamètre de perçage [mm]	diamètre de passage minimum [mm]	débit de buse [l/h]						Dimensions du jet D à p=5 bar 
				pression injectée [bar]						
				2,0	3,0	5,0	7,0	10,0	20,0	
60°	212.004	0,10	0,10	-	-	0,78	0,90	1,08	1,50	100
	220.014	0,15	0,15	-	0,90	1,14	1,32	1,62	2,28	100

Pour la buse à jet plat, le modèle TPU0017 du fabricant Spraying Systems a été testé. Ce modèle de buse est composé d'un ensemble de 4 pièces modulables (cf. Figure 35) : la tête de buse dans laquelle est foré l'orifice de sortie de la buse, le filtre-clapet et l'écrou associé au corps de la buse qui permettent de tenir l'ensemble.



Figure 35 – Schéma de principe de la buse jet plat (© Spraying Systems)

Le filtre clapet a pour rôle, d'une part, de retenir les impuretés de l'eau injectée dans la buse pour éviter le bouchage de la buse et d'autre part, d'empêcher le passage de l'eau en dessous d'une certaine pression, à l'aide d'un ressort, pour éviter le phénomène de goutte à goutte à l'arrêt de la brumisation. Ainsi, pour une pression d'injection de 2 bar, deux filtres clapet ont été testés, avec des pressions d'arrêt respectives de 0,7 bar et 1,4 bar. Les essais ont montré que le filtre-clapet de 0,7 bar était plus indiqué car à 1,4 bar les pertes de charge sont trop importantes et le spray ne se forme pas correctement.



Les caractéristiques « constructeur » de la buse jet plat sont données dans le Tableau 12. Il s’y retrouve les mêmes caractéristiques que pour les buses à cône creux : angle de spray, diamètre de l’orifice de buse et débit de la buse à différentes pressions (ici de 1,5 bar à 35 bar). On voit ici que les débits sont plus élevés pour que les buses à cône creux (d’un facteur 4 à 7), en raison d’un diamètre 2 à 3 fois supérieur d’orifice (0,28 mm contre 0,1 à 0,15 mm). Mais dans le même temps la pression minimale de fonctionnement usuel définie par le constructeur est de 1,5 bar contre 3 ou 5 bar. Par ailleurs, les angles de pulvérisation sont du même ordre, d’environ 60°.

Tableau 12 – Caractéristiques constructeur de la buse jet plat (© Spraying Systems)

Angle de pulvérisation à 3 bar	Dia. orifice équiv. (mm)	Débit (litres par heure)									Angle de pulvérisation (°)			
		0,4 bar	0,7 bar	1,5 bar	3 bar	6 bar	7 bar	15 bar	20 bar	35 bar	1,5 bar	3 bar	6 bar	15 bar
65°	0,28	–	–	2,82	4,02	5,70	6,00	9,00	10,2	13,8	44	65	77	86

Dans le cadre de la thèse, les caractéristiques de ces buses données par le constructeur ont été étayées par des mesures supplémentaires de débits et des relevés de granulométrie (cf. parties II.4.3 et II.4.4). On présente avant cela les pompes utilisées pour générer les sprays.

II.4.2 Pompes à disposition

Trois pompes différentes ont été utilisées lors des essais: une pompe de laboratoire de la marque Prominent, une pompe lave-glace prêtée par Renault et une pompe à membrane d’imprimante FuLiSiTe. La première pompe a été utilisée pour l’optimisation du système qui nécessitait d’effectuer un grand nombre d’essais et donc de disposer d’une pompe solide. La seconde pompe a été testée pour les premiers essais d’économie d’énergie et d’encombrement du dispositif de brumisation. La dernière pompe correspond au type de pompe à implémenter au final sur le véhicule.

II.4.2.1 Pompe de laboratoire Prominent

Il a ainsi été décidé de se munir d’une pompe Prominent car il s’agissait de tester une gamme de pressions importante à l’aide d’une pompe de laboratoire.

Les pompes Prominent sont des pompes notamment utilisées pour doser des produits chimiques en laboratoire et dans l’industrie, pour le traitement de l’eau en général (sanitaire, potable, piscine...), pour le dosage de désinfectants dans les circuits d’eau de refroidissement et aussi pour le dosage d’additifs.

Sur la Figure 36, on constate que les pompes Prominent permettent de couvrir une grande gamme d’utilisations. Comme les pompes Climext et Renault permettent de couvrir, pour de faibles débits, les basses pressions (0-3 bar) et les hautes pressions (30-80 bar), on choisit une pompe intermédiaire, c’est à dire une pompe qui allie à la fois débit faible et pression moyenne. En l’occurrence, les pompes de type Beta 5 répondent à ce critère, puisqu’elles peuvent aller jusqu’à 25 bar.

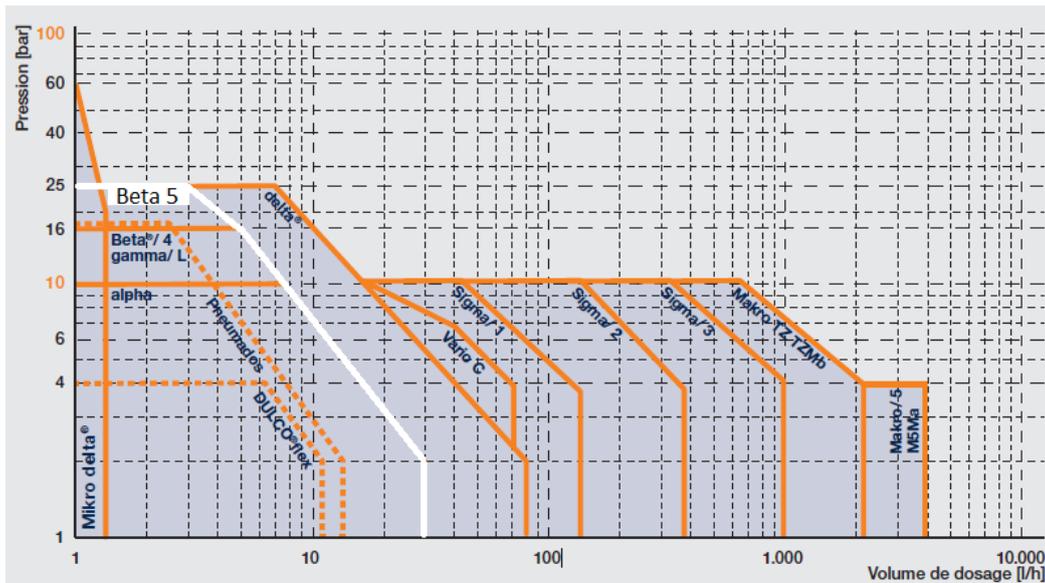


Figure 36 – Caractéristiques pression vs débit des pompes Prominent (© Prominent)

Il s'agit de pompes doseuses électromagnétiques à membrane. La Figure 37 montre une coupe longitudinale de l'appareil pour illustrer l'explication donnée ci-après du fonctionnement de ce type de pompe.

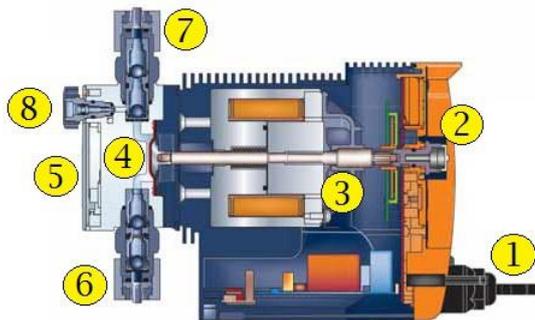
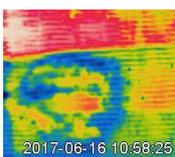


Figure 37 – Coupe longitudinale de la pompe Prominent (© Prominent)

Ainsi, l'alimentation électrique en 220 V (1) permet, par la création d'un champ magnétique, d'activer ou non un aimant (2) de façon cyclique. Quand il est activé, l'aimant fait avancer l'axe magnétique (3). Quand il est désactivé, il le fait reculer. Ce mouvement de va et vient est transmis à la membrane (4) dans la tête de dosage (5). Deux clapets antiretour empêchent le retour du fluide de dosage vers l'aspiration (6) pendant le processus de pompage. Au refoulement (7), le débit peut être réglé avec la longueur et la fréquence de la course de l'axe magnétique. Au niveau de la tête de dosage, il existe la possibilité d'expulser les bulles d'air via le purgeur (8).

Parmi les pompes Beta, la pompe choisie est la pompe Beta b BT5b 2504. Cette dernière a une contrepression maximale de 25 bar et un débit correspondant de $2,9 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$. Elle consomme en moyenne 19,2 W. Le nombre maximal d'impulsions ou de courses qu'elle peut effectuer par minute est de 180. Au niveau du débit (ou de la pression), le capteur de pression réagit aux impulsions et donne des valeurs de pressions oscillantes.

Il faut donc adjoindre à la pompe un amortisseur de pulsations. Ce dernier, en acier inoxydable, est surdimensionné, puisque sa pression maximale d'utilisation est de 200 bar. Il a cependant été choisi



car les amortisseurs de pulsation en PVC ne peuvent monter jusqu'à 25 bar, et les autres amortisseurs en inox travaillent à des débits beaucoup trop élevés. La Figure 38 montre le montage final effectué avec la pompe Prominent.

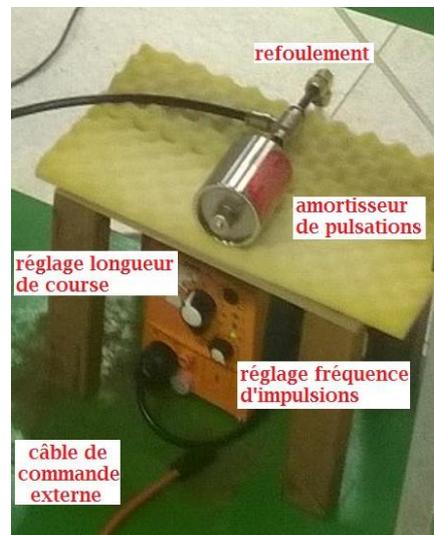


Figure 38 – Montage de la pompe Prominent

L'amortisseur de pulsation dispose d'un réglage qui lui permet d'amortir 80 à 90 % des pulsations pour une pression donnée. Ce réglage se fait en injectant un certain volume d'azote dans le réservoir de l'amortisseur. Plus ce volume est important, plus l'amortissement sera important, et donc, plus la pression optimale de réglage sera élevée. Le réglage de l'amortisseur se fait à la pression d'injection du gaz, et correspond à environ 70 % de la pression recherchée.

Cependant, avec l'amortisseur, la stabilisation à une valeur donnée de pression peut prendre un certain temps (jusqu'à 10 minutes). Lors des essais, la pompe n'est donc jamais éteinte, le circuit est maintenu sous pression et l'eau est redirigée vers le réservoir hors périodes de brumisation.

En conclusion, cette pompe a l'avantage d'avoir un réglage fin en pression, d'être dans la bonne gamme de débit/pression pour l'application visée et d'avoir une plage de pression étendue (jusqu'à 25 bar). En revanche, l'inertie de la mise en marche oblige à la faire fonctionner en continu.

II.4.2.2 Pompe lave-glace Renault

La pompe Renault sert habituellement à acheminer le liquide lave-glace jusqu'à une buse qui le projette sur le pare-brise de la voiture. Il s'agit d'une pompe centrifuge à entraînement magnétique dont la tension standard d'alimentation du moteur électrique est de 12 V.

Une pompe centrifuge est une machine rotative qui pompe un liquide en le forçant au travers d'une roue à aube ou d'une hélice appelée impulseur ou turbine. Un exemple de ce type de pompe est illustré sur la Figure 39.

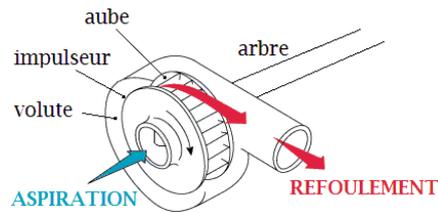


Figure 39 – Schéma de principe de la pompe centrifuge (© maxicours.com)

Pour entraîner la roue via l'arbre du moteur, les pompes à entraînement magnétique utilisent deux aimants. L'un des aimants est fixé sur l'arbre. L'autre aimant est fixé sur la roue. L'alimentation électrique en courant continu fait tourner les engrenages du moteur ce qui entraîne la rotation de l'arbre et de son aimant, et donc de l'aimant de la roue, et par conséquent de la roue elle-même.

Cette pompe lave-glace, de petite taille, est directement fixée à son réservoir, rempli soit d'eau pure, soit de liquide lave-glace. C'est une pompe auto-amorçante, munie d'un filtre à l'aspiration. Elle est dite duale, du fait qu'elle ait 2 orifices de sortie, reliés à 2 buses. Sa consommation standard est de 36 W et elle fournit un débit de 0,75 L/min à une pression de 66 kPa, soit 0,66 bar.

Cette pompe n'est censée fonctionner que quelques heures dans l'année - 6 h grand maximum d'après un calcul (en conduisant tous les jours, et avec une utilisation quotidienne du lave-glace d'une minute) - et à chaque fois seulement quelques secondes. Elle n'est donc pas calibrée pour un usage de longue durée.

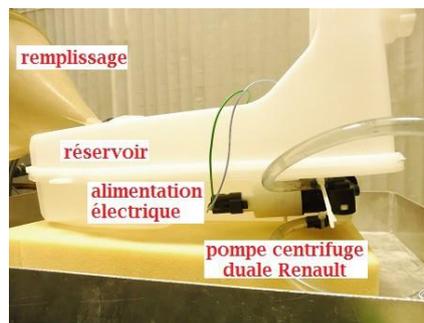


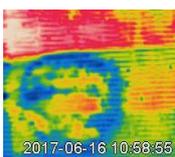
Figure 40 – Pompe lave-glace Renault

Les essais avec cette pompe ont montré qu'elle pouvait supporter un fonctionnement pendant 10 minutes à une tension proche de 12V plusieurs fois d'affilée avec des pauses inférieures à 20 min. Cependant, elle s'échauffe beaucoup.

En conclusion, cette pompe a l'avantage d'avoir une consommation très faible et d'être peu encombrante. Néanmoins, la pression qu'elle peut fournir reste faible (inférieure à 3 bar) et elle s'échauffe.

II.4.2.3 Pompe d'imprimante FuLiSiTe

La pompe d'imprimante est une pompe à membrane dont le principe de fonctionnement est le même que celui de la pompe de laboratoire Prominent. Cependant, sa gamme de fonctionnement est plus restreinte. En effet, la pompe Prominent a une pression maximale de 25 bar pour un débit de $2,9 \text{ kg.h}^{-1}$, alors que la pompe FuLiSiTe a une pression maximale de 4 bar pour un débit de 6 kg.h^{-1} . Cette pompe a l'avantage d'avoir une consommation électrique extrêmement faible de 3 W (tension



de 12 V, courant de 0,25 A). De plus, elle est très peu encombrante avec des dimensions de 41x28,5x50 mm³ et pèse 70 g.



Figure 41 –Photo de la pompe d'imprimante FuLiSiTe

Cette dernière pompe est donc intéressante à la fois pour l'économie d'énergie, le coût, et l'encombrement. Dans le cadre du projet EfficAC, elle a été choisie pour les essais d'implémentation de la brumisation sur véhicule, après que les pompes Prominent et lave-glace Renault ont servi respectivement pour la caractérisation physique avec les buses à cônes creux et les premiers essais d'abaissement en pression (afin de limiter la consommation énergétique) d'abord avec les buses à cône creux puis avec les buses à jet plat.

II.4.3 Débits des buses et taux d'évaporation

II.4.3.1 Sprays: débits et pressions

Les deux paramètres de contrôle principaux concernant la brumisation sont le débit et la pression d'eau injectée. Le débit renseigne sur la dépense en eau et la pression est liée à la consommation énergétique. La pression permet également de savoir quand la buse est bouchée, ou quand la brumisation est arrêtée. Les deux paramètres sont liés.

Le débit d'eau est mesuré à l'aide d'une balance. L'eau injectée est pompée dans un réservoir. Lors de la brumisation, la masse de ce réservoir va baisser linéairement : le débit d'eau correspondra à l'opposé du coefficient directeur de la pente. La pression d'eau injectée est mesurée avec un capteur de pression situé en amont de(s) buse(s). Dans les 2 cas, il faut effectuer une calibration entre la tension du signal recueilli à la centrale d'acquisition et la grandeur souhaitée (pression ou débit).

Pour la balance, de la marque Mettler, ceci est réalisé avec des poids référence en lisant la valeur de masse m (en g) affichée par la balance tout en enregistrant la tension correspondante U_m (en V). La calibration de la balance s'est faite avec 24 poids différents et a donné :

$$m = 1587,761 \cdot U_m - 657,507 \quad (51)$$

Le capteur de pression est étalonné avec un calibrateur en pression, qui permet par pression manuelle de calibrer les pressions entre 0 et 30 bar.

La calibration du capteur de pression s'est faite avec 13 pressions différentes et a donné la calibration suivante, avec P en bar et U_p en V :

$$P = 1071,453 \cdot U_p + 0,314 \quad (52)$$

Après la calibration en débit et en pression, trois relations débit/pression ont été établies pour trois buses sur trois plages de pressions différentes :

- la buse LECHLER 212.004 à cône creux entre 0,5 et 3 bar avec la pompe Renault. On fait varier la pression d'injection par le biais de la tension d'alimentation de la pompe. On teste ainsi 5 tensions différentes : 5, 7, 9, 11 et 12,5 V, et on regarde quelle granulométrie est obtenue avec le Spraytec (cf. partie II.4.4.2.1) ;
- la buse LECHLER 220.014 à cône creux, utilisée pour évaluer le taux d'évaporation, avec des pressions entre 3 et 20 bar, obtenues avec la pompe Prominent.

Pour les 2 buses LECHLER, les valeurs montrent que la relation entre le débit \dot{m} (en $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$) et la pression P (en bar) est régie par la loi de Bernoulli :

$$\dot{m}(P) = 0,4 \cdot P^{0,5} \quad (53)$$

Pour la buse jet plat Spraying Systems, la pression d'injection a été fixée à 2 bar. La pompe lave-glace a été utilisée comme source d'alimentation en eau.

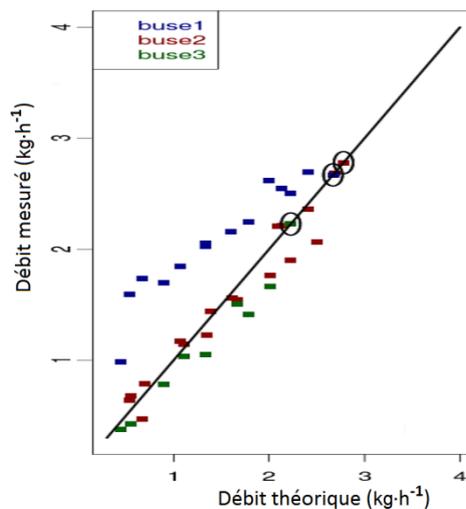
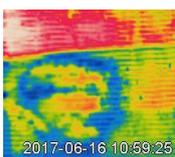


Figure 42 – Débit mesuré en fonction du débit théorique pour la buse jet plat à $P = 2$ bar en fonctionnement continu et intermittent

Etant donné que la pression d'injection a été fixée à 2 bar, les différents débits de la Figure 42 ont été obtenus en saccadant le débit par intermittence (cf. partie I.3.3.5). Le débit mesuré a été comparé au débit théorique obtenu par calcul à partir du débit continu et du rapport cyclique d'ouverture. Les mesures ont été faites sur 3 buses différentes pour évaluer la reproductivité de la mesure. Les données obtenues sont présentées dans la Figure 42. En fonction de la buse, on observe une variation du débit continu entre 2,5 et 3 $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$ (mesures entourées). Pour les buses 2 et 3, le débit mesuré est conforme au débit théorique : il y a une parfaite intermittence du spray. Pour la buse 1, le débit mesuré est un peu supérieur au débit théorique, ce qui peut être dû à un débit de fuite lorsque



l'alimentation en eau de la buse est coupée. Ces résultats montrent une bonne reproductibilité de la mesure et la possibilité d'abaisser le débit des buses à jet plat.

Pour l'ensemble des buses, les débits mesurés sont inférieurs aux débits donnés par le constructeur : cela peut être attribuable à un protocole de mesure différent. On peut supposer que cela soit dû à une mesure du constructeur faite sur un temps court et qui donne un débit plus élevé.

II.4.3.2 Taux d'évaporation

Pour les buses Climext, Tissot (2011) avait déterminé que l'eau s'évaporait de 7,3 à 18 % à co-courant et de 70 à 80 % à contre-courant dans l'air avant d'entrer en contact avec la surface de l'échangeur. Afin de déterminer approximativement ce taux d'évaporation pour les buses LECHLER, une expérience a été réalisée. Une plaque métallique a été placée à 1 cm devant l'échangeur, sans boucher les ailettes de l'échangeur à mini-canaux, de telle sorte que toute l'eau non évaporée soit récupérée sur sa surface. Cette plaque sert donc à récupérer l'eau non évaporée. Comme cet obstacle modifie l'écoulement d'air autour de lui, la buse est placée à co-courant de l'écoulement d'air et à 10 cm de la surface de la plaque métallique. De cette façon, les configurations avec et sans plaque restent proches, la seule différence étant que le spray est un peu moins resserré avec la plaque. On retrouve ce simple dispositif sur la Figure 43. L'expérience est menée à plusieurs pressions d'injection P (3, 5, 10, 21 et 35 bar), à un débit d'air, correspondant à GMV1 (450 kg.h⁻¹), à température ambiante et sans écoulement de fluide dans l'échangeur (de manière à limiter au maximum l'évaporation de l'eau qui impacte la plaque).



Figure 43 – Mesure du taux d'évaporation

Un bac situé sous la buse et la plaque métallique récupère l'eau non évaporée. Ainsi, la pesée du réservoir renseigne sur la masse injectée, celle du bac et de la plaque sur la masse non évaporée. La différence des 2 sur la masse totale injectée donne le taux d'évaporation τ_{evap} . Le récapitulatif des mesures est donné dans le Tableau 13.

Tableau 13 – Taux d'évaporation pour la buse LECHLER 220.014

P (bar)	\dot{m}_w^{nz} (kg.h ⁻¹)	τ_{evap} (%)	\dot{m}_{evap} (kg.h ⁻¹)
3	0,87	19,2	0,17
5	1,03	14,2	0,15
10	1,34	12,3	0,16
20	1,88	11,8	0,22

On obtient ainsi un taux d'évaporation compris entre 10 et 20 %, autrement dit des valeurs équivalentes à celles trouvées par Tissot (2011). Comme ce taux diminue avec la pression, cela

indique que la masse évaporée augmente moins vite que la masse injectée. Ainsi, pour les buses à cône creux, le gain de fragmentation du jet n'est pas suffisant à faible distance d'impact pour augmenter le taux d'évaporation des gouttelettes. L'augmentation de la pression ne fait donc qu'augmenter le débit et la consommation énergétique dans les conditions de notre étude, alors que l'on recherche au contraire à minimiser ces deux facteurs. Cela montre que la majorité de l'échange thermique se fera par l'évaporation du film formé suite au contact du spray sur la surface de l'échangeur et qu'il y a tout intérêt à abaisser la pression.

II.4.4 Granulométrie des buses

Deux techniques de mesures granulométriques ont été utilisées dans le cadre de ces travaux pour caractériser expérimentalement les sprays : une mesure ponctuelle par anémométrie à phase Doppler (PDA) et une mesure intégrale à diffraction laser (nommé Spraytec). Ces deux techniques sont présentées dans un premier temps. Les résultats préliminaires de caractérisation de sprays utilisés par la suite pour améliorer le fonctionnement du système de climatisation sont ensuite présentés.

II.4.4.1 Techniques de mesures granulométriques

II.4.4.1.1 Mesure ponctuelle par Anémométrie à phase Doppler (PDA)

Le principe de fonctionnement de la mesure par Anémométrie à phase Doppler (PDA) est présenté sur la Figure 44.

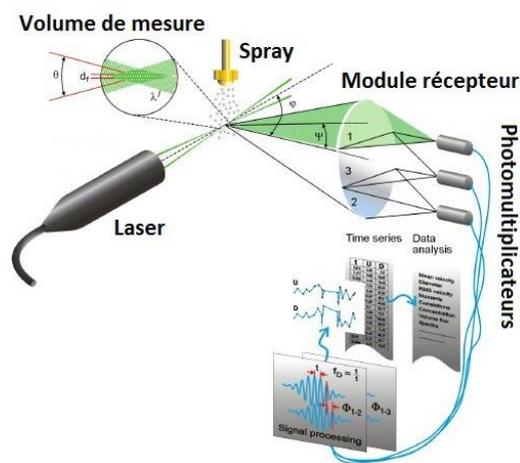
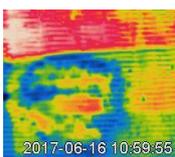


Figure 44 – Principe de fonctionnement du PDA (© LMFA)

Le principe de mesure par PDA consiste à générer un laser à partir d'un gaz d'argon ionisé, dont seule la raie verte à 514,5 nm est utilisée. Un séparateur optique permet de diviser le laser en deux faisceaux distants de 60 mm et parallèles. Un des faisceaux passe ensuite dans une cellule de Bragg où elle est déphasée de 40 MHz par rapport à l'autre faisceau. Puis, une lentille convergente permet de croiser les deux faisceaux. Le volume de mesure correspond au croisement des deux lasers. A l'intérieur de ce volume de contrôle, un réseau de franges d'interférences est généré. Lorsqu'une particule traverse cette zone, elle va rayonner dans toutes les directions. L'intensité de ce rayonnement dépend de la frange sur laquelle la particule est centrée. En effet, si celle-ci est centrée sur une frange brillante, la particule considérée diffuse fortement alors qu'elle diffuse peu au passage d'une frange sombre. Le déphasage mesuré entre les photomultiplicateurs permet, en



connaissant l'indice de la particule, de remonter à la taille de la goutte. La vitesse de la particule est quant à elle calculée grâce à la fréquence Doppler du signal diffusé par la particule lors de sa traversée dans le réseau d'interfranges.

Le PDA permet notamment d'évaluer :

- l'angle du spray ;
- la longueur de pénétration du spray dans l'air ;
- la symétrie (ou l'asymétrie) du spray ;
- la taille, la sphéricité, la vitesse et la concentration des gouttelettes ;
- l'évaporation des gouttelettes ;
- l'interaction des gouttelettes avec une surface.

II.4.4.1.2 Mesure intégrale par diffraction laser (Spraytec)

Afin de déterminer la distribution fréquentielle de tailles de gouttes, un des outils utilisé est le Spraytec. Ce capteur granulométrique utilise la technique de diffraction laser pour mesurer la taille des particules et gouttelettes pulvérisées. Cette technique consiste à mesurer l'intensité de la lumière diffusée lors du passage d'un faisceau laser à travers un spray : il s'agit d'une mesure intégrale et non d'une mesure ponctuelle. Les gouttelettes présentes au passage du laser créent une extinction et une rétrodiffusion caractéristiques de leur taille et de leur nombre. Le système peut réaliser jusqu'à 10 000 mesures en une seconde, ce qui permet de tenir compte des changements rapides de taille de gouttelettes dans le temps. Les données sont ensuite analysées afin de calculer la taille des gouttelettes qui ont créé l'image de diffraction. L'analyse des données est basée sur les théories de diffraction de Fraunhofer et de dispersion de Mie alliées à une correction brevetée de Malvern Instruments prenant en compte la diffraction multiple. Ainsi, Malvern Instruments garantit une exactitude, une répétabilité et une reproductivité des résultats en dessous de 1 %.

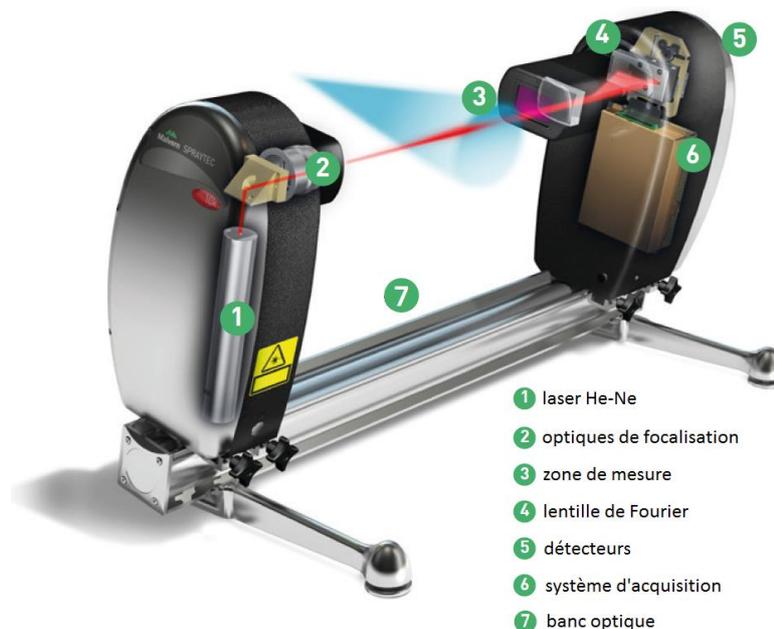


Figure 45 – Schéma de principe du Spraytec (© Malvern)

D'après la Figure 46, le dispositif Spraytec comprend les éléments suivants :

- un module émetteur qui contient la source de lumière laser He-Ne (1) et la collimate (2) à 632,8 nm de manière à délimiter une zone de mesure (3) dans la pulvérisation.
- un module récepteur muni d'une lentille de focale 300 mm (4) qui concentre toute la lumière diffusée par la pulvérisation sur une série de détecteurs (5). Ces détecteurs mesurent avec précision l'intensité de la lumière diffusée par les gouttelettes pulvérisées sur une plage d'angles étendue (de 0,015 à 17 °). Avec la focale de 300 mm, les tailles des particules peuvent être mesurées de 0,1 à 900 μm .
- le logiciel Spraytec qui commande le système (6) pendant la mesure et analyse les données de diffusion pour calculer les distributions de tailles des particules de l'aérosol. Les résultats s'affichent sous la forme d'un historique des tailles qui permet de détecter immédiatement n'importe quel changement de taille des gouttelettes dans le temps.
- un banc optique (7) qui assure que l'émetteur et le récepteur sont alignés. Sa longueur peut s'adapter à différentes applications, avec une longueur maximale de 2,5 m.

II.4.4.2 Résultats préliminaires de granulométrie

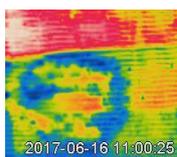
Pour les caractérisations de sprays, les mesures ont été faites sur la buse à cône creux et la buse à jet plat. Pour les buses à cônes creux LECHLER, le Spraytec et le PDA ont été utilisés, tandis que pour les buses à jet plat Spraying Systems, seul le Spraytec a été utilisé.

Toutes les mesures avec le Spraytec ont été effectuées avec la buse en position horizontale, centrées sur l'orifice de sortie de la buse et à température d'eau injectée ambiante. Pour ces mesures, un bac de rétention d'eau a été utilisé, comme on peut le voir sur la Figure 46.



Figure 46 – Installation utilisée pour le Spraytec

Des mesures à blanc et avec buse ont été effectuées, avec et sans le bac, afin de vérifier si celui-ci perturbait la mesure. Des mesures avec et sans lumière dans le local ont également été faites pour estimer si ce facteur pouvait modifier la mesure. Dans tous les cas, il a été observé que ni la présence du bac, ni la lumière de la salle n'influaient sur la mesure.



Pour la buse à cône creux LECHLER, les deux séries de mesures avec le Spraytec et le PDA ont été effectuées dans les conditions suivantes :

- la première série concerne des mesures réalisées avec le Spraytec à très basses pressions d'injection (en dessous de 3 bar) avec la pompe lave-glace Renault. Ces mesures ont été effectuées pour vérifier si cette pompe, couramment utilisée dans le milieu automobile et dont le principal intérêt est d'avoir une très faible consommation énergétique, permettait d'obtenir une distribution de tailles de gouttes acceptable à très basse pression.
- la seconde série concerne des mesures effectuées avec le PDA (située à Irstea de Montpellier) pour pouvoir comparer les résultats du Spraytec avec les résultats obtenus avec une autre technique de mesure granulométrique. Dans ce cas, 3 pressions d'injection - 3, 5 et 10 bar - et deux distances à la nappe laser - 1 et 10 cm - ont été testées.

Pour la buse jet plat, une mesure de granulométrie a été faite à 10 cm de l'orifice de buse et est présentée à la suite des résultats obtenus avec la buse à cône creux.

Il est à noter que pour le calcul du diamètre de Sauter, le Spraytec donne des valeurs instables et incohérentes surtout lorsque la buse est éloignée de la zone de mesure et que le spray forme un cône creux. En revanche, les valeurs des diamètres caractéristiques $D_{0,1}$, $D_{0,5}$ et $D_{0,9}$ (cf. partie I.2.3) sont stables quelle que soient la pression, la distance et la forme du spray. Pour cette raison, toutes les valeurs de SMD présentées par la suite sont calculées avec la relation liant le SMD aux deux coefficients q et X de la distribution de Rosin-Rammler. Ces deux derniers coefficients sont eux-mêmes déterminés à partir des diamètres caractéristiques.

La relation liant le SMD avec q et X est :

$$SMD = \frac{X}{\Gamma\left(1 - \frac{1}{q}\right)} \quad (54)$$

Avec Γ , la fonction gamma, une fonction mathématique complexe telle que pour tout nombre complexe z avec $\text{Re}(z) > 0$:

$$\Gamma: z \rightarrow \int_0^{+\infty} t^{z-1} e^{-z} dt \quad (55)$$

II.4.4.2.1 Mesures PDA pour la buse à cône creux

Les objectifs des campagnes de mesures réalisées par Irstea de Montpellier avec le PDA sont de :

- caractériser les hétérogénéités spatiales des buses à cône creux ;
- comparer les valeurs avec la caractérisation faite avec le Spraytec ;
- étudier l'influence de la température d'eau sur les caractéristiques du spray.

Trois séries de mesures ont ainsi été réalisées avec le PDA :

- une série à 10 bar avec l'eau à température ambiante ;
- une série à 5 bar avec l'eau à température ambiante ;
- une série à 5 bar avec l'eau à 60°C.

Pour chacune de ces séries, le PDA a balayé les coupes transversales du spray situées entre 10 et 100 mm de l'orifice de sortie de la buse.

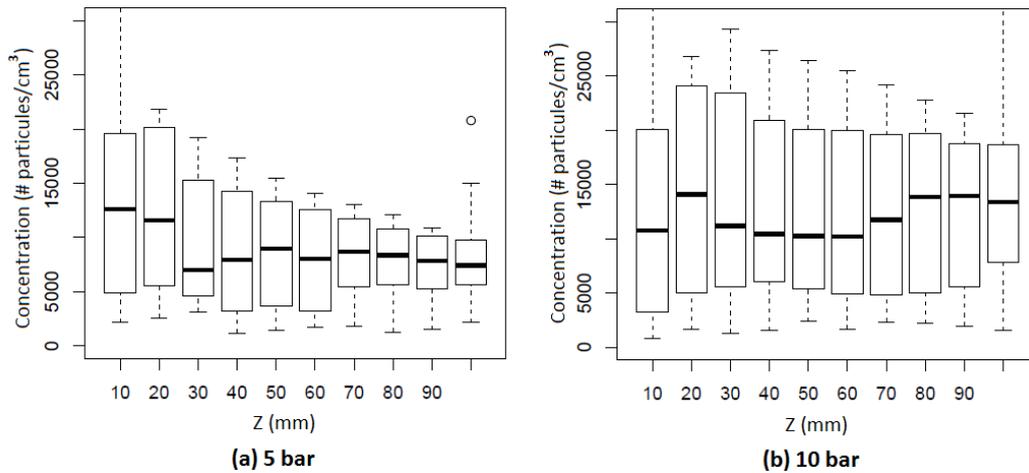


Figure 47 – Evolution de la concentration des gouttelettes sur l'axe longitudinal pour 5 et 10 bar

Parmi les informations fournies par le PDA, trois grandeurs nous intéressent plus particulièrement : la concentration C en nombre de particules par cm^3 , le diamètre de Sauter D_{32} en μm et la vitesse des particules v en $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$. On retrouve sur les figures Figure 47, Figure 48 et Figure 49 l'évolution de ces 3 grandeurs le long de l'axe longitudinal au spray pour les pressions de 5 et 10 bar, avec l'eau à température ambiante.

A 10 bar, la concentration en nombre de particules reste relativement stable autour de 12 000 particules. cm^{-3} . A 5 bar, la concentration en nombre est plus faible : elle est stable autour de 8 500 particules. cm^{-3} . Si la diminution de la concentration en nombre peut être liée à une diminution du débit d'eau, cette baisse est aussi due au fait qu'à 5 bar les gouttes ont des diamètres plus importants qu'à 10 bar.

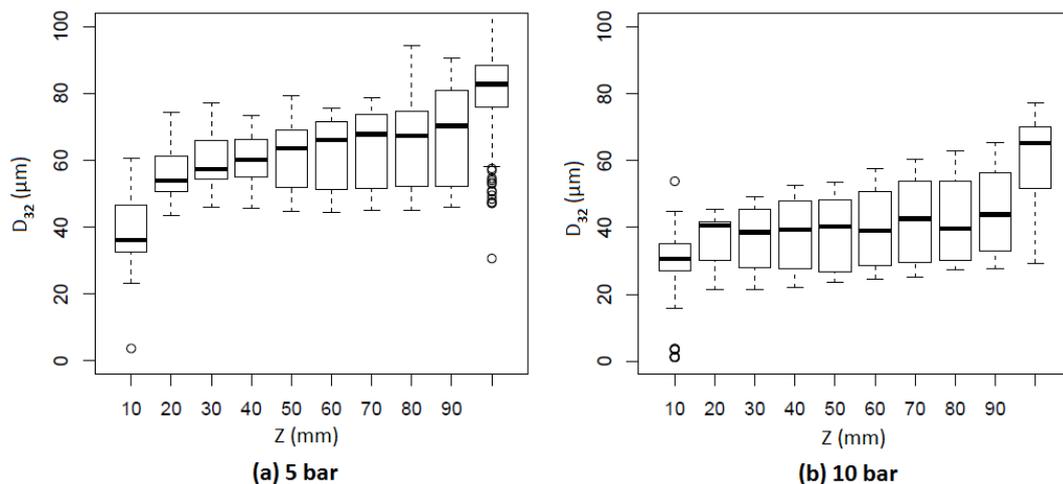
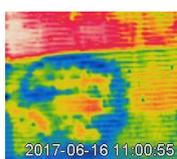


Figure 48 – Evolution du diamètre de Sauter sur l'axe longitudinal pour 5 et 10 bar

D'après la Figure 48, sur les 2 premiers centimètres de l'axe longitudinal (zone de formation du spray), les diamètres de Sauter médian sont équivalents à 5 et 10 bar (34 μm dans le premier cas et 29 μm dans le second). Passée cette zone de formation du spray, les particules grossissent très vite à 5 bar. Ainsi, le diamètre de Sauter médian augmente brusquement à 50 μm et continue d'augmenter



avec la distance à 5 bar, alors que pour 10 bar, la médiane se maintient globalement autour de 40 μm . A 90 mm du nez de la buse, la médiane du diamètre de Sauter est de 42 μm à 10 bar et de 70 μm à 5 bar. Pour les 2 sprays, les diamètres moyens augmentent progressivement avec l'apparition de plus grosses gouttes obtenues par coalescence et par évaporation des plus petites. La même évolution est observée avec le Spraytec (cf. partie II.4.4.2.2).

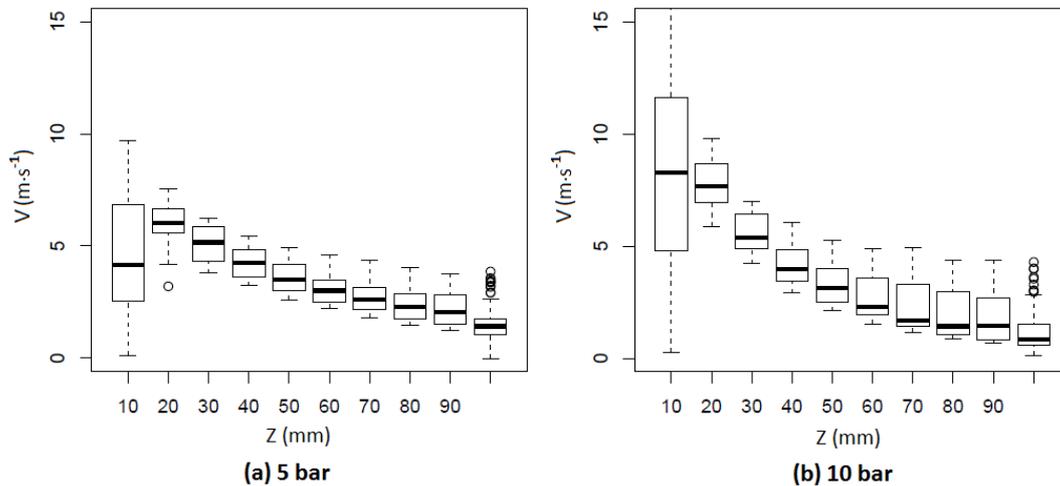


Figure 49 – Evolution de la vitesse des gouttelettes sur l'axe longitudinal pour 5 et 10 bar

Pour les vitesses, conformément aux attentes, les vitesses initiales des particules (zone 1-2 cm) sont plus faibles à 5 bar. A 10 bar, les vitesses des particules sont très hétérogènes au départ avec une médiane à 8 m.s^{-1} puis les vitesses s'harmonisent et décroissent très rapidement : elles sont divisées par 10 à 100 mm. Après 10 cm, il ne subsiste qu'un faible amas de particules rapides. A 5 bar, si les vitesses initiales sont plus faibles, la décroissance est moins rapide. A 90 mm, la vitesse médiane observée est de 1,5 m.s^{-1} à 10 bar quand elle est de 2 m.s^{-1} à 5 bar. Du fait du grossissement en taille des particules à 5 bar, la vitesse de sédimentation des particules augmente, ce qui peut expliquer la moindre décroissance des vitesses.

Pour ce qui concerne la série d'essais réalisés à 5 bar et à une température de 60 °C, on observe que les vitesses au centre du spray sont un peu plus élevées qu'à température ambiante (20 °C) et diminuent aussi rapidement, comme à 10 bar. Le diamètre des gouttes ($D_{32} = 58 \mu\text{m}$ à 90 mm) est légèrement plus faible qu'à température ambiante. Le chauffage de l'eau a ainsi affecté le spray, donnant aux profils une allure plus conforme aux résultats observés à 10 bar.

II.4.4.2.2 Mesures Spraytec pour la buse à cône creux

Les mesures de la buse à cône creux LECHLER 212.004 sont faites à 4 cm de l'orifice de sortie et ont duré 10 minutes. Les basses pressions testées, en dessous de 3 bar, se situent en dessous de la pression minimale d'utilisation de la buse indiquée par le constructeur (5 bar). La seconde série de mesures s'est faite dans les mêmes conditions expérimentales que celles effectuées avec le PDA (Irstea de Montpellier) : 2 pressions d'injection à 5 et 10 bar, ainsi que 2 distances de 1 et 10 cm à l'orifice de sortie de la buse. Une mesure supplémentaire de pression à 3 bar a été ajoutée afin de faire un lien avec la partie précédente et voir si le résultat est toujours le même si on utilise la pompe Prominent ou la pompe Renault. L'ensemble des grandeurs obtenues sont données dans le Tableau 14. On retrouve les distributions de tailles de gouttes correspondantes sur les Figure 51 et Figure 52.

Tableau 14 – Tableau récapitulatif des mesures Spraytec pour la buse LECHLER 212.004

série	P_{inj} (bar)	d (cm)	SMD (μm)	$D_{0,1}$ (μm)	$D_{0,5}$ (μm)	$D_{0,9}$ (μm)
1	0,5	4	207	142	247	414
	1		131	70	171	370
	1,5		87	50	134	386
	2,2		56	39	99	253
	2,8		54	35	85	212
2	3	1	57	35	79	150
		10	64	46	71	110
	5	1	36	22	54	110
		10	51	36	57	90
	10	1	22	14	31	64
		10	39	27	45	71

Sur la Figure 50, des visuels du spray éclairés par le laser du Spraytec permettent d'illustrer l'explication des valeurs de diamètres trouvées dans le Tableau 14. La première image illustre le spray tel qu'il est à une tension d'alimentation de 3 V. Cette tension correspond à la pression minimale applicable à la buse pour qu'il en sorte un jet (environ 200-300 mbar). A cette pression aucune distribution de tailles de goutte n'a été faite car, comme on peut le constater, il sort de la buse un jet rectiligne et la fragmentation du jet est extrêmement limitée.

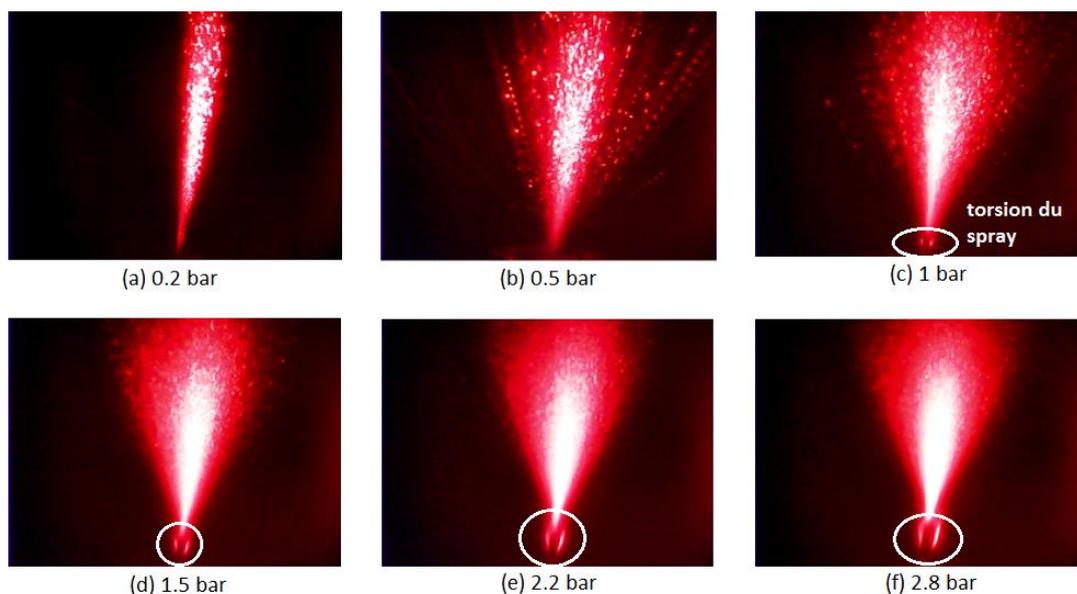
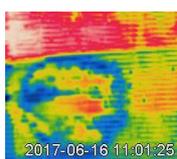


Figure 50 – Visuels du spray LECHLER à différentes pressions

A 0,5 bar (figure b), la fragmentation commence : on peut voir les fils ou ligaments qui se forment avec la perforation du jet après son expansion. Ces ligaments sont particulièrement visibles à la périphérie du spray. On voit également que certains de ces ligaments semblent se séparer en plusieurs gouttelettes. Ces gouttelettes sont facilement visibles à l'œil nu, ce qui est en accord avec un spray dont le diamètre de Sauter est proche de 200 μm . Pour cette pression, le spray est encore désordonné – certains ligaments étant expulsés de manière anarchique loin du cône du spray – et la pression n'est pas suffisante pour fragmenter correctement le jet.

A 1 bar, il reste très peu de ligaments en dehors du cône du spray. Le spray est entraîné dans un



mouvement tourbillonnaire en sortie de buse : la spirale est visible à la base du spray. Ce phénomène s’amplifie au fur et à mesure que la pression augmente. Il est dû au fait que la buse est hydraulique à générateur de tourbillon, plus généralement appelée simplex (cf. annexe B). Ce mouvement de torsion correspond à la chute brutale du diamètre de Sauter qui passe de 207 à 131 μm . La subsistance de ligaments maintient le diamètre de Sauter à une valeur élevée.

A 1,5 bar, les ligaments disparaissent et le spray est « bien » formé : le diamètre de Sauter chute encore et passe en dessous des 90 μm . Cette transition est visible sur la Figure 51 : le pic de la distribution se décale fortement vers la droite jusqu’à 1,5 bar. A 2,2 et 2,8 bar, le spray continue à se fragmenter de plus en plus et le diamètre de Sauter diminue en conséquence pour atteindre des valeurs autour de 50 μm .

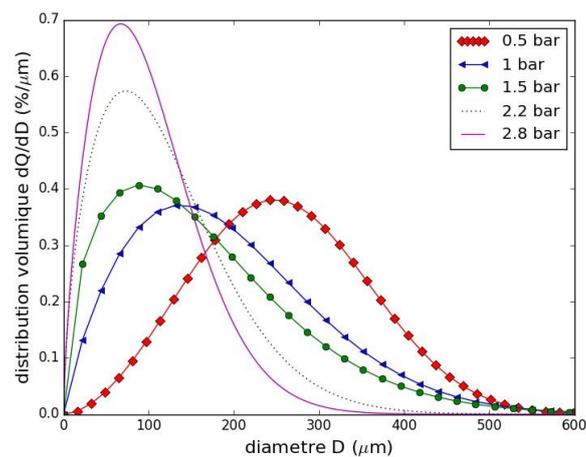


Figure 51 – Distribution fréquentielle de tailles de gouttes pour la buse LECHLER à basses pressions

Dans la seconde série de mesures présentée dans le Tableau 14, on remarque qu’il y a une augmentation du diamètre de Sauter avec la distance, ce qui suggère qu’une partie des petites gouttelettes s’est évaporée. Cependant, pour être sûr que cela soit de l’évaporation et non de la coalescence, il faudrait connaître le volume total de gouttes.

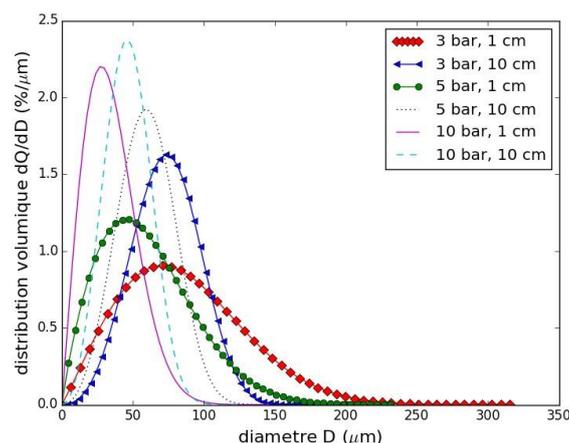


Figure 52 – Distribution fréquentielle de tailles de gouttes pour la buse LECHLER 212.004 à 1 et 10 cm pour les pressions 3, 5 et 10 bar

Cette hypothèse semble d’autant plus plausible que l’on observe dans le même temps une augmentation du diamètre $D_{0,1}$. Par ailleurs, pour 3 et 5 bar, le $D_{0,9}$ diminue ce qui signifie que les plus grosses gouttes se sont fragmentées. En revanche, à 10 bar, le $D_{0,9}$ augmente ce qui est lié à

l'évaporation des petites gouttes. Globalement, le diamètre des gouttes augmente avec la distance.

Si l'on compare maintenant ces mesures de granulométrie Spraytec avec celles faites avec le PDA et décrites dans la partie II.4.4.2.1, on peut constater que les 2 appareils fournissent des tendances similaires. Ainsi, le diamètre des particules augmente avec la distance et diminue si on augmente la pression. Cependant, le Spraytec donne des estimations de diamètre plus faibles que celles du PDA. Cela peut s'expliquer par le fait que le Spraytec reste dans la zone centrale du spray. Avec le PDA, on voit que les plus grosses particules sont en périphérie du spray. Ainsi, le volume représenté par les particules périphériques d'une taille supérieure à 150 μm varie entre 2 et 11 % du total. Avec le Spraytec, aucune particule n'est détectée dans cette gamme de taille. La mesure Spraytec présente donc un déficit sur les grosses classes de taille, ce qui explique que les distributions volumiques soient décalées vers les classes de tailles plus petites.

II.4.4.2.3 Granulométrie de la buse jet plat et comparaison avec la buse à cône creux

Cette partie conclut l'étude granulométrique par une comparaison des distributions de tailles de gouttes obtenues, pour les différentes buses utilisées lors de la thèse, avec le Spraytec. La Figure 53 montre ainsi la granulométrie de la buse à jet plat à une pression de 2 bar d'une part et celles de la buse à cône creux 212.004 à des pressions équivalentes de 1,5 bar et 2,2 bar d'autre part.

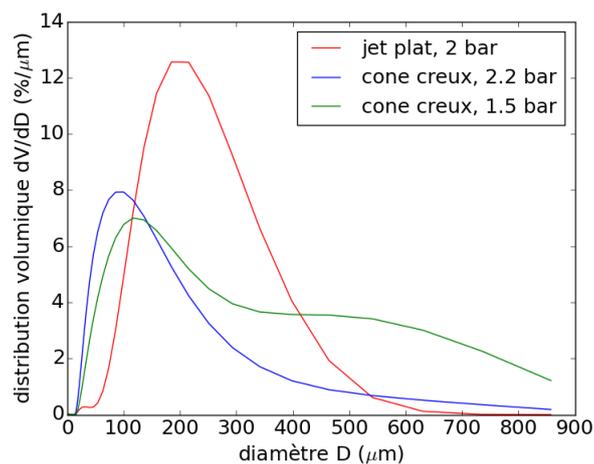


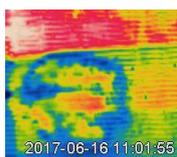
Figure 53 – Comparaison de la granulométrie de la buse à jet plat avec celle de la buse à cône creux

On observe que la distribution volumique de la buse à jet plat suit un comportement proche de la loi normale et qu'elle est centrée sur un diamètre de goutte de 207 μm , sachant que le diamètre de Sauter correspondant est de 165 μm . En comparaison, les distributions volumiques de la buse à cône creux ont un profil assimilable à une loi de Pearson à 3 degrés de liberté. L'équation (56) donne la définition de la fonction f de densité de Pearson, qui est une superposition de plusieurs lois normales.

$$\text{Pour } Z^2 = \sum_{n=1}^N Y_n^2, \quad \begin{cases} f(Z^2) = 0, & \text{pour } Z^2 \leq 0 \\ f(Z^2) = c(N) (Z^2)^{\frac{n}{2}-1} \exp\left(-\frac{Z^2}{2}\right), & \text{pour } Z^2 > 0 \end{cases} \quad (56)$$

Cette loi de distribution est dissymétrique et son pic est d'autant plus rapproché de 0 que son nombre de degrés de liberté est faible. De plus, cette loi donne des distributions plus étalées que la loi normale.

La buse à jet plat produit donc un spray avec une distribution de tailles de gouttes plus homogène



que la buse à cône creux, avec des tailles de goutte plus resserrées autour du diamètre médian. Cependant, les gouttes sont plus grosses avec la buse à jet plat : on a ainsi un diamètre de Sauter de 165 μm à 2 bar pour le jet plat contre 87 μm à 1,5 bar pour le cône creux. La buse à jet plat génère donc un spray dont les gouttelettes requièrent un temps d'évaporation dans l'air et en surface d'échangeur plus élevé. De plus, ces gouttes ont une inertie plus importante dans l'écoulement d'air, donc sont moins facilement « rabattables » sur la surface de l'échangeur si la buse n'est pas orientée en co-courant. Enfin leur débit est plus important, ce qui suggère que ce type de buses risque de générer plus de pertes en eau par ruissellement que les buses à cône creux.

Pour conclure, l'analyse granulométrique a permis d'estimer la taille des gouttes des sprays générés par les deux types de buses utilisées lors de la thèse : leur diamètre de Sauter varient ainsi entre 50 et 200 μm . Les buses à jet plat génèrent de plus grosses gouttes mais de manière plus homogène. De plus les mesures PDA ont permis de donner une base de vitesse initiale de spray à avoir pour l'application automobile, c'est-à-dire au moins 5 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$.

II.5 Méthodes d'analyse des données

Dans cette partie, les méthodes d'analyse pour caractériser, d'une part le gain thermique obtenu grâce à la brumisation, et d'autre part, la surface impactée par le spray sur la surface de l'échangeur sont présentées.

II.5.1 Caractérisation physique de l'échange thermique

Après avoir donné la définition d'un échangeur de chaleur et listé les différents types d'échangeurs, on présente dans cette partie les différentes équations nécessaires pour déterminer les grandeurs caractéristiques d'un échangeur de chaleur. Un échangeur de chaleur est ainsi défini par :

- Q^{hex} : sa puissance d'échange, exprimée en W ou kW. Selon que l'échangeur est un évaporateur ou un condenseur, cette puissance est un flux de chaleur absorbée ou rejetée dans l'environnement immédiat de l'échangeur. Par définition, cette puissance est la même pour les 2 fluides.
- h : le coefficient de transfert thermique qui permet de quantifier le flux d'énergie traversant un milieu, exprimée en $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$. Ce coefficient varie selon le fluide observé, la température et la nature de la paroi.
- ε : l'efficacité de l'échangeur, soit le rapport de la puissance thermique réellement échangée sur la puissance d'échange maximum théorique qui serait atteinte si les 2 fluides sortaient du système à la même température.
- NTU ou NUT : le nombre d'Unités de Transfert, un nombre adimensionnel représentatif du pouvoir d'échange de l'échangeur. Il est utilisé notamment pour simplifier les calculs de dimensionnement des échangeurs.
- j : le facteur de Colburn, une représentation adimensionnelle du coefficient de transfert h du fluide étudié proportionnelle au NUT du fluide.
- ΔP : les pertes de charge de l'échangeur, qui s'expriment en Pa et correspondent à la dissipation par frottements de l'énergie mécanique d'un fluide traversant l'échangeur.

- f : le coefficient de friction de Darcy, représentation adimensionnelle de ΔP .

On se sert de la méthode ε -NTU pour présenter toutes les grandeurs caractéristiques de l'échangeur, en se plaçant dans notre cas particulier d'un échangeur à air à minicanaux traversé par de l'eau. La méthode ε -NTU permet d'aboutir au calcul du facteur de Colburn, qui nécessite de connaître toutes les grandeurs présentées précédemment. L'ensemble des calculs présentés sont utilisés aussi bien quand l'échangeur est sec que quand il est mouillé.

Dans la méthode ε -NTU, il faut d'abord déterminer l'efficacité de l'échangeur avec le flux thermique de l'échangeur. Celui-ci peut être calculé soit côté fluide par l'équation(57), soit côté air par l'équation (58) :

$$Q_w^{hex} = \dot{m}_w^{hex} C_{p_w} (T_{wi}^{hex} - T_{wo}^{hex}) \quad (57)$$

$$Q_a^{hex} = \dot{m}_a (H_{ao} - H_{ai}) \quad (58)$$

Avec l'enthalpie sur l'air étant définie comme suit:

$$H_a = C_{p_{a,dry}} T_a + \Phi (L_v + C_{p_{a,w}} T_a) \quad (59)$$

Ce flux thermique Q^{hex} est rattaché à l'efficacité ε de l'échangeur par l'expression suivante:

$$Q^{hex} = \varepsilon C_{min} (T_{wi}^{hex} - T_{ai}) \quad (60)$$

Ainsi à partir de l'efficacité ε de l'échangeur, le NUT est déterminé grâce à la relation de Kays et London (1984) :

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(\frac{1}{C_r} [\exp(-C_r \cdot NTU) - 1]\right) \quad (61)$$

Avec :

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad ; \quad C_{min} = \min(\dot{m}_a C_{p_{a,wet}}, \dot{m}_w^{hex} C_{p_w}) \quad ; \quad C_{p_{a,wet}} = \frac{H_{ai}}{T_{ai}}$$

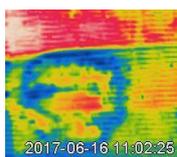
$$C_{max} = \max(\dot{m}_a C_{p_{a,wet}}, \dot{m}_w^{hex} C_{p_w})$$

Avec le NUT, la conductance thermique globale est déduite par l'équation (62):

$$UA = C_{min} NTU \quad (62)$$

Par définition, la conductance thermique globale est issue de 3 types de contributions aux transferts thermiques : la conduction thermique, la convection côté fluide dans les mini-canaux et la convection côté air à travers l'échangeur. La conductance thermique globale s'exprime donc d'après l'équation (63):

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_a h_a A_a^{hex}} + \frac{\delta_{Tu}}{k_{Al} A_a^{hex}} + \frac{1}{h_w A_w^{hex}} \quad (63)$$



Parmi ces 3 termes, la brumisation va surtout influencer le terme de convection sur l'air. Il faut donc déterminer tous les termes de l'équation (63), en dehors de UA afin d'avoir le coefficient de transfert sur l'air h_a .

Tout d'abord, les surfaces d'échange sur l'air et sur l'eau sont données par les équations suivantes :

$$\text{- Surface interne échangeur (eau): } A_w^{hex} = 2 N_{Tu} N_{Ch} l_{hex} (s_{Ch} + l_{Ch}) \quad (64)$$

$$\begin{aligned} \text{- Surface externe échangeur (air) : } A_a^{hex} &= A_{a,Fi}^{hex} + A_{a,Tu}^{hex} \\ &= \frac{2(N_{Tu} + 1)l_{Fi}w_{Fi}l_{hex}}{\lambda_{Fi}} + 2N_{Tu}w_{Fi}l_{hex} \end{aligned} \quad (65)$$

Ainsi, dans le terme conductif de l'équation (63), δ_{Tu} est connue d'après le Tableau 9 de la partie II.3.1, A_a^{hex} est calculée grâce à l'équation (65) et la conductivité thermique de l'aluminium est de $237 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$. D'après Webb (1984) et Chen *et al.* (2013), le terme conductif se révèle être un terme négligeable dans l'équation par rapport aux 2 autres termes : il représente moins de 1 % (dans notre cas, moins de 0,02 %). Ensuite, le terme de convection côté eau correspond à la somme des termes de conduction côté eau dans chacune des 4 passes de l'échangeur :

$$h_w A_w^{hex} = \sum_{n=1}^4 h_{w,n} A_{w,n}^{hex} = A_w^{hex} \sum_{n=1}^4 \frac{h_{w,n}}{N_{Ps,n}} = A_w^{hex} \left(\frac{h_{w,1}}{16} + \frac{h_{w,2}}{12} + \frac{h_{w,3}}{8} + \frac{h_{w,4}}{6} \right) \quad (66)$$

Les coefficients d'échange thermique de chaque passe sont déterminés à l'aide du nombre de Nusselt:

$$h_w^n = \frac{k_w}{Dh_w} Nu_w^n \quad (67)$$

L'écoulement dans les minicanaux peut être soit laminaire soit turbulent selon la valeur du nombre de Reynolds du fluide. Ce dernier est donné ci-dessous avec le diamètre hydraulique et le nombre de Prandtl, tous les deux côté eau:

$$Pr_w = \frac{\mu_w Cp_w}{k_w} \quad (68)$$

$$Dh_w = \frac{2s_{Ch}l_{Ch}}{s_{Ch} + l_{Ch}} \quad (69)$$

$$Re_{Dh_w}^n = \frac{\dot{m}_w^{hex} Dh_w}{\mu_w N_n N_{Ch} s_{Ch} l_{Ch}} \quad (70)$$

Avec $N_n = [16, 12, 8, 6]$.

En écoulement laminaire, le nombre de Nusselt s'exprime grâce à l'expression empirique établie aux conditions aux limites pour un flux thermique constant par Gnielinski (2013):

$$Nu_{lam} = \left\{ 4,354^3 + 0,6^3 + \left[1,953 \left(\frac{Re_{Dh_w} Pr_w}{l_{hex}} \right)^{\frac{1}{3}} - 0,6 \right]^3 \right\}^{1/3} \quad (71)$$

En écoulement turbulent, une forme corrigée de l'équation de (Gnielinski, 1976) par (Gnielinski, 2013) est utilisée:

$$Nu_{turb} = \frac{(f/8) Re_{Dh_w} Pr_w}{1 + 12,7 (f/8)^{1/2} (Pr_w^{2/3} - 1)} \cdot \left[1 + \left(\frac{Dh_w}{l_{hex}} \right)^{2/3} \right] \cdot \left[\frac{Pr_w (T = T_{wi}^{hex})}{Pr_w (T = T_{ai})} \right]^{0,11} \quad (72)$$

La transition entre les écoulements laminaire et turbulent arrive à $Re_{Dh_w} = 2300$. Néanmoins, cette transition n'est pas continue. Gnielinski (2013) a proposé une interpolation linéaire pour résoudre ce problème. Le nombre de Nusselt s'exprime donc comme suit :

$$\begin{cases} Nu = Nu_{lam}, & 0 < Re_{Dh_w} < 2300 \\ Nu = (1 - \omega) Nu_{lam,2300} + \omega Nu_{turb,4000}, & 2300 \leq Re_{Dh_w} \leq 4000 \\ Nu = Nu_{turb}, & 4000 < Re_{Dh_w} \end{cases} \quad (73)$$

Avec :

$$\omega = \frac{Re_{Dh_w} - 2300}{4000 - 2300} \text{ et } 0 \leq \omega \leq 1$$

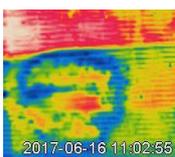
Dans le nombre de Nusselt turbulent, le coefficient de friction f reste un terme à estimer. Ce coefficient de friction de Darcy est généralement exprimé par l'équation de Kays et London (1984) :

$$f = \frac{A_1}{A_0} \cdot \frac{\overline{p_a}}{\rho_{ai}} \cdot \left[\frac{2\rho_{ai}\Delta P}{\dot{m}_{a,1}^2} - (K_1 + 1 - \psi^2) - 2 \left(\frac{\rho_{ai}}{\rho_{ao}} - 1 \right) \cdot (1 - \psi^2 - K_2) \right] \quad (74)$$

Avec K_1 et K_2 les coefficients de perte de charge en entrée et en sortie d'échangeur, A_0 et A_1 les surfaces d'échange totale et transversale, $\dot{m}_{a,1}$ le débit d'air passant dans la surface minimale d'échange et ψ le ratio de la surface minimale d'échange sur la surface frontale.

Le coefficient de friction est ainsi déterminé pour peu que les constantes de l'équation K_1 et K_2 soient connues, et que la perte de charge soit mesurée. Dans le cas contraire, le coefficient de friction peut être calculé pour un échangeur sec grâce à la corrélation de Chang *et al.* (2000) donnée dans les équations (75) à (78).

$$f = f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \quad ; \quad Re_{\lambda_{Lo}} = \frac{\rho_a V_a \lambda_{Lo}}{\mu_a} \quad (75)$$



$$f_1 = \begin{cases} 14,39 Re_{\lambda_{Lo}}^{-0,805\lambda_{Fi}/l_{Fi}} (\log_e(1,0 + (\lambda_{Fi}/\lambda_{Lo})))^{3,04}, & Re_{\lambda_{Lo}} < 150 \\ 4,97 Re_{\lambda_{Lo}}^{0,6049-1,064/\theta^2} (\log_e((\delta_{Fi}/\lambda_{Fi})^{0,5} + 0,9))^{-0,527}, & 150 \leq Re_{\lambda_{Lo}} < 5000 \end{cases} \quad (76)$$

$$f_2 = \begin{cases} (\log_e((\delta_{Fi}/\lambda_{Fi})^{0,48} + 0,9))^{-1,435} ((Dh_a/\lambda_{Lo}) \cdot \log_e(0,5Re_{\lambda_{Lo}}))^{-3,01}, & Re_{\lambda_{Lo}} < 150 \\ (((Dh_a/\lambda_{Lo}) \cdot \log_e(0,3Re_{\lambda_{Lo}}))^{-2,966} (\lambda_{Fi}/l_{Lo})^{-0,7931(\lambda_{Tu}/(\lambda_{Tu}-s_{Tu}))}), & 150 \leq Re_{\lambda_{Lo}} < 5000 \end{cases} \quad (77)$$

$$f_3 = \begin{cases} (\lambda_{Fi}w_{Fi}/l_{Lo}^2)^{-0,308} \exp(-0,1167 \cdot (\lambda_{Tu}/s_{Tu})) \theta^{0,35}, & Re_{\lambda_{Lo}} < 150 \\ (\lambda_{Tu}/s_{Tu})^{-0,0446} \log_e(1,2 + (\lambda_{Lo}/\lambda_{Fi})^{1,4})^{-3,553} \theta^{-0,477}, & 150 \leq Re_{\lambda_{Lo}} < 5000 \end{cases} \quad (78)$$

De plus, pour de faibles quantités d'eau brumisée, Chen *et al.* (2013) et Zhang *et al.* (2014) ont démontré que le coefficient de friction est le même que la surface de l'échangeur soit sèche ou mouillée.

L'ensemble des équations (66) à (78) permet de déduire le terme de convection côté eau (pour l'étude il se révèle varier entre 1 et 28 %, selon le débit d'eau dans l'échangeur, le débit d'air et la température de paroi).

Pour le terme convectif côté air, l'efficacité de surface côté air η_a a besoin d'être connue. D'après Zhang *et al.* (2014), cette efficacité s'exprime de la manière suivante :

$$\eta_a = 1 - \frac{A_{a,Fi}^{hex}}{A_a^{hex}} (1 - \eta_{Fi}) \quad (79)$$

Dans l'équation (79), l'efficacité de surface d'ailette est négligeable par rapport à 1. Donc, $\eta_a = A_{a,Tu}^{hex} / A_a^{hex}$.

Avec la valeur de η_a , on exprime à nouveau l'équation (63) de manière à obtenir h_a :

$$h_a = \left[\frac{A_{a,Tu}^{hex}}{UA} - \frac{\delta_{Tu}}{k_{Al}} \cdot \frac{A_{a,Tu}^{hex}}{A_a^{hex}} - \frac{Dh_w}{k_w} \cdot \frac{A_{a,Tu}^{hex}}{A_w^{hex}} \sum_{b=1}^4 \frac{N_{Ps,b}}{Nu_w^b} \right]^{-1} \quad (80)$$

Enfin, le facteur de Colburn est déterminé à partir du coefficient de transfert thermique h_a de la manière suivante :

$$j = \frac{h_a}{\rho_a V_a C p_a} Pr_a^{2/3} \quad (81)$$

A partir de l'ensemble des valeurs exprimées dans cette partie, les valeurs des gains de performance F et gains de coefficients de transfert F* (cf. équations (9) et (10) de la partie I.3.1.2) sont exprimées, et une analyse des résultats, ainsi qu'une comparaison avec la littérature préexistante (cf. Tableau 5 de la partie I.3.1.2), peut être entreprise.

II.5.2 Analyse d'image thermique

Afin de déterminer la valeur de la surface de l'échangeur impactée par le spray, une méthode d'analyse d'images thermiques a été mise au point.

II.5.2.1 Présentation

Les images thermiques ont été obtenues grâce à une caméra infrarouge, qui capture la distribution thermique de la surface frontale de l'échangeur pendant la durée de l'expérience. La caméra a été réglée avec une émissivité de 0,90, c'est-à-dire une valeur proche à la fois de celle de l'aluminium, matériau de l'échangeur, et de celle de l'eau, substance composant le spray. La caméra est placée à une distance suffisante en amont de l'échangeur pour capturer toute la fraction impactée par le spray, voire toute la surface de l'échangeur : il faut pour cela entre 1 et 2 m (plusieurs distances ont été testées, voir Figure 57).

L'introduction d'un spray en amont de l'échangeur va modifier la température apparente localement. On part de l'hypothèse que toute la zone concernée par une modification de la température apparente correspond à la surface impactée par le spray. On donne sur la Figure 54 un exemple type d'expérience avec plusieurs images thermiques qui représentent l'évolution de la température de la surface impactée au cours du temps.

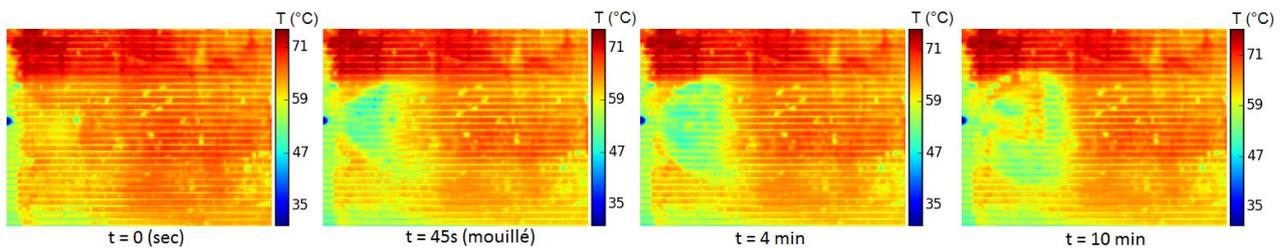
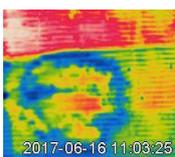


Figure 54 – Evolution temporelle des images thermiques pour une température d'eau à l'entrée de l'échangeur à 70°C, un débit d'eau dans l'échangeur à 500 kg.h⁻¹, un débit de spray de 1,4 kg.h⁻¹ et un débit d'air de 520 kg.h⁻¹

Au départ, la mesure de température de surface de l'échangeur est prise sans brumisation (t=0). Cette mesure montre que la température diminue au fil des 4 passes de l'échangeur (du haut vers le bas). Cette image constitue la référence pour un essai donné. Une fois la brumisation démarrée, la température de surface diminue localement au niveau de la surface impactée par le spray. De 45 s à 10 minutes de brumisation, la surface impactée semble s'étendre. Néanmoins, en certains endroits de la tâche de brumisation, la température remonte. Cette augmentation locale de la température est due au fait que l'échangeur se bouche localement avec le drainage de l'eau, ce qui empêche l'air de passer au travers de l'échangeur, et donc modifie le refroidissement de l'échangeur. De plus, le bouchage peut entraîner une expansion de la surface impactée vers le bas par ruissellement.

II.5.2.2 Principe

L'analyse des images vise à déduire la valeur de la surface réellement impactée. L'analyse consiste en plusieurs étapes décrites ci-dessous, ainsi que dans la Figure 55.



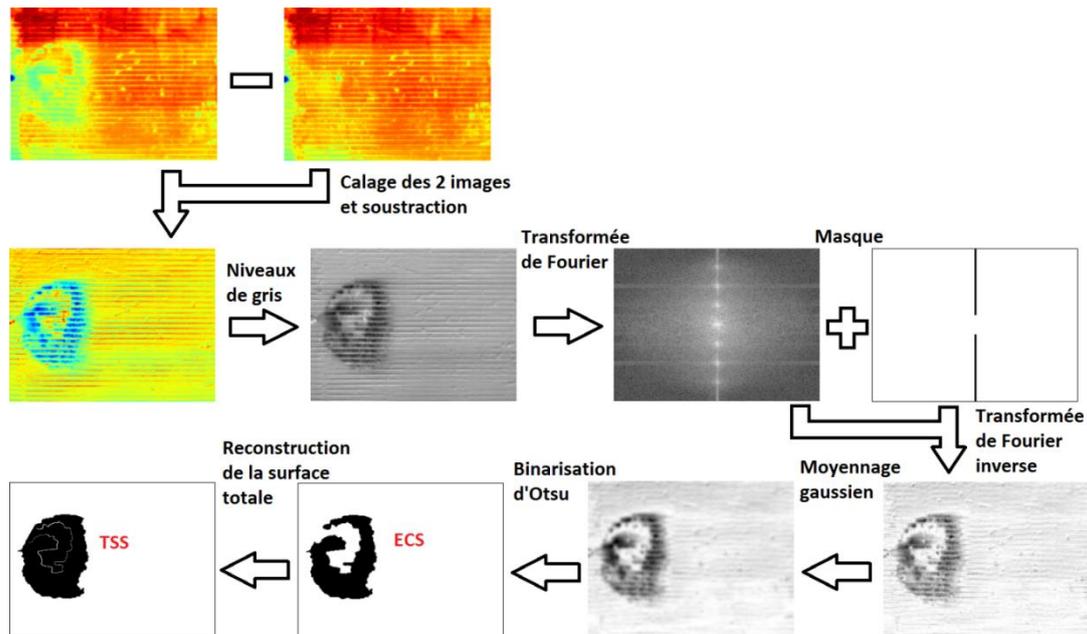


Figure 55 – Etapes de l’analyse d’image

Dans un premier temps, l’image de l’échangeur sans brumisation obtenue pour un essai est soustraite à toutes celles qui ont été prises avec brumisation (un recalage entre les 2 images peut s’avérer nécessaire). La différence entre les deux images fait ressortir la surface impactée par le spray. Ensuite, cette figure est convertie d’une échelle brute de température à une échelle de niveau de gris, de manière à pouvoir effectuer les opérations standard de traitement d’image (par exemple en agissant sur le contraste, la netteté ou la luminosité). Ensuite, une transformée de Fourier discrète est appliquée pour faire ressortir dans le domaine complexe les fréquences parasites dues au motif périodique des tubes de l’échangeur. La transformée de Fourier est alors multipliée par un masque approprié pour filtrer les fréquences parasites et l’image résultante subit une transformée de Fourier inverse pour revenir dans le domaine réel. Puis, l’image est lissée à l’aide d’un filtre gaussien pour enlever le bruit rémanent. Enfin, la méthode d’Otsu permet de binariser l’image, c’est-à-dire de passer d’une image en 255 nuances de gris à une image en noir et blanc. Cette méthode est utilisée pour effectuer un écrêtage automatique à partir de l’histogramme de l’image. L’algorithme sous-jacent suppose que l’image à binariser ne contient que 2 classes formées par les objets et l’arrière-plan. Il s’agit d’un algorithme itératif qui calcule le seuil optimal qui sépare ces deux classes afin que la variance intra-classe soit minimale et que la variance inter-classe soit maximale. A partir de l’image en noir et blanc, une valeur de surface impactée peut être déduite en comptant le nombre de pixels non nuls.

Dans certains cas, la surface impactée présente des trous ou peut même se décomposer en plusieurs tâches. Les endroits non pris en compte par la binarisation correspondent ainsi aux endroits « bouchés ». Ainsi, le traitement d’image permet d’obtenir dans un premier temps ce que l’on appellera par la suite la surface efficace de refroidissement, notée ECS (pour *Efficient Cooling Surface*). Il s’agit de la partie non bouchée de l’échangeur impactée par le spray.

Dans un second temps, l’analyse d’image détermine la surface impactée dans sa totalité par une reconstruction d’image. Cette reconstruction consiste à prendre l’enveloppe convexe de la surface efficace de refroidissement et à la remplir. On désigne par la suite la surface impactée dans sa totalité (parties bouchées et non bouchées par le spray) comme surface totale de brumisation, et on

la note TSS (pour *Total Spraying Surface*). Des exemples des 2 types de surfaces sont donnés en Figure 56.

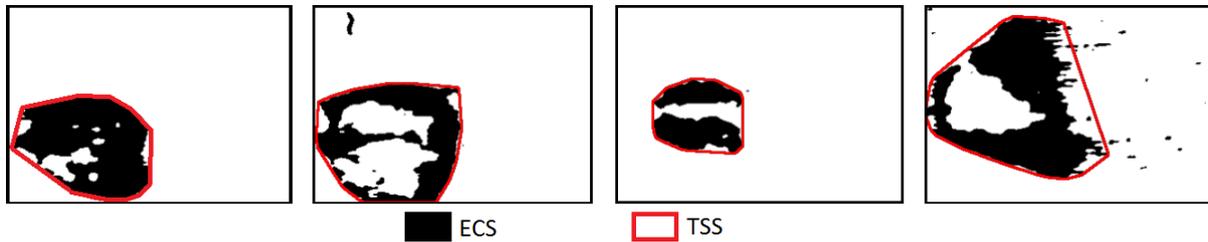


Figure 56 – Exemples de surfaces efficaces de refroidissement et de surfaces totales de brumisation

Une vérification manuelle des valeurs de ces surfaces est faite à l'aide du logiciel Image J 1,48v (National Institute of Health, USA). Un écart maximal de 10 % est constaté, validant de ce fait l'algorithme développé.

II.5.2.3 Exploitation et limites de la méthode

Avec les surfaces ECS et TSS, un taux de bouchage est défini comme suit :

$$\Gamma(t) = 1 - \frac{ECS(t)}{TSS(t)} \quad (82)$$

Les valeurs d'ECS et de TSS sont dans un premier temps exprimées en px^2 (pixels au carré), puisque l'analyse porte sur des images ayant une résolution en pixels de 320 px sur 240 px. Une dernière étape de l'analyse d'images consiste donc à convertir les surfaces en px^2 en cm^2 . Or, le rapport entre les deux unités dépend de la distance entre la surface de l'échangeur et la focale de la caméra thermique. Différentes distances échangeur-caméra entre 1 et 2 m ont été testées lors des essais expérimentaux (cf. Figure 57). La relation entre le coefficient de conversion des pixels vers les cm, noté $pxcm$ et la distance caméra-échangeur, notée d , a été déduite comme étant :

$$pxcm = 3,84 + 33,28 \cdot \exp\left(-\frac{d}{0,60}\right) \quad (83)$$

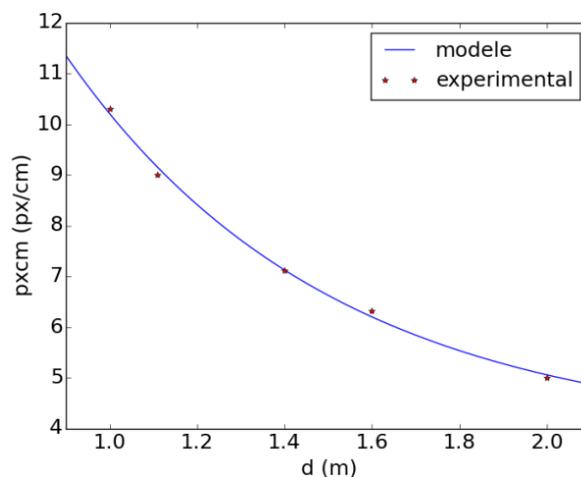
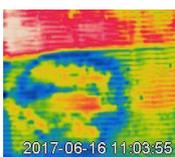


Figure 57 – Conversion pixel –cm en fonction de la distance entre la caméra thermique et l'échangeur



Ainsi, si la caméra est placée à 2 m de l'échangeur, 5 pixels de l'image correspondent à 1 cm dans la réalité.

L'analyse d'image thermique a été présentée jusqu'ici pour une buse. Elle est maintenant étendue au cas de plusieurs buses. La Figure 58 présente des exemples d'images thermiques de sprays obtenues pour 1, 2 et 3 buses en enlevant le fond thermique de l'échangeur (étape 1 de l'analyse). Comme on peut le voir, augmenter le nombre de buses permet d'augmenter la surface impactée : les conséquences d'un tel phénomène seront étudiées de manière approfondie dans le chapitre III.

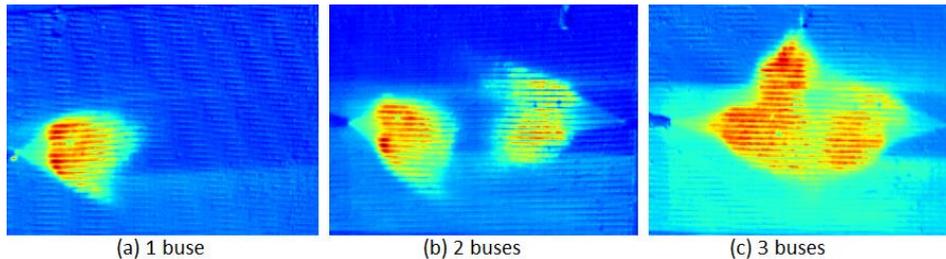


Figure 58 – Différentiels d'images thermiques pour 1, 2 et 3 buses

Dans le cas de 3 buses, des situations de recouvrement des sprays peuvent être notées. La Figure 59 montre les différentes situations que l'on peut rencontrer en termes de recouvrement de sprays sur la surface de l'échangeur : sans recouvrement (a), avec un recouvrement partiel (b) et avec un recouvrement total (c). En l'occurrence, les images données en exemple sont rencontrées à des temps différents d'un même essai : les deux surfaces impactées s'étendent et finissent par se recouper. Comme on le peut le voir, les cas sans recouvrement et avec recouvrement total ne posent pas de problème dans la définition de la surface totale. En effet, la ou les surfaces sont globalement convexes. Le pourtour de la surface n'est toutefois jamais parfaitement convexe, ce qui peut entraîner une légère surestimation de la surface totale (entre 10 et 20 %). En revanche, lors d'un recouvrement partiel, on observe une percée concave, dans le haut du bloc sur l'exemple (b), formé par la réunion des 2 surfaces en leurs parties basses (là où il y a le plus de drainage). Cette percée concave n'est donc pas due au bouchage de l'échangeur, mais à la simple réunion des deux surfaces initiales. Elle est néanmoins comptée dans le calcul de la surface totale et peut entraîner une surestimation importante de la surface totale (plus de 25 %).

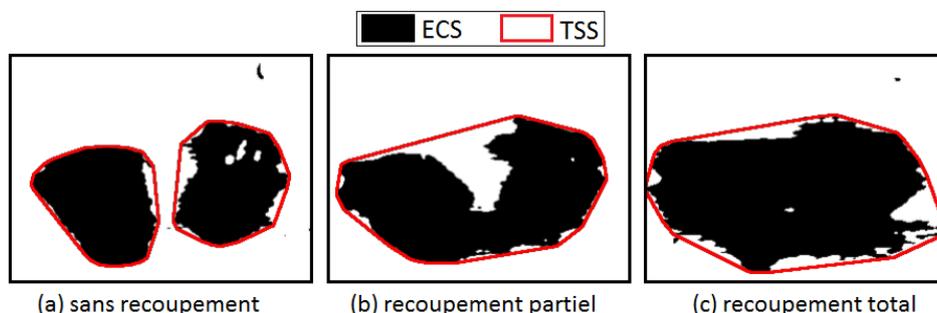


Figure 59 – Différentes situations rencontrées par rapport au recouvrement des sprays pour plusieurs buses

Un moyen pour corriger cet excès de convexité consisterait à prendre en compte les points de déflexion de la forme sur laquelle on applique l'enveloppe convexe.

En prenant en compte les points de déflexion des formes précédemment données dans la Figure 59, on obtient les surfaces de la Figure 60 avec cette nouvelle méthode.

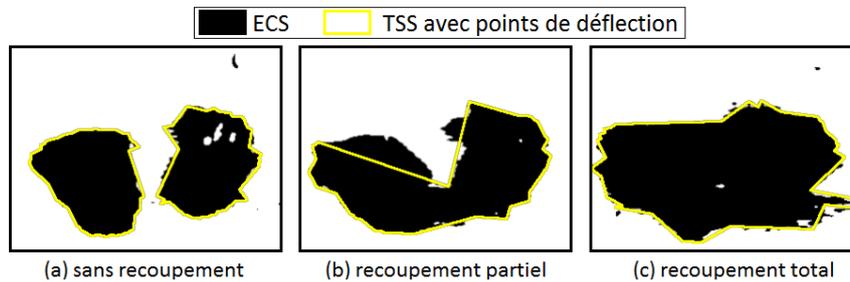


Figure 60 – Calcul de la surface totale de brumisation avec prise en compte des points de déflexion de la surface efficace de refroidissement pour les différents cas de recouplement en multi-buses

Pour les cas sans recouplement et avec recouplement total, la détection de TSS est meilleure : les points de déflexion permettent de s’approcher plus efficacement des contours de la ou des forme(s).

En revanche, pour le cas à recouplement partiel, la grande concavité marquant une séparation sur le haut des 2 tâches de brumisation sur l’exemple (b) est mal prise en charge par l’algorithme de détection de forme. Ainsi, une partie de la surface impactée n’est pas prise en compte. Cela est dû aux limites de la fonction d’enveloppe convexe, basée sur les extrema locaux de la forme pour dessiner l’enveloppe et la déflexion, ce qui peut conduire à une troncature de certaines parties de la forme, comme on peut le constater sur la Figure 60b. Au final, cette seconde méthode sous-estime la surface totale et a donc été écartée dans le second article de la thèse (Vende *et al.*, in review). Cette méthode pourrait néanmoins servir à évaluer l’incertitude de la première méthode dans les cas sans recouplement partiel. Cependant, cela nécessiterait d’adapter la méthode d’analyse d’image afin que les différents cas de recouplement soient détectés automatiquement.

II.6 Incertitudes et protocole expérimental

II.6.1 Récapitulatif des incertitudes de mesures

L’incertitude d’un paramètre dépend à la fois de l’incertitude du capteur qui le mesure mais également de la dispersion des mesures lors d’un essai expérimental. L’incertitude d’un capteur peut être améliorée par un étalonnage à l’aide d’une sonde ou autres éléments de référence. Dans notre cas, cela a été possible pour les thermocouples, les PT100 et les hygromètres puisque nous disposons d’une sonde étalon de température du LNE et de solutions salines à hygrométrie constante (cf. Annexe D). Pour le reste des capteurs (tachymètre, débitmètre, capteurs de pression), des calibrations ont été effectuées à partir de mesures indirectes (cf. parties II.3.1, II.3.2 et II.4.3) afin de relier la tension mesurée à la grandeur désirée. Mais cela ne permet pas d’obtenir l’incertitude du capteur. Pour cela, on se base sur l’incertitude donnée par le constructeur. La dispersion des mesures est déterminée quant à elle à partir de l’estimation de l’écart-type. L’écart-type Δ d’une variable Y possédant N mesures est défini par :

$$\Lambda(Y) = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{n=1}^N (Y_n - \bar{Y})^2} \quad (84)$$

Ce calcul est valable pour connaître la dispersion de mesure d'une grandeur. Pour connaître l'incertitude de plusieurs grandeurs, on se base sur le calcul de la propagation des incertitudes. L'incertitude d'une valeur Z définie à partir de valeurs Y_1, Y_2, \dots et de la forme $Z = f(Y_1, Y_2, \dots)$ est déterminée par la relation suivante :

$$\Lambda(Z) = \sqrt{\sum_{n=1}^N \left| \frac{\partial f}{\partial Y_n} \right|^2 \Lambda(Y_n)^2} \quad (85)$$

Ainsi pour calculer l'incertitude de la puissance thermique de l'échangeur côté eau donnée dans l'équation (57) de la partie II.5.1, on aura l'équation suivante :

$$\begin{aligned} \Lambda(Q_w^{hex}) &= \sqrt{\left| \frac{\partial Q_w^{hex}}{\partial \dot{m}_w^{hex}} \right|^2 \Lambda(\dot{m}_w^{hex})^2 + \left| \frac{\partial Q_w^{hex}}{\partial T_{wi}^{hex}} \right|^2 \Lambda(T_{wi}^{hex})^2 + \left| \frac{\partial Q_w^{hex}}{\partial T_{wo}^{hex}} \right|^2 \Lambda(T_{wo}^{hex})^2} \\ &= \sqrt{Cp_w^2 |T_{wi}^{hex} - T_{wo}^{hex}|^2 \Lambda(\dot{m}_w^{hex})^2 + (\dot{m}_w^{hex} Cp_w)^2 (\Lambda(T_{wi}^{hex})^2 + \Lambda(T_{wo}^{hex})^2)} \end{aligned} \quad (86)$$

On récapitule sous forme de tableaux les incertitudes de mesure (Tableau 15) et la dispersion des mesures (Tableau 16).

Tableau 15 – Types de mesure, appareils, gammes de mesure et précisions

Mesure	Appareil	Gamme de mesure	Précision
Débit d'eau (échangeur)	Débitmètre Endress& Hauser Promag 50H	0 > 600 m ³ ·h ⁻¹	± 0,5 %
Débit d'air	Tachymètre ALMEMO ref : FUA9192	8 > 30,000 trs·min ⁻¹ 600 trs·min ⁻¹ ≈ 500 kg·h ⁻¹	± 0,02 %
Pression d'eau injectée (buse)	Capteur de pression RS ref : 797-4995	0 > 100 bar	± 0,25 %
Masse d'eau consommée (buse)	Balance Mettler ref : PE24	0 kg > 24 kg	± 2 g
Températures d'air, d'eau et de paroi d'échangeur	Thermocouple TCSA Type T ref : B10-TX	-75 °C > 250 °C	± 0,1 °C (étalonné)
Températures d'entrée et de sortie échangeur	Pt100 Prosensor	-50 °C > 250 °C	± 0,1 °C
Humidités de l'air	Hygromètre Vaisala ref : HMP110	0 > 100 % -40 > 80 °C	RH: ± 1,1 % 0 > 90 %; ± 1,8 % 90 > 100 % T : ± 0,2 °C
Surface impactée	Caméra Infrarouge Ref :ThermaCAM FLIR E45	Résolution: 320 x 240 px	± 20 %

Tableau 16 – Récapitulatif de la dispersion des mesures

Mesure	Valeurs testées	Dispersion absolue	Dispersion relative
Débit d'eau échangeur ($\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$)	200, 285, 450, 520, 600	0,38 – 1,64	$\pm 1 \%$
Débit d'air	450, 520, 580, 700, 900	0,95 – 5,5	$\pm 1 \%$
Pression d'eau injectée			
- buse cône creux	5, 10, 15, 23	0,01 – 0,43	$\pm 2 \%$
- buse jet plat	2	0,12	$\pm 6 \%$
Température entrée échangeur ($^{\circ}\text{C}$)	40, 50, 70, 80	0,02 – 0,14	$\pm 0,3 \%$
Température sortie échangeur ($^{\circ}\text{C}$)	/	0,05 – 0,18	$\pm 0,4 \%$
Température entrée air ($^{\circ}\text{C}$)	30	0,02 – 0,3	$\pm 0,4 \%$
Température sortie air ($^{\circ}\text{C}$)	/	0,03 – 0,23	$\pm 0,5 \%$
Humidité entrée air (%)		0,05 – 0,35	$\pm 1 \%$
Humidité sortie air (%)	/	0,02 – 0,18	$\pm 0,9 \%$
Puissance thermique échangeur (kW)	/	0,04 – 0,14	$\pm 1 \%$

II.6.2 Instrumentation de la maquette

Après avoir présenté les différents éléments de la maquette, les capteurs utilisés et leurs incertitudes, on présente ici le choix de l'instrumentation de la maquette. La Figure 61 illustre la maquette instrumentée.

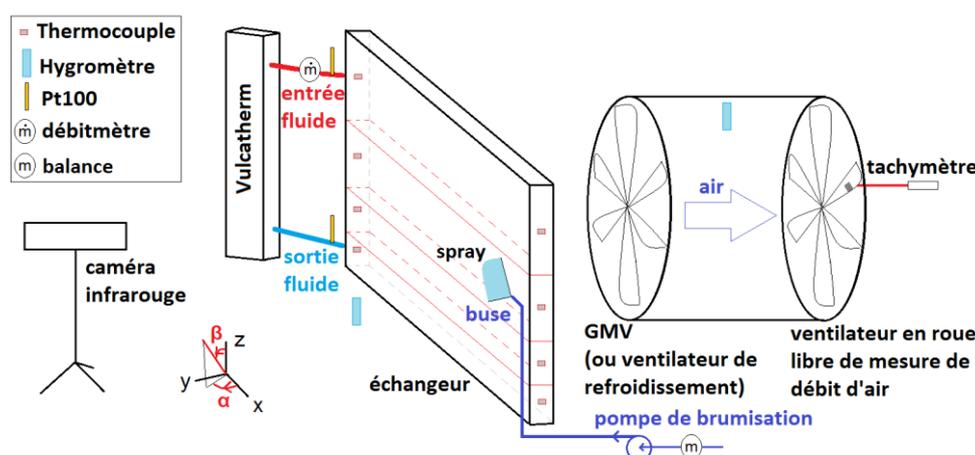
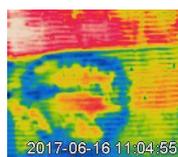


Figure 61 – Schéma illustratif de l'instrumentation de la maquette

Ainsi, un débitmètre de type électromagnétique de la marque Endress&Hauser mesure le débit dans l'échangeur et 2 Pt100 mesurent les températures en entrée et en sortie d'échangeur. Le débit d'air passant à travers l'échangeur est mesuré grâce au tachymètre qui compte le nombre de tours du



ventilateur en roue libre à l'arrière du GMV, comme décrit dans la partie II.3.2. Deux hygromètres mesurent l'humidité en amont et en aval de l'échangeur. Des thermocouples sont placés en entrée et en sortie de chacune des 4 passes à la hauteur de leur minicanal central respectif afin de mesurer la température de paroi à ces endroits. Le système de brumisation est composé d'une buse, d'un réservoir de 15 L rempli d'eau déionisée et d'une pompe qui injecte l'eau du réservoir à travers la buse. Le débit de spray est obtenu en faisant la dérivée par rapport au temps de la masse d'eau contenue dans le réservoir. Les données expérimentales sont enregistrées via une centrale d'acquisition (Agilent National Instrument) toutes les 3 secondes. Une caméra infrarouge mesure la température de surface de l'échangeur avec une résolution en pixels de 320×240.

II.6.3 Protocole de brumisation sur la maquette expérimentale

Dans cette partie, on décrit brièvement le déroulement d'une expérience sur la maquette expérimentale (des détails supplémentaires sont donnés en annexe E). Dans un premier temps, il faut régler la consigne de la chambre climatique en température et en hygrométrie. L'ensemble des essais sur la maquette ont été réalisés avec un réglage de la chambre à 25 °C en température et 40 % en hygrométrie. Ces conditions climatiques correspondent à celles de l'essai en cycle MAC (Mobile Air Conditioning), c'est-à-dire l'essai standard réalisé pour la validation de la partie climatisation d'un véhicule prototype dans le domaine automobile.

Au niveau de la maquette, la circulation d'air est ainsi enclenchée par la mise en route du Groupe-Moto Ventilateur ou GMV. Le débit d'air peut varier ainsi entre 450 et 900 kg.h⁻¹. Ensuite, on enclenche la pompe à air pour l'aspiration d'air au niveau des hygromètres. Puis, on procède à l'allumage du thermorégulateur Vulcatherm qui assure l'écoulement d'eau dans l'échangeur en circuit fermé. Pour cela on règle la température de consigne et on enclenche la circulation d'eau dans l'échangeur. Après, on règle manuellement le débit de fluide dans la boucle de l'échangeur à la consigne désirée à l'aide du volant du robinet à soupape, positionné en bypass entre le départ et le retour d'utilisation du Vulcatherm. On choisit ensuite le positionnement de la ou des buse(s) par rapport à la surface de l'échangeur, à l'aide de bras semi-rigides. Si l'essai à réaliser nécessite des prises de vues avec la caméra thermique, on la positionne à une distance d'au moins 1 m afin de visualiser l'ensemble des zones de brumisation de la surface de l'échangeur.

L'essai peut commencer dès lors que toutes les variables (températures, hygrométries, débits) de la maquette sont bien stables. Le début de l'essai correspond à l'état du système sans brumisation : il constitue l'état de référence pour évaluer l'efficacité de la brumisation. Dans le même temps, s'il y a usage de la caméra thermique, on procède à une capture d'image de la surface de l'échangeur. Cette image sans brumisation sert de blanc de référence pour l'analyse d'image thermique : il permet de filtrer le fond thermique de l'échangeur sur les images avec brumisation.

Au bout de 2 à 5 minutes de stabilisation, on déclenche la brumisation. Pendant la brumisation, des photos sont prises avec la caméra thermique toutes les 10 s. En effet, des résultats d'essais discutés dans le chapitre III ont montré qu'une résolution temporelle relativement fine était nécessaire, en particulier en début de brumisation. Après l'arrêt de la brumisation, on continue l'acquisition des données thermiques et la capture impactée tant que l'eau ne s'est pas totalement évaporée de la surface et que l'on n'est pas revenu à l'équilibre thermique de référence sans brumisation.

Les paramètres, tels que la vitesse d'air du GMV, la pression (= le débit) d'injection de la buse, la température d'entrée d'échangeur, la position de la buse, le type de buses ou encore le nombre de

buses sont modifiables pour étudier leur influence sur l'efficacité de la brumisation.

II.7 Véhicule test

Dans cette partie, le véhicule utilisé pour l'étude de l'implémentation du dispositif de brumisation est présenté, ainsi que l'instrumentation qui a été mise en place et le protocole d'essai.

II.7.1 Présentation du dispositif

Le véhicule utilisé est une Clio 4 de la marque Renault, désignée sous le code B98. Pour la campagne de mesures, il a été placé dans la cellule climatique d'Irstea utilisée pour les précédents essais. Dans un premier temps, une instrumentation du véhicule a été réalisée. Des mesures sont prises sur la boucle frigorifique, l'air ambiant, l'air en amont et en aval de l'échangeur et sur la paroi de l'échangeur en entrée et en sortie des 4 passes. Le détail de cette instrumentation est donné ci-dessous et illustré sur la Figure 62.

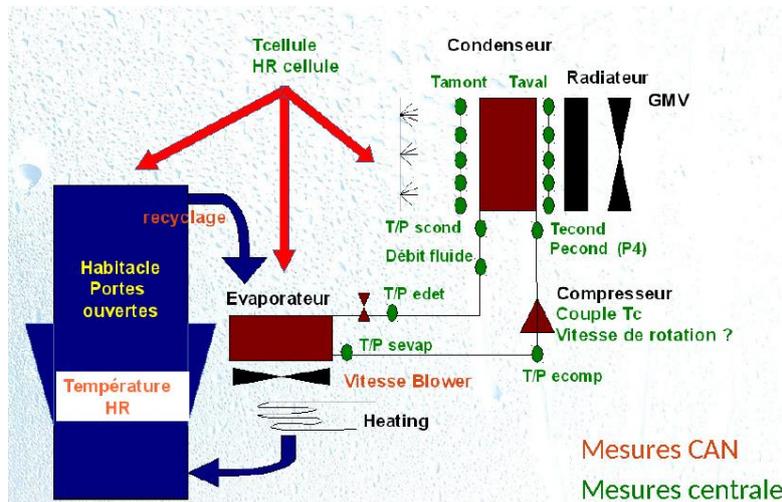


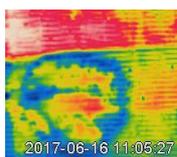
Figure 62 – Schéma récapitulatif de toute l'instrumentation sur le véhicule

Pour la boucle frigorifique, 6 capteurs de pression et 6 thermocouples de type T gainés inox diamètre 1,5 mm rigides avec connecteurs sont placés en entrée et sortie du condenseur et du compresseur en entrée du détendeur et en sortie d'évaporateur. Etant donné que dans le cycle frigorifique une variation de pression s'opère, il y a besoin de 4 capteurs de pression pour la haute pression (entrée-sortie condenseur, sortie compresseur et entrée détendeur) et 2 capteurs basse pression (sortie évaporateur et entrée compresseur). Ces 6 capteurs sont détaillés dans le Tableau 17.

Tableau 17 – Détails des capteurs de pression utilisés sur la boucle frigorifique

	Marque	Type	Plage	Référence
Haute pression	Baumer	E912	0-40 bar	GPAN 1000-089
	Bourdon Haenni	E912	0-40 bar	GPAN 1000-074
	Bourdon Haenni	E912	0-40 bar	GPAN 1000-055
Basse pression	Danfoss	AKS32 060G2084	-1-39 bar	EQU M95-140
	Danfoss	AKS32 060G2082	-1-9 bar	00003922
	Danfoss	AKS32 060G2082	-1-9 bar	00003926

La boucle frigorifique est également instrumentée d'un débitmètre Faure Hermann de type TZN 20-



0,5 avec une plage de fonctionnement de 0,05 à 0,5 m³.h⁻¹, destiné à mesurer le débit de R134a. De plus, un couplemètre mesure le couple du compresseur.

Deux hygromètres Vaisala HMP 110 relèvent la température et l'humidité à l'intérieur et à l'extérieur du véhicule. En amont et en aval de l'échangeur, 16 thermocouples sont placés à intervalle régulier sur la surface du condenseur. Pour l'aval, des thermocouples de type T flexibles fins avec connecteurs sont utilisés. Pour l'amont, il s'agit de thermocouples de type K. Enfin, 8 thermocouples de type T flexibles fins avec connecteurs sont mis en entrée et en sortie de chacune des 4 passes. La Figure 63 donne les emplacements exacts de ces thermocouples.

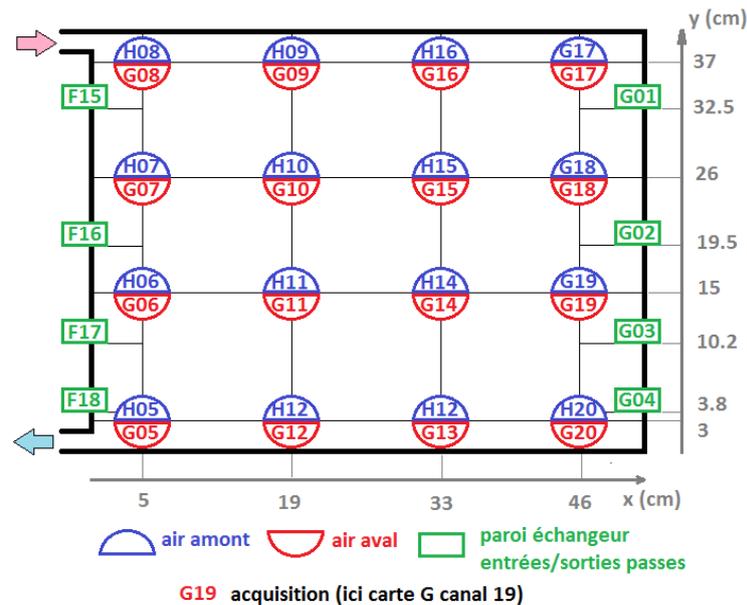


Figure 63 – Emplacements des thermocouples dans la face avant du véhicule

Après l'instrumentation du véhicule, le dispositif de brumisation a été mis en place. Une buse jet plat Spraying Systems a été placée sur le coin inférieur droit du condenseur et orientée dans la diagonale (voir Figure 64b). Une caméra endoscopique permet de visualiser le jet de la buse et permet de contrôler si la buse ne se bouche pas. Le reste du dispositif de brumisation est déporté à l'extérieur, comme on le voit sur la Figure 64a. Sur la photo, on voit la pompe essuie-glace utilisée pour les essais. Cette pompe puise de l'eau dans un réservoir dont on pèse la masse au début et à la fin de chaque essai afin de déduire le débit d'eau consommé. La pompe est alimentée électriquement à une tension de 12 V. Enfin, on peut entrevoir une électrovanne, composant du dispositif d'intermittence.

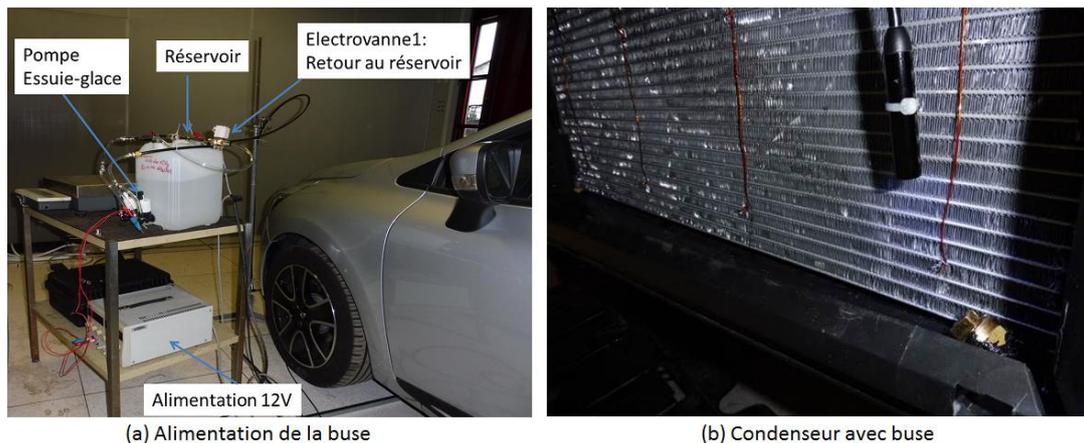


Figure 64 – Photos de l'implémentation du dispositif de brumisation sur le véhicule

II.7.2 Protocole

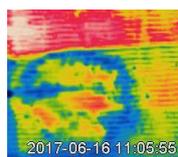
Dans cette partie, on donne les grandes lignes d'un essai de brumisation sur véhicule. Une explication plus détaillée est donnée en annexe E.

Dans un premier temps, il faut régler la consigne de la chambre climatique en température et en hygrométrie, de même que pour les essais sur maquette. Ensuite, il faut allumer le système d'extraction et de détection des gaz d'échappement du véhicule. Puis, les portes du véhicule sont ouvertes, de manière à accélérer l'équilibre thermique dans l'habitacle le temps de l'essai. Les systèmes d'acquisition peuvent alors être enclenchés. Ces systèmes se composent d'une part des capteurs instrumentés sur le véhicule et mesurés par une centrale d'acquisition Agilent, et d'autre part des capteurs préexistants sur le véhicule donc l'acquisition de type CAN se fait via le logiciel DDT2000. Le véhicule Clio est mis en route et ses consignes de climatisation sont réglées : température, recyclage, mode de fonctionnement.

La stabilisation en température du véhicule nécessite 1h10 de ralenti. A l'issue de cette période, le dispositif de brumisation peut être déclenché, en continu ou en intermittence, pour une durée de 20 minutes de manière à avoir 10 minutes de stabilisation.

A la fin de l'essai, le moteur de la Clio est coupé, les acquisitions de données sont stoppées, et les analyseurs et extracteurs de gaz sont éteints.

On se propose d'étudier la brumisation sur le véhicule à deux températures ambiantes (25 et 30 °C) avec une hygrométrie entre 30 et 40 % et à une hygrométrie élevée (entre 60 et 70 % pour une température de 25 °C). Pour chacune de ces conditions, il est prévu un enregistrement sur 2 paliers, à savoir, avec la température de consigne climatisation réglée au minimum, puis, la température de consigne à 22 °C. Entre chaque palier, il est prévu un temps de séchage de 20 minutes.

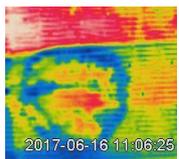


II.8 Conclusion du Matériel et des Méthodes

Le présent travail étudie la possibilité d'implémenter pour la première fois un dispositif de brumisation sur une climatisation automobile afin de contribuer à une baisse de 25 % de la consommation de carburant induite par la climatisation automobile. Ce dispositif de brumisation est dimensionné pour une utilisation lorsque le véhicule est à l'arrêt ou roule à faible vitesse. De plus, au vu de l'encombrement pré-existant de la face avant dans les véhicules contemporains et de par l'aspect embarqué de la technologie à développer, le dispositif de brumisation a certaines contraintes à respecter telles que :

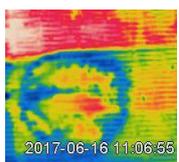
- Etre autosuffisant en eau, à partir des condensats de l'évaporateur. Cela constitue une disponibilité en eau de 1 kg.h^{-1} , d'après les résultats d'une étude de dimensionnement dont les détails sont donnés à la fin du chapitre III.
- Etre peu énergivore, c'est-à-dire disposer d'une pompe qui consomme moins de 10 W, avec une pression d'injection au niveau de la buse la plus basse possible. De plus, la pompe doit pouvoir être alimentée avec une tension inférieure ou égale à 12 V pour pouvoir correspondre aux standards électriques de l'automobile.
- Etre peu encombrant : en effet, il reste peu de place disponible dans la face avant des véhicules contemporains, donc le dispositif doit être allégé et miniaturisé au maximum. De plus, la distance entre la buse et la surface de l'échangeur doit être inférieure à 5 cm, du fait de la présence d'un masque en face avant du condenseur qui canalise le flux d'air vers 2 ouvertures.

Afin de répondre à ces contraintes et de mieux comprendre et caractériser l'effet de la brumisation sur le condenseur à air, l'échangeur a été isolé dans une maquette expérimentale. Cette maquette a été instrumentée afin de mesurer différentes variables sur l'air (débit, températures, hygrométries), sur l'échangeur (débit, températures) et sur le spray (débit, pression). De cette manière, une caractérisation physique de l'échange thermique a pu être entreprise. De plus, une granulométrie des sprays ainsi qu'une brève étude des taux d'évaporation des sprays a démontré que l'échange thermique se faisait principalement par impact sur la surface de l'échangeur suivi de l'évaporation du film d'eau formé. De ce fait, une méthode d'analyse thermique des surfaces impactées a été développée lors de la thèse afin d'être mise en lien avec l'échange thermique et pouvoir ainsi optimiser le gain de performance de la brumisation. Muni de ces outils d'analyse et après avoir préalablement déterminé les incertitudes de mesure des différents capteurs utilisés, des protocoles ont été mis au point à partir desquels des essais expérimentaux ont été menés, d'abord sur la maquette expérimentale puis sur le véhicule. Les résultats de ces essais sont présentés dans le chapitre suivant.



Chapitre III : Résultats expérimentaux

Le précédent chapitre a permis de définir et caractériser les différents types de buses et pompes de brumisation à utiliser pour parvenir à maximiser l'échange thermique induit par la pulvérisation de gouttelettes d'eau sur la surface d'un échangeur, tout en minimisant les consommations d'eau et d'énergie. Il faut pour cela utiliser des buses hydrauliques à basse pression produisant des sprays sous formes de cône creux ou de jet plat. De plus, l'état de l'art a énuméré l'ensemble des paramètres du système susceptibles d'influencer le gain de performance de la brumisation. Certains de ces paramètres ont été étudiés lors de la thèse, comme la température de paroi de l'échangeur, le débit de spray ou la vitesse de l'écoulement d'air, ainsi que, pour la première fois dans la littérature liée à la brumisation des échangeurs, le positionnement et l'orientation de la buse par rapport à la surface de l'échangeur, le nombre de buses ou l'intermittence du spray. Le présent chapitre expose la synthèse des résultats expérimentaux obtenus à partir de l'étude de ces paramètres. Ainsi, la première partie de ce chapitre permet d'étudier l'orientation et le positionnement de la buse. Ensuite, la seconde partie du chapitre tente d'explicitier les différents phénomènes influençant le transfert thermique, et en particulier le bouchage de l'échangeur. Pour cela, le système est d'abord étudié sur un temps court car le dispositif de brumisation est conçu pour fonctionner peu de temps dans le cas de l'application automobile (seulement quand le véhicule est à l'arrêt ou au ralenti). Néanmoins, il est nécessaire par la suite d'allonger le temps d'observation du système afin de pleinement appréhender la problématique du bouchage. Une troisième partie traite de l'optimisation du système en vue de l'implémentation sur automobile. Pour cela, on discute de l'intérêt des buses à jet plat par rapport aux buses à cône creux, notamment lorsque le masque du condenseur est mis en place. On s'intéresse également aux effets d'un spray intermittent afin de réduire la consommation d'eau. Enfin, une dernière partie présente le détail des résultats de l'étude de dimensionnement évoquée au début du Chapitre II et finit sur les essais réalisés sur véhicule.



III.1 Etude de positionnement et d'orientation de buse

Cette première partie constitue une étude de différents positionnements et orientations du dispositif de brumisation par rapport à l'échangeur de chaleur, en particulier pour maximiser le gain de performance de la brumisation. On commence pour cela par examiner des orientations de buse à co-courant, à contre-courant, et parallèles à la surface de l'échangeur, avec les buses positionnées dans les ouvertures du masque du condenseur. Puis, on élargit le champ d'investigation en retirant le masque et en évaluant si le gain de performance varie de manière significative selon la zone visée par le spray.

III.1.1 Etude préliminaire d'orientations de buse avec le masque

Une étude préliminaire a été réalisée afin de définir l'orientation optimale à adopter pour la buse par rapport à la surface de l'échangeur.

III.1.1.1 Orientations en co-courant et en contre-courant

Dans l'état de l'art, il a été constaté que le spray était injecté soit à co-courant, soit à contre-courant dans toutes les études faites sur la brumisation des échangeurs. Des premiers essais de brumisation avec des buses à cône creux ont donc été réalisés dans ces deux configurations, en présence du masque du condenseur, comme on peut le voir sur la Figure 65. Sur cette figure, un schéma a été effectué sur l'image du masque du condenseur de la face avant automobile. Ce schéma simplifié du masque servira ultérieurement pour indiquer les emplacements de buse.

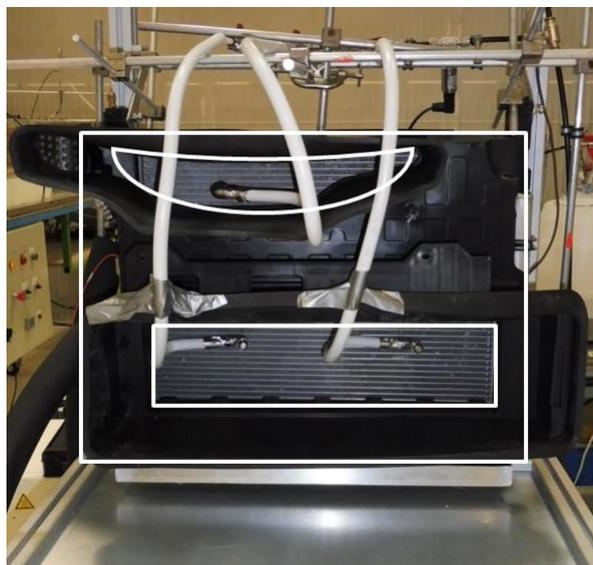


Figure 65 – Dispositif expérimental du choix d'orientation de buse

Les buses ont été placées à co-courant et à contre-courant successivement dans les deux ouvertures du masque. Pour ces essais, la pression d'injection a été fixée à 5 bar, le débit d'air à 480 kg.h^{-1} (GMV1), le débit d'eau dans l'échangeur à 150 kg.h^{-1} et la température en entrée d'échangeur à 80 °C . Les gains de performance ont été déterminés, ainsi que les pertes en eau. Pour obtenir ces pertes, on pèse tout d'abord l'eau perdue qui se dépose sur le plastique entourant le condenseur et qui s'écoule, puis on divise cette masse par la masse totale injectée. Les résultats obtenus sont reportés dans le Tableau 18.

Tableau 18 – Gains de performance et pertes en eau en co-courant et en contre-courant

Sens d'injection	Ouverture du masque	Distance à l'échangeur (cm)	Gain de performance (%)	Pertes en eau (%)
Co-courant	Haute	7,5	2 – 2,5	Aucune
	Basse		3	Aucune
Contre-courant	Haute	4,5	3 - 5	17 – 23
	Basse		7 – 9,5	5 – 10

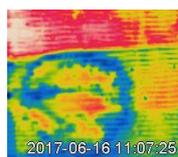
Ainsi, en configuration co-courant, le gain de performance est très bas que l'on place la buse en haut ou en bas : inférieur à 3 %. En revanche on ne constate pas de perte en eau en amont : soit l'eau se dépose sur la surface de l'échangeur, soit elle passe à travers. Cette faible performance est attribuable à une faible distance parcourue par le spray (7,5 cm) qui donne lieu à un faible taux d'évaporation en amont (cf. partie II.4.3.2) et à une petite surface impactée, du fait que le débit d'air disperse peu le spray lorsque la buse est à co-courant (Tissot, 2011).

En configuration contre-courant, le gain de performance est meilleur quel que soit le positionnement par rapport au co-courant mais les pertes en eau sont importantes si on place la buse au niveau de l'ouverture haute du masque (environ 20 %). La perte en eau est plus limitée pour l'ouverture du bas (5 à 10%). Cette perte est due à la dispersion du spray qui est plus grande qu'à co-courant et qui fait qu'une partie du spray retombe sur le plastique du masque au lieu d'impacter la surface de l'échangeur. A contre-courant, le taux d'évaporation du spray est plus important qu'à co-courant : pour une taille de goutte de 50 µm, seulement 12,5 % du spray s'évapore après 1 m contre 30,6 % à contre-courant à une température de 23 °C et une hygrométrie de 35 % (Tissot, 2011). Néanmoins, on peut supposer que pour les distances considérées dans les essais (respectivement 7,5 cm et 4,5 cm à co-courant et contre-courant), le taux d'évaporation est équivalent et que la majorité de l'échange thermique se fait par impact puis évaporation en surface de l'échangeur. Ainsi, dans les deux cas, le facteur influençant en majorité le gain de performance est la surface impactée. Cela semble indiquer qu'il suffit de maximiser la surface impactée pour augmenter le gain de performance, tout en évitant les pertes en eau. Une méthode pour mesurer la surface impactée a donc été mise en œuvre (cf. partie II.5.2) afin d'étudier son lien avec la performance de la brumisation (cf. sections III.1.2.2 et III.2.3).

En conclusion de cette pré-étude, on peut donc noter que les orientations à co-courant et contre-courant ne sont pas adaptées pour l'application automobile. D'une part, la petite distance entre le dispositif de brumisation et la surface de l'échangeur (moins de 10 cm si disposé dans une des deux ouvertures, moins de 5 cm si placé entre le masque et l'échangeur) ne convient pas à une orientation à co-courant car le spray se dépose sur une faible superficie. D'autre part, l'exiguïté de l'espace disponible au niveau du condenseur et de son masque ne permet pas le plein épanouissement d'un spray en contre-courant et engendre des pertes en eau. Il faut donc chercher de nouvelles orientations.

III.1.1.2 Introduction à de nouvelles orientations

Afin de pallier les inconvénients des deux précédentes orientations, des expériences ont été menées avec des orientations orthogonales au flux d'air (intermédiaires aux orientations à co-courant et



contre-courant). Des orientations vers le haut et vers le bas ont ainsi été testées, toujours en plaçant les buses au niveau des ouvertures du masque. L'ensemble des configurations testées, en prenant en compte les configurations co-courant et contre-courant, sont résumées dans la Figure 66.

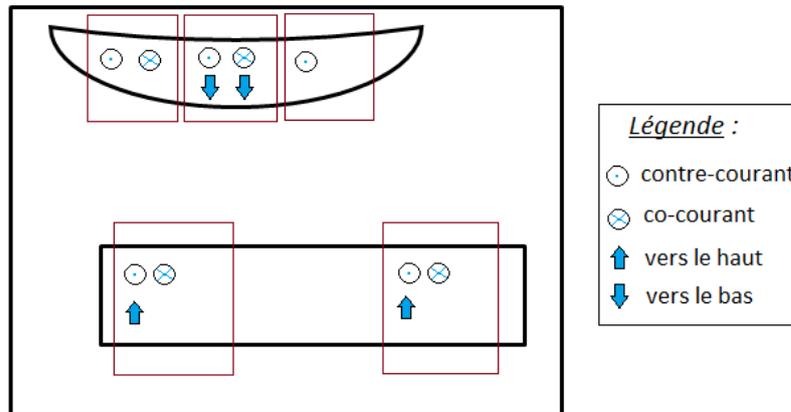


Figure 66 – Schéma de la disposition des buses

Les résultats de ces configurations orthogonales au flux d'air sont donnés dans le Tableau 19. De meilleurs résultats qu'en co-courant sont obtenus, mais les gains obtenus sont inférieurs aux gains à contre-courant. Les pertes en eau sont cependant moins élevées qu'à contre-courant (vers le haut), voire nulles comme à co-courant (vers le bas).

Tableau 19 - Gains de performance et pertes en eau avec buse orientée vers le haut et vers le bas

Sens d'injection	Ouverture du masque	Distance à l'échangeur (cm)	Gain de performance (%)	Pertes en eau (%)
Vers le haut	Basse	4	5 – 6	6 – 7
Vers le bas	Haute		3 – 4,5	Aucune

Pour conclure, l'implémentation d'une ou de plusieurs buses à co-courant ou à contre-courant n'est pas envisageable pour des raisons de gains insuffisants ou de pertes en eau trop importantes. L'étude s'oriente donc vers des orientations intermédiaires. Cependant, les premiers résultats obtenus pour de telles orientations ont été réalisés avec le masque et ont montré de moins bonnes performances qu'à contre-courant. Dans la partie suivante, on s'intéresse donc à l'optimisation du positionnement de la buse par rapport à la surface de l'échangeur, en particulier orthogonale à l'écoulement, dans le but d'améliorer le gain de performance de la brumisation.

III.1.2 Orientation et positionnement de buse sur la surface

Dans cette partie, l'influence du positionnement et de l'orientation d'une buse à cône creux par rapport à la surface de l'échangeur est étudiée. Le masque du condenseur a été retiré de manière à pouvoir caractériser l'échange thermique avec la brumisation sur toute la surface de l'échangeur. En effet, la visualisation de la surface impactée par le spray avec la caméra thermique ne peut se faire qu'en l'absence du masque. De plus, l'étude étant réalisée avec des buses à cône creux, la présence du masque risquerait de gêner l'expansion du spray : ce problème devra néanmoins être pris en compte pour l'application automobile.

III.1.2.1 Choix des positionnements testés

Les positions testées sont soit parallèles à la surface de l'échangeur (autrement dit perpendiculaires à l'écoulement d'air), soit avec un angle de 45° par rapport à la surface de l'échangeur. Onze positionnements ont ainsi été testés et sont représentés sur la Figure 67.

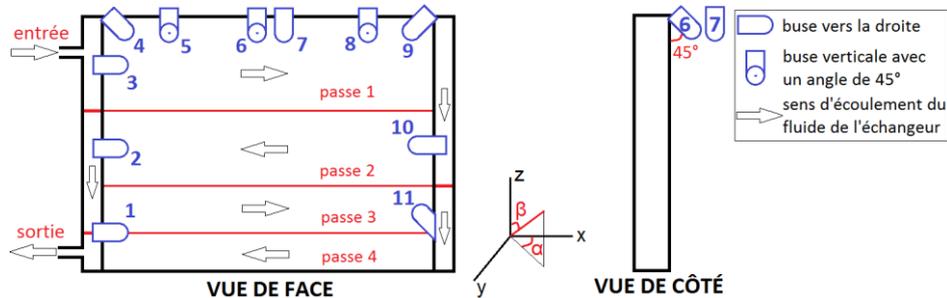


Figure 67 – Schéma des positionnements testés pour la buse à cône creux

Le Tableau 20 donne le détail de ces positionnements par rapport à la surface de l'échangeur (qui, pour rappel, mesure 52 cm de large sur 40 cm de haut). Ainsi, le coin inférieur gauche de l'échangeur sert de point d'origine au référentiel cartésien du positionnement des buses. La hauteur de la buse par rapport au bas de l'échangeur est notée z , la position de la buse dans la largeur de l'échangeur est notée x et la distance séparant la buse de la surface est notée y .

Tableau 20 – Détails des 11 positionnements de buse par rapport à la surface de l'échangeur

N_{nz}	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
x (cm)	0	0	0	0	11	24	24	40	52	52	52
y (cm)	4	4	4	6	5,5	7	5	7	5	3,5	5
z (cm)	8	18,5	34	30,5	37	38,5	37,5	37	34	18,5	15
α (°)	0	0	0	0	90	90	90	90	180	180	180
β (°)	90	90	90	135	135	135	180	135	135	90	45

Toutes les configurations ont été placées sur les bords de l'échangeur, de manière à ne pas perturber l'écoulement d'air et à pouvoir visualiser la surface impactée par le spray à l'aide de la caméra thermique. De plus, l'ensemble de ces configurations permet de quadriller la quasi-totalité de la surface de l'échangeur comme cela est illustré sur la Figure 68.

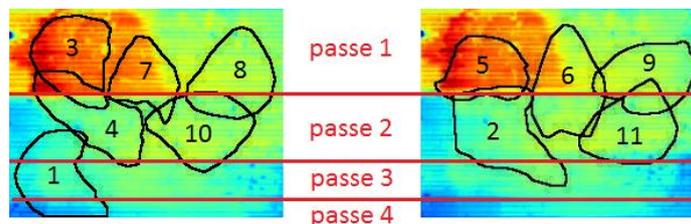
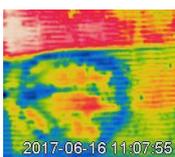


Figure 68 – Surfaces impactées par le spray sur l'échangeur dans 6 des 11 positionnements testés

Les zones d'impact correspondent à des relevés manuels à partir d'images thermiques, à l'aide du logiciel ImageJ. En effet, du fait d'un positionnement très éloigné de la caméra thermique de la surface de l'échangeur (2 m) et d'un contraste insuffisant entre la zone mouillée et la zone sèche, le



traitement automatique d'images n'a pas pu être effectué sur ces images. Sur la Figure 68, les 11 zones sont dessinées sur l'image thermique de la surface de l'échangeur sec sur deux images séparées pour un souci de lisibilité étant donné que certaines zones sont relativement proches entre elles.

III.1.2.2 Discussion sur la surface impactée

En plus du positionnement, 2 débits d'air (480 et 900 kg.h⁻¹) et 2 débits de spray (1 et 1,4 kg.h⁻¹) ont été expérimentés pour chacun des 11 positionnements : cela représente donc un total de 44 expériences. Ces 2 débits permettent de caractériser pleinement l'efficacité de la brumisation par rapport à un positionnement de buse donné grâce à une variation du ratio local du débit d'eau sur le débit d'air. La Figure 69 donne la tendance globale du débit d'air et du débit d'eau sur la surface impactée par le spray.

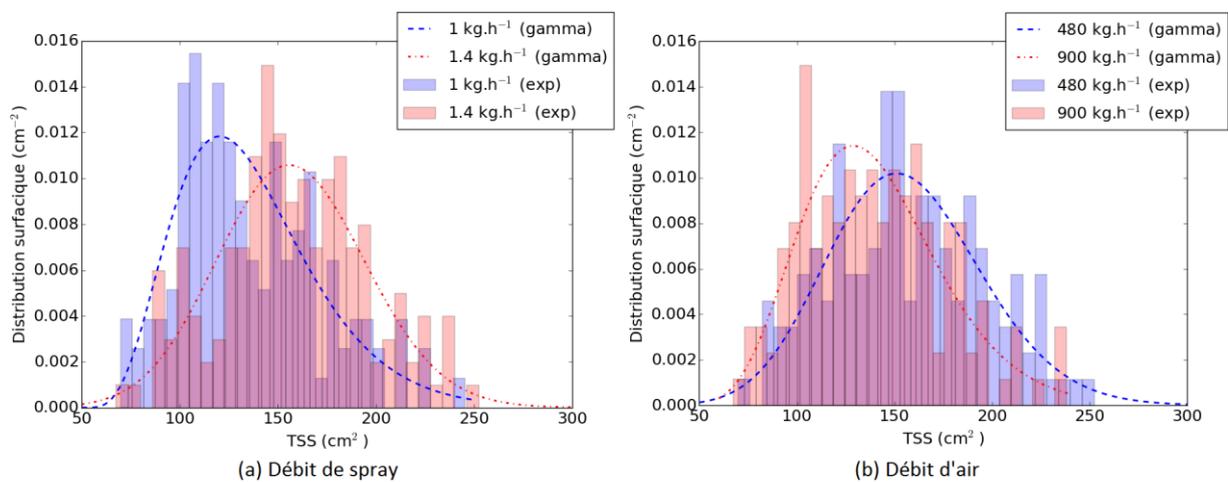


Figure 69 – Influence des débits de spray et d'air sur la distribution statistique de la surface totale de brumisation

Cette figure correspond à la distribution surfacique normalisée de la surface totale de brumisation (TSS) pour 338 échantillons à partir de 44 expériences, tous temps confondus (cette distribution est donc telle que l'intégrale de ses valeurs est égale à 1). Les données expérimentales sont représentées sous forme d'histogrammes. Des fonctions de densité de probabilité, de la forme gamma donnée par l'équation (87) ont été estimées à partir de ces données.

$$x \geq 0, a > 0 \rightarrow f_{\Gamma}(x, a) = \frac{x^{a-1} e^{-x}}{\Gamma(a)} \quad (87)$$

Avec :

$$x = \frac{TSS - b}{c}$$

Et a, b, c des constantes, f_{Γ} la fonction de densité de probabilité sous sa forme gamma et Γ , la fonction gamma. On récapitule l'ensemble des valeurs des 3 constantes a, b, c dans le Tableau 21.

Tableau 21 – Coefficients des fonctions gamma de densité de probabilité de la surface totale de brumisation pour les 2 débits de spray et les 2 débits d’air

		<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>
\dot{m}_w^{nz} (kg.h ⁻¹)	1,0	5,395	50,89	15,78
	1,4	441,2	-635,3	1,797
\dot{m}_a (kg.h ⁻¹)	480	58,68	-145,8	5,148
	900	10,87	19,84	11,04

On peut remarquer que la surface impactée augmente avec le débit d’eau et diminue avec le débit d’air. Pour le premier point, cela s’explique par le fait qu’un débit de spray plus élevé est généré par une pression d’injection plus forte au niveau de la buse. En effet, un débit de 1 kg.h⁻¹ correspond à une pression de 5 bar alors qu’un débit de 1,4 kg.h⁻¹ est généré avec une pression de 10 bar. L’augmentation de la pression permet une expansion plus importante du spray dans l’écoulement d’air, étant donné que la vitesse initiale des gouttelettes est plus élevée (8 m.s⁻¹ au lieu de 4 m.s⁻¹, cf. partie II.4.4.2.1). Pour le second point, une augmentation du débit d’air donne lieu à un rabattement plus rapide des fines gouttelettes du spray (diamètre de Sauter de 64 µm à 5 bar et 49 µm à 10 bar) sur la surface de l’échangeur et donc l’expansion du spray est identique ou moindre.

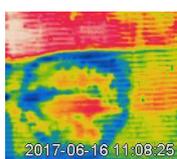
Dans la suite de ce chapitre, cette tendance globale des débits d’eau et d’air vis-à-vis de la surface impactée est examinée afin de savoir si elle se vérifie dans tous les cas.

Dans cette optique, on commence donc par compléter l’analyse de données en analysant cette fois-ci non pas la distribution dans son ensemble mais seulement les valeurs médianes des surfaces impactées pour les 4 conditions de débits d’eau et de débits d’air. On compare ces valeurs aux gains de performance obtenus en moyenne par kg d’eau consommé par heure. La puissance de l’échangeur sans brumisation est donnée comme référence. Le Tableau 22 résume l’ensemble de ces valeurs, avec leurs écart-types respectifs.

Tableau 22 – Moyennes des surfaces totales de brumisation et des gains de performance par unité de débit pour les deux débits d’air et les deux débits de spray testés

	$\langle TSS \rangle$ (cm ²)		$Q_{w,dry}^{hex}$ (kW)		$\langle \frac{F}{\dot{m}_w^{nz}} \rangle$ (% · kg ⁻¹ · h)	
\dot{m}_a (kg.h ⁻¹) →	480	900	480	900	480	900
↓ \dot{m}_w^{nz} (kg.h ⁻¹)						
1,0	142 ± 38	143 ± 34	6,15 ± 0,15	8,1 ± 0,2	4,9 ± 1,1	1,3 ± 0,3
1,4	166 ± 38	148 ± 36			5,0 ± 0,9	1,2 ± 0,3

Dans ce tableau, on remarque que la surface médiane vaut autour de 140-150 cm², excepté à $\dot{m}_w^{nz} = 1,4$ kg.h⁻¹ et $\dot{m}_a = 480$ kg.h⁻¹, où elle vaut environ 170 cm². On peut donc déduire que la surface est indépendante du débit d’eau pour un débit d’air élevé et du débit d’air pour un débit d’eau faible. Dans le premier cas, cela signifie que, pour la gamme de débits d’eau considérés, quelle que soit la quantité d’eau injectée, cette dernière touchera toujours la même surface pour peu que le débit d’air soit suffisamment élevé : ce dernier rabattra le spray sur la surface de l’échangeur de la même manière quelle que soit sa granulométrie et sa vitesse initiale d’éjection. Dans le second cas, le fait que le débit d’air n’influe pas sur la surface impactée pour le plus faible débit d’eau est attribuable à la granulométrie du spray : pour la gamme de débits d’air considérés, pour peu que les



gouttes constituant le spray soient suffisamment grosses, le débit d'air n'aura pas d'influence sur la répartition du spray sur la surface de l'échangeur.

Par ailleurs, on constate que l'augmentation du débit d'eau ne modifie pas significativement le gain de performance ramené au débit d'eau (F/\dot{m}_w^{nz}) : ce gain est stable autour de 5 % pour le débit d'air à 480 kg.h⁻¹, et vers 1,25 % pour 900 kg.h⁻¹. En revanche, lorsque le débit d'air est multiplié par 2 environ, le gain de performance est divisé par 4 en moyenne, alors que la puissance échangée sans brumisation n'augmente que de 30 %, et la surface impactée ne diminue en moyenne que de 11 % pour le plus haut débit d'eau. En plus de ces deux facteurs, une telle baisse de performance de la brumisation s'explique également par la baisse du ratio eau/air (cf Tableau 23).

Tableau 23 – Ratios eau air amont testés

\dot{m}_a (kg.h ⁻¹)	900		480	
\dot{m}_w^{nz} (kg.h ⁻¹)	1,0	1,4	1,0	1,4
\dot{m}_w^{nz}/\dot{m}_a (g _w · kg _a ⁻¹)	1,1	1,6	2,1	2,9

La surface impactée ne dépend donc pas systématiquement des débits d'eau et d'air. Or, selon l'étude préliminaire, maximiser la surface impactée maximise le gain de performance de la brumisation. Il faut donc trouver un paramètre dont la surface dépend quelles que soient les conditions opératoires. On s'intéresse donc au lien entre la surface impactée et la distance maximale parcourue par le spray avant qu'il ne soit rabattu sur la surface de l'échangeur. En effet, cette distance, qui dépend en partie de la vitesse initiale des gouttelettes en sortie de buse, correspond à la longueur maximale parcourue par le spray, soit dans l'axe horizontal (buses 1, 2, 3 ,10) soit dans l'axe vertical (buses 5, 6, 7, 8), soit en diagonal (buses 4, 9, 11). La Figure 70 illustre ces différents cas avec les positionnements 3, 8 et 9.

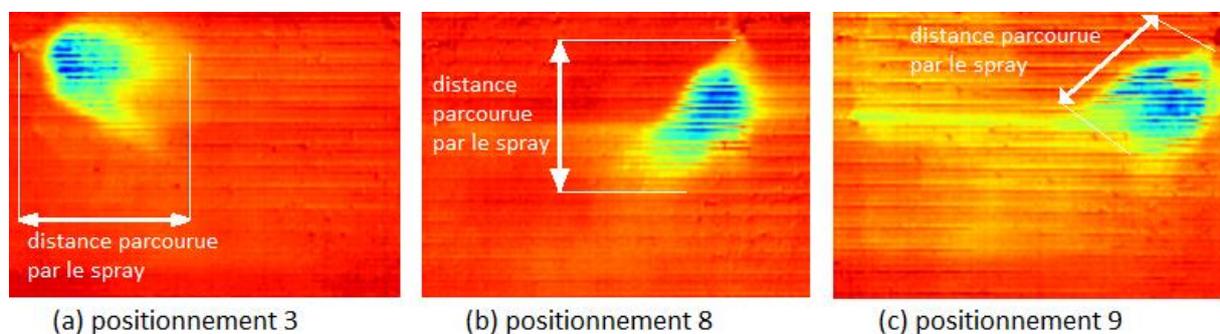


Figure 70 – Schéma de principe de la mesure de la distance parcourue par le spray

Ensuite, la surface totale de brumisation est tracée en fonction de la distance parcourue dans la Figure 71. On remarque ainsi qu'une tendance se dessine, avec une quasi-proportionnalité de la surface en fonction de la distance. Plus la distance parcourue est élevée, plus grande est la valeur de la surface impactée. Ainsi, si le spray parcourt 10-15 cm la surface sera de 100 à 150 cm² alors que pour 15-20 cm, elle vaut entre 150 et 200 cm². Cela indique donc qu'il faut privilégier une buse basse pression avec une vitesse initiale d'éjection élevée.

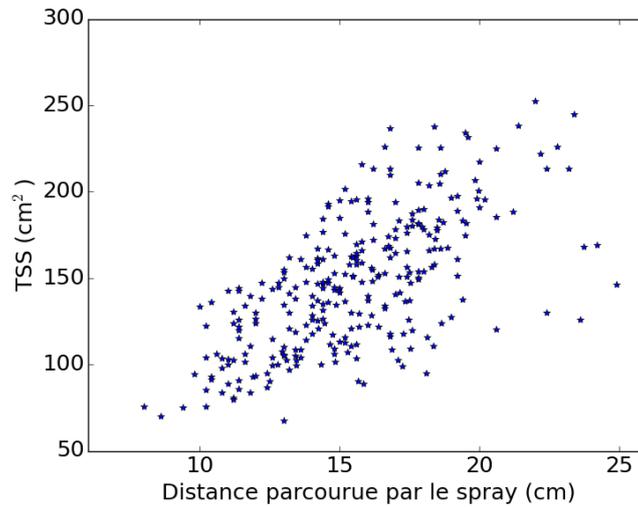


Figure 71 – Surface totale de brumisation en fonction de la distance parcourue par le spray

Pour conclure, cette partie a permis de démontrer que la surface impactée peut-être indépendante du débit de spray et du débit d'air et qu'elle dépendait fortement de la distance parcourue par le spray, autrement dit de la vitesse initiale des gouttes.

III.1.2.3 Comparaison avec des gains théoriques d'évaporation adiabatique

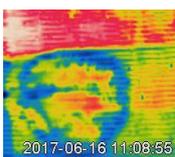
D'après le Tableau 24, l'efficacité de brumisation mesurée est faible en comparaison de ce qui pourrait être obtenu en théorie avec une évaporation totale du spray en amont de l'échangeur. Dans ce tableau, les gains de performances F sont donnés, en plus des gains de coefficient de transfert F^* (cf. partie I.3.1.2), pour les 11 positionnements confondus. Une comparaison est faite entre les gains de performance F et les gains théoriques d'une évaporation totale, notés F_{evap} , qui s'expriment grâce aux flux thermiques au niveau de l'échangeur et non grâce aux coefficients de transfert (ces derniers ne sont pas prévisibles pour une évaporation totale). Les gains F^* sont donnés ici uniquement à titre d'information et sont exploités dans la partie III.1.2.5. En revanche, le flux thermique engendré par cette évaporation peut être déduit à partir du débit de spray \dot{m}_w^{nz} et de la chaleur latente d'évaporation L_v . On retrouve l'expression de F_{evap} dans l'équation (88).

$$F_{evap} = \frac{\dot{m}_w^{nz} L_v}{Q_{w,dry}^{hex}} \quad (88)$$

Tableau 24 – Gains de coefficient de transfert, gains de performance et gains théorique de totale évaporation

\dot{m}_a (kg.h ⁻¹)	\dot{m}_w^{nz} (kg.h ⁻¹)	F^* (%)	F (%)	F_{evap} (%)
450	1,0	1,11 – 1,35	2,6 – 6,4	11,0 ± 0,7
	1,4	1,16 – 1,36	4,3 – 8,0	15,5 ± 0,5
900	1,0	1,04 – 1,09	0,9 – 2,1	8,8 ± 0,3
	1,4	1,03 – 1,10	0,8 – 2,3	11,8 ± 0,3

La comparaison entre F et F_{evap} montre que l'eau brumisée est partiellement exploitée. En effet, les valeurs de F_{evap} valent 2 à 4 fois celles de F pour un débit d'air de 450 kg.h⁻¹. Ce rapport des gains passe même systématiquement au-dessus de 4 pour un débit d'air de 900 kg.h⁻¹. Cela peut s'expliquer par un faible taux d'évaporation du spray, qui ne dépasse pas 10 à 20 % dans les expériences suivantes (cf. partie II.4.3.2), en raison d'une faible distance entre la buse et la surface



de l'échangeur. Comme les gouttelettes du spray n'ont pas assez de temps pour s'évaporer, pratiquement toute l'eau touche la surface de l'échangeur et crée un film d'eau. Néanmoins, on peut remarquer que la différence entre F et F_{evap} est réduite pour les plus faibles débits d'air (450 kg.h^{-1}) et de spray (1 kg.h^{-1}). Cela signifie que l'eau y est mieux exploitée car ces conditions expérimentales représentent le meilleur compromis entre, d'une part, l'évaporation du film et le drainage en surface causé par le débit d'air, et d'autre part, le renouvellement du film d'eau provoqué par le débit de spray.

III.1.2.4 Discrétisation de l'échangeur à l'échelle de la passe

Dans la majorité de la thèse, on étudie l'efficacité de la brumisation à l'échelle de l'échangeur, soit avec le gain de performance F , soit avec le gain de coefficient de transfert F^* . Or, l'étude qualitative (partie III.1.2.2) et quantitative (partie III.2.3) de la surface impactée montre que la brumisation est localisée et ne concerne pas toute la surface de l'échangeur. Cette partie propose donc d'étudier thermiquement l'échangeur à une échelle plus locale, celle de la passe. Pour cela, comme décrit dans la partie II.6.2, des thermocouples sont instrumentés en entrée et en sortie de chacune des 4 passes de l'échangeur. Les thermocouples sont collés en paroi, donc les températures sont légèrement inférieures à celles de l'eau au sein de l'échangeur. Cela permet néanmoins d'obtenir, à l'erreur près, le profil de température du fluide tout au long de l'échangeur. On s'intéresse donc à l'évolution de la température d'eau au sein de l'échangeur de l'entrée à la sortie.

Le profil de température sans ou avec brumisation est tracé en fonction d'une variable appelée abscisse curviligne. Pour obtenir cette grandeur, les passes sont mises bout à bout dans une seule dimension, comme représenté sur la Figure 72.

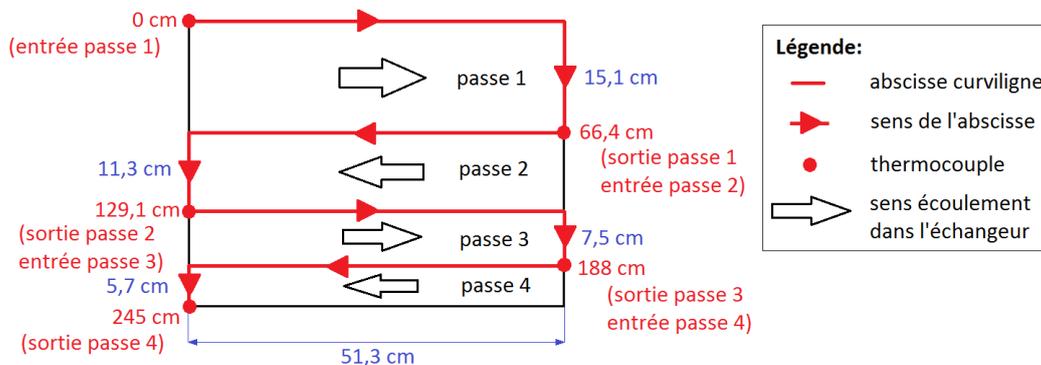


Figure 72 – Illustration de l'abscisse curviligne sur l'échangeur de chaleur

Sur la Figure 72, l'abscisse curviligne part du haut de l'échangeur (entrée d'eau) vers le bas (sortie d'eau). Il y a en tout 5 mesures de la température le long de l'échangeur.

La Figure 73 représente d'une part le profil de température le long de l'échangeur sans brumisation et avec brumisation pour les buses en positions 4 et 11 (Figure 73a), et d'autre part la différence de température entre la paroi brumisée et la paroi sèche pour ces mêmes buses (Figure 73b).

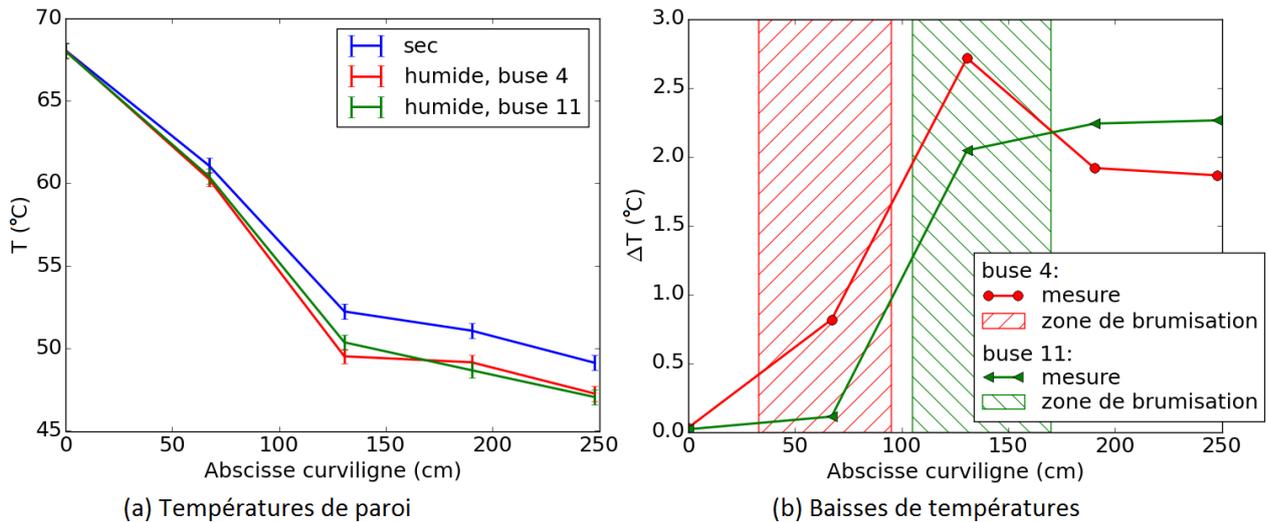


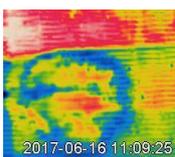
Figure 73 – Evolution de la température de paroi sans brumisation et avec pour les buses 4 et 11 (a) et résultats en baisse de température (b)

Sur la Figure 73a, on peut remarquer que la température de la paroi diminue beaucoup sur les deux premières passes puis de manière moins marquée sur les deux dernières : elle a un profil exponentiel typique des échangeurs de chaleur à minicanaux. Ceci est dû à un pincement de température entre la paroi et l'air qui est plus élevé au sommet de l'échangeur de chaleur : il y a plus d'échanges de chaleur en haut qu'en bas. On observe un comportement de la température différent en aval de la passe 2 pour ces positionnements. On raisonne à partir de la baisse de température pour expliquer cette différence.

Sur la Figure 73b, les zones de brumisation de chacune des buses 4 et 11 sont données, en plus des baisses de température. Ainsi, la zone de pulvérisation couvre partiellement les passes 1 et 2 pour la buse 4, et les passes 2 et 3 pour la buse 11. Pour la buse 4, la baisse de température commence ainsi doucement sur la passe 1 puis progresse fortement sur la 2^{ème} passe. Cependant, cette baisse importante ne se maintient pas sur la passe 3 : la température reste la même (cf. Figure 73a) en raison de l'échange air-fluide qui devient très faible en aval de la partie brumisée. Par conséquent, la différence entre les cas sans brumisation et avec brumisation diminue, puis se stabilise jusqu'à la sortie de l'échangeur. Pour la buse 11, la baisse de température est importante sur la passe 2 et augmente encore légèrement sur la passe 3, puis se maintient sur la passe 4. Cela s'explique par le fait que l'échange air-fluide est comparable à l'échange sans brumisation car le gradient de température air-fluide de la buse 11 reste plus élevé que celui de la buse 4. De plus, comme il n'y pas de film d'eau sur cette passe, l'échange de chaleur est comparable à celui de l'échangeur sec : les courbes de températures avec brumisation sont d'ailleurs parallèles à cet endroit de l'abscisse curviligne dans la Figure 73a.

La comparaison montre localement que la baisse de température maximale est obtenue pour la buse 4 mais que la baisse finale est légèrement supérieure avec la buse 11.

Cela démontre que, s'il peut être intéressant de pulvériser les parties les plus chaudes de l'échangeur de chaleur, les points les plus froids ne doivent pas être négligés, au risque de faire perdre son efficacité au procédé de brumisation.



III.1.2.5 Discrimination du positionnement par le gain

Dans cette section, l'influence du positionnement des buses est discutée en termes d'efficacité thermique du système, en tenant compte à la fois du gain de coefficient de transfert (F^* dans le Tableau 5 de la partie I.3.1.2) et du gain de performance F . Le gain de coefficient de transfert F^* est supposé ici égal au ratio du facteur de Colburn humide sur sec, comme on peut le voir dans l'équation (89). En effet, on a fait l'hypothèse dans la partie II.5.1 en se basant sur les travaux de Chen *et al.* (2013) et de Zhang *et al.* (2014) que la brumisation ne modifiait pas significativement les pertes de charge sur le côté air de l'échangeur dans les conditions de notre étude, au vu des faibles quantités d'eau brumisée. Cette hypothèse a été validée expérimentalement pour des temps courts de brumisation (10 minutes), via la mesure du débit d'air : une augmentation des pertes de charge devrait se traduire par une baisse du débit d'air, ce qui n'a pas été constaté pour 10 minutes de brumisation. Cependant, on verra dans la suite que pour des temps plus longs, cette hypothèse ne se vérifie plus (cf. partie III.2.3.2).

$$F^* = \frac{h_{a,wet}}{h_{a,dry}} = \frac{j_{wet} \rho_{a,wet} V_{a,wet} C_{p,a,wet}}{j_{dry} \rho_{a,dry} V_{a,dry} C_{p,a,dry}} \cdot \left(\frac{Pr_{a,dry}}{Pr_{a,wet}} \right)^{\frac{2}{3}} \xrightarrow{v_a \propto \sqrt{\Delta P}} \frac{j_{wet}}{j_{dry}} \quad (89)$$

Par ailleurs, les effets du débit d'air et du débit de spray sont également analysés. Pour chaque position, le facteur de Colburn a été déterminé en conditions sèches et humides (sans et avec brumisation) pour les deux pressions d'injection et les deux débits d'air. La Figure 74 montre le facteur de Colburn obtenu pour la buse en position 11 en conditions sèches et humides à 2 débits d'air de 480 et 900 kg.h^{-1} (soit des vitesses d'air de $1,5 \text{ m.s}^{-1}$ et 3 m.s^{-1} en moyenne), correspondant à des nombres de Reynolds sur l'air à l'échelle de l'ailette de l'échangeur à minicanaux de 110 et 220.

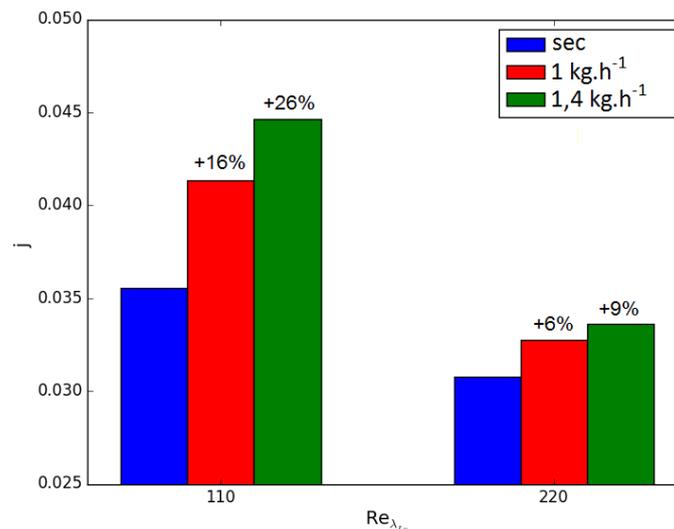


Figure 74 – Facteur de Colburn en conditions sèches et humides pour 2 différents nombres de Reynolds sur l'air pour le positionnement de buse n°11

Le facteur de Colburn en conditions sèches et humides diminue avec le nombre de Reynolds comme cela a été reporté dans plusieurs publications (Achaichia et Cowell, 1988 ; Chang *et al.*, 2000 ; Karthik *et al.*, 2017). En conditions sèches, le facteur de Colburn était de 0,035 pour $Re = 110$ (480 kg.h^{-1}) et

de 0,030 pour $Re = 220$ ($900 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$). Cette diminution du facteur de Colburn avec le débit d'air est attribuable à une baisse dans le coefficient de friction de Darcy. Autrement dit, les pertes de charge diminuent par rapport au débit d'air. Cela signifie qu'une même quantité d'air va absorber moins de chaleur en passant au travers de l'échangeur. Ainsi, le coefficient de transfert côté air n'augmente pas proportionnellement avec le débit d'air en condition sèche.

Le facteur de Colburn est meilleur en conditions humides qu'en conditions sèches, étant donné que la brumisation d'eau induit une amélioration du coefficient de transfert. Cette amélioration est d'autant meilleure avec la quantité d'eau brumisée disponible. Par exemple, pour $Re = 110$, le facteur de Colburn gagne 16 % avec $1 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ d'eau injectée et 26 % avec $1,4 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$.

A l'inverse, le gain obtenu au niveau du facteur de Colburn grâce à la brumisation diminue avec le nombre de Reynolds car le ratio du débit d'eau brumisée sur le débit d'air soufflé diminue. Ces observations sont en accord avec les résultats trouvés dans la littérature (Yang et Clark, 1975 ; Eckels et Rabas, 1987 ; Chen *et al.*, 2013 ; Karthik *et al.*, 2017).

Cependant, on observe des coefficients de transfert comparables pour une moindre consommation d'eau que celui reporté par Chen *et al.* (2013) qui était de 21 % à $1,8 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ pour $Re < 350$. Cette analyse a été transposée pour tous les positionnements de buses en représentant sur la Figure 75 les gains de coefficient de transfert F^* en fonction du ratio du débit de spray sur le débit d'air (cf. Tableau 23 en section III.1.2.2 pour la correspondance entre les débits et le ratio eau/air). Les positionnements de buse sont donnés en rappel sur le schéma en haut de la Figure 75b.

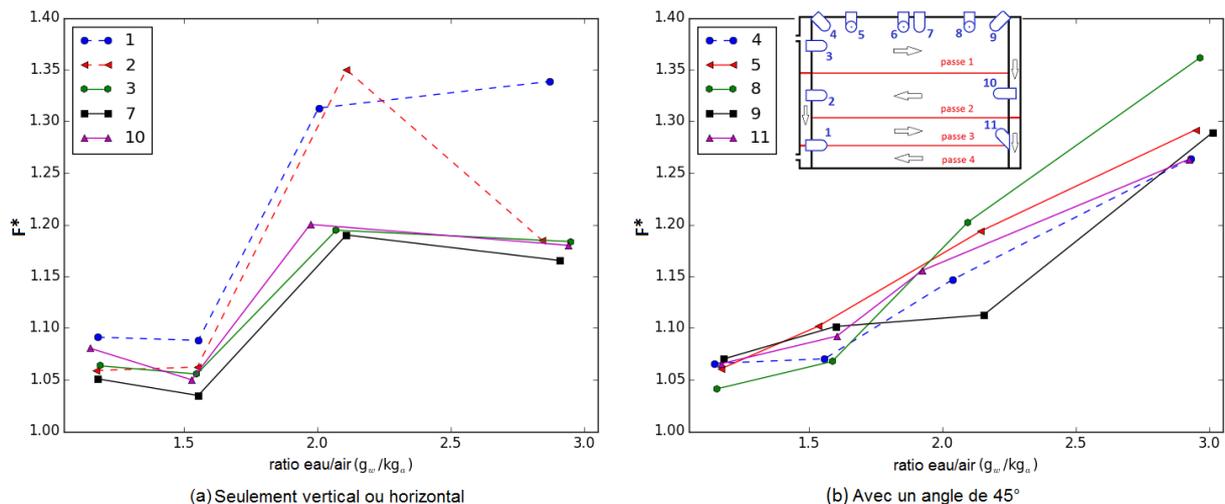
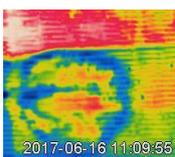


Figure 75 – Gain de coefficient de transfert en fonction du ratio eau/air pour les positionnements de buse

La Figure 75a combine les données des buses 1, 2, 3, 7 et 10, qui sont horizontales et perpendiculaires au débit d'air ($\beta=90^\circ$, $\alpha=0$ ou 180°) ou verticale et perpendiculaire au débit d'air pour la buse 7 ($\beta=180^\circ$, $\alpha=90^\circ$). La Figure 75b montre les résultats des buses 4, 5, 8, 9 et 11 qui sont inclinées avec un angle de 45° par rapport au plan horizontal ou au plan vertical ($\beta=45^\circ$ ou 135°). Plus précisément, ces buses sont soit verticales avec un angle de 45° en contre-courant (buses 5 et 8 : $\alpha=90^\circ$ et $\beta=135^\circ$), soit dans un des coins de l'échangeur et orientées dans la diagonale de l'échangeur tout en étant orthogonales au débit d'air (buses 4, 9 et 11 : $\alpha=0^\circ$ ou 180° et $\beta=45^\circ$ ou 135°). D'après les 2 figures, l'efficacité du dispositif dépend au premier ordre du ratio eau/air car elle augmente avec ce ratio. L'efficacité dépend même uniquement de ce paramètre pour les buses obliques (Figure 75b) car l'efficacité est globalement proportionnelle au ratio eau/air. Pour les buses



perpendiculaires (Figure 75a), d'autres facteurs perturbent l'efficacité car la relation entre l'efficacité et le ratio n'est pas linéaire. Ces facteurs dépendent du positionnement et de l'orientation de la buse. Pour les buses de la Figure 75a, on peut remarquer que les valeurs de F^* pour les buses 3, 7 et 10 sont inférieures à celles des buses 1 et 2. Cela est dû au fait que les buses 1 et 2 impactent les zones les plus froides de l'échangeur (passes 3 et 4 et sortie de passe 2) tandis que les buses 3, 7 et 10 impactent la zone la plus chaude (passes 1 et haut de la passe 2). Ainsi, pour ces 5 buses, le gain de transfert thermique est meilleur quand la température de paroi est plus basse. Néanmoins, le gain de coefficient de transfert thermique augmente avec le ratio eau/air pour les buses obliques alors qu'elles impactent les zones les plus chaudes de l'échangeur (passes 1 et 2) : un autre facteur est à prendre en compte pour expliquer le comportement de F^* en fonction du ratio eau/air pour les buses perpendiculaires. Ce facteur est mis en évidence par la différence de comportement du gain pour les buses 1 et 2. En effet, les buses 1 et 2 ont la même efficacité au ratio eau/air de 2 g.kg^{-1} , mais le gain chute pour la buse 2 quand le ratio augmente à $2,9 \text{ g.kg}^{-1}$. On explique cela par un bouchage local de l'échangeur causé par l'impactation du spray, c'est-à-dire que l'air ne passe plus sur tout ou partie de la surface impactée par le spray. A 2 g.kg^{-1} , l'échangeur n'est pas bouché pour les buses 1 et 2, et donc, les gains sont similaires. En revanche, à $2,9 \text{ g.kg}^{-1}$, l'échangeur se bouche localement et par conséquent, l'efficacité de la buse 2 chute car le bouchage intervient à un endroit où le pincement entre la paroi et l'air est encore élevé, contrairement à la buse 1. Le bouchage par le film d'eau agit comme une résistance thermique : sur les zones chaudes, cela pénalise le transfert thermique alors que sur les zones froides cela n'a soit pas d'incidence sur le transfert, soit cela l'augmente.

La température de paroi et le bouchage de l'échangeur sont donc deux facteurs à prendre en compte en plus du ratio eau/air pour expliquer l'efficacité de la brumisation. De plus, la figure suivante permet de montrer que ces facteurs ne sont pas indépendants. Ainsi la Figure 76 trace les gains de performance des 11 positionnements en fonction de la température de paroi pour les deux débits de spray, uniquement pour le débit d'air à 480 kg.h^{-1} . En effet, les différences observées entre les gains de coefficient de transfert selon leur positionnement sont réellement significatifs à 480 kg.h^{-1} , alors qu'à 900 kg.h^{-1} les valeurs varient entre 5 et 10 % (cf. Figure 75).

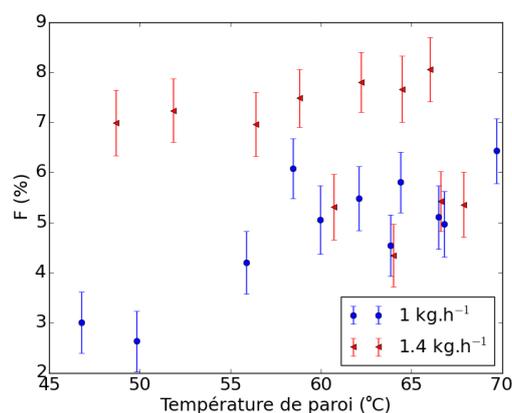


Figure 76 – Gains de performances des onze positionnements en fonction de la température de paroi sèche pour le débit d'air de 480 kg.h^{-1} et les deux débits d'eau

La température de paroi de chaque buse est obtenue à partir des valeurs de températures prises en entrée et en sortie de passe. Ainsi, la température de paroi de la buse 3 correspond à la température en entrée de 1^{ère} passe, celle de la buse 1 à l'entrée de la 3^{ème} passe ou encore celle de la buse 10 à

l'entrée de la 2^{de} passe. Pour le débit de spray à 1 kg.h^{-1} , on remarque une augmentation importante du gain de performance avec la température de paroi : il passe ainsi de 3 % à 45 °C contre 6 % à 70 °C. En revanche pour $1,4 \text{ kg.h}^{-1}$ et pour 8 des positionnements, le gain de performance a une très faible augmentation entre 7 et 8 % et semble donc moins dépendant de la température de paroi. Cependant, pour 4 positionnements, le gain de performance chute brutalement vers 4-5 % pour des températures élevées de paroi ($>60 \text{ °C}$).

Ces résultats suggèrent que pour un faible débit de spray (ici, 1 kg.h^{-1}), l'efficacité de la brumisation augmente avec la température de paroi : dans ce cas il est plus intéressant de viser les parties chaudes de l'échangeur. A partir d'une valeur seuil de débit de spray, proche de $1,4 \text{ kg.h}^{-1}$, la température de paroi ne permet plus d'améliorer significativement l'efficacité de la brumisation. Un trop fort débit de spray sur une zone chaude peut même aboutir à une baisse de performance. L'hypothèse avancée pour expliquer cette tendance est à nouveau le phénomène de bouchage de l'échangeur. En l'absence de bouchage, plus la température de paroi est élevée, plus le gain de performance de la brumisation sera élevé. En revanche, en présence de bouchage, le gain de performance de la brumisation chute quand la température de paroi augmente. La première assertion est en accord avec la littérature existante (Estes et Mudawar, 1995 ; Chen *et al.*, 2016) et ne sera donc pas abordée plus en détail. Au contraire, il n'a été trouvé aucune littérature traitant de la seconde assertion. Le phénomène de bouchage fera donc l'objet d'une étude approfondie dans la suite. Dans ce cadre, le positionnement de buse n°2 a été considéré comme le plus approprié pour cette étude. Ce positionnement revêt l'avantage d'avoir un gain de coefficient de transfert F^* variant sur une grande plage de valeurs, ce qui est intéressant pour une étude de sensibilité du système. Ainsi, l'essentiel de la caractérisation physique du bouchage se fera avec ce positionnement de buse.

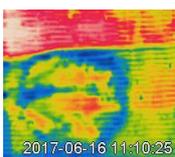
III.2 Caractérisation du bouchage de l'échangeur

Dans cette partie, on s'intéresse à caractériser le phénomène de bouchage de l'échangeur, dont l'existence a été mis en évidence dans la partie précédente. Pour ce faire, on l'étudie d'abord à court terme, c'est-à-dire pour une durée de brumisation de 10 minutes. A l'issue de cette première étude il sera mis en évidence que le bouchage est un phénomène physique évoluant sur une durée supérieure à 10 minutes. L'étude est donc menée à plus long terme, pour une brumisation de 45 minutes. La caractérisation est faite à la fois en gains de performance et en surfaces impactées, avec la surface totale de brumisation (TSS) et la surface efficace de refroidissement (ECS). Pour rappel, la TSS est la surface totale du film d'eau formé par l'impactation du spray sur l'échangeur et l'ECS est la fraction de cette surface qui n'est pas bouchée.

III.2.1 Choix du temps d'observation du bouchage

III.2.1.1 Pré-étude à court terme

L'étude à court terme est menée en fixant la position de la buse au positionnement n°2 de la Figure 67 (buse horizontale, perpendiculaire à l'écoulement d'air et en sortie de seconde passe). Cette étude est réalisée avec 15 expériences pour lesquelles on fait varier le débit d'air et la température



en entrée d'échangeur. Ainsi, 5 débits d'air sont examinés (450, 520, 580, 700 et 900 kg.h⁻¹) et 3 températures en entrée d'échangeur (40, 50 et 70 °C). Le débit d'eau dans l'échangeur est augmenté à 520 kg.h⁻¹ par rapport aux parties précédentes où il était de 200 kg.h⁻¹, de manière à assurer une meilleure homogénéité de la température de paroi de l'échangeur. Le débit de spray est fixé à 1,4 kg.h⁻¹ car le bouchage a été observé à cette valeur de débit. Dans la suite, on étudie l'effet du débit d'air et de la température de paroi sur le bouchage en regardant les évolutions temporelles des surfaces totales de brumisation (TSS) et efficaces de brumisation (ECS). En effet, le bouchage est caractérisé par le rapport de ces deux surfaces.

La Figure 77 représente l'évolution temporelle de la surface totale de brumisation (TSS) pour les 5 débits d'air testés et avec une température en entrée d'échangeur de 50 °C. Les résultats montrent que pour les 5 débits, les TSS augmentent linéairement dans le temps de la même manière et ont des valeurs très proches. En prenant en compte les incertitudes de mesures, on peut déduire que le débit d'air ne semble pas avoir d'influence sur la TSS. Un résultat similaire a été obtenu par Zhang *et al.* (2014) pour qui la fraction mouillée de l'échangeur dépendait principalement du débit d'eau brumisée, et non du débit d'air. Ainsi, d'un côté, la fraction mouillée augmentait de 20 à 60 % quand le flux massique de spray variait de 0,2 à 1 kg.m⁻².s⁻¹. D'un autre côté, les valeurs de fractions mouillées étaient similaires, aux incertitudes près, pour des vitesses d'air entre 1,8 et 3,2 m.s⁻¹.

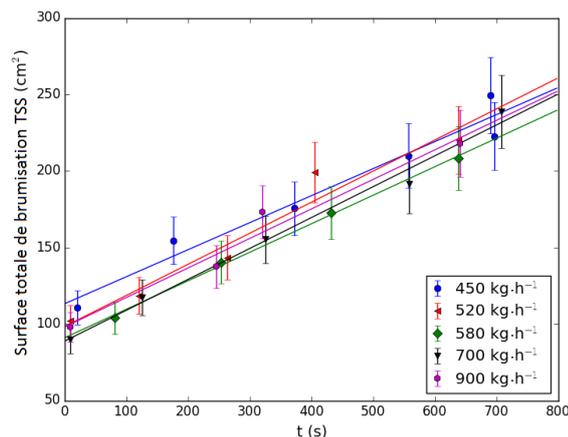


Figure 77 – Evolution temporelle de la TSS à $T_i^{\text{hex}} = 50 \text{ °C}$, $\dot{m}_w^{\text{hex}} = 500 \text{ kg.h}^{-1}$, $\dot{m}_w^{\text{nz}} = 1,4 \text{ kg.h}^{-1}$ et $\dot{m}_a = 450, 520, 580, 700$ et 900 kg.h^{-1}

Ce résultat d'indépendance de la surface impactée par rapport au débit d'air pour la buse 1 avec 1,4 kg.h⁻¹ de débit de spray (ou 10 bar de pression) complète ce qui a déjà été dit dans la partie III.1.2.2. Pour rappel, il a été vu que la TSS était indépendante du débit d'air pour le débit d'eau le plus faible (1 kg.h⁻¹). Le présent résultat montre que la surface est également indépendante du débit d'air pour la gamme étudiée pour le débit de spray le plus élevé (1,4 kg.h⁻¹) mais uniquement pour les orientations horizontales et perpendiculaires à l'écoulement d'air. En effet, pour les autres orientations, la surface impactée dépend du débit d'air, d'après la Figure 69.

On observe à présent l'influence de la température de paroi de l'échangeur sur la surface totale de brumisation. La Figure 78 montre l'évolution temporelle de cette surface pour les trois différentes températures d'entrée d'échangeur (40, 50 et 70 °C). Comme le débit d'air n'a pas d'influence sur la surface totale, tous les points de mesure pour une température donnée sont regroupés quel que soit le débit d'air. Les résultats montrent que la TSS augmente rapidement quand la température de paroi

diminue. Cela s'explique par le fait que le film d'eau s'évapore plus lentement, ce qui induit plus de bouchage et de drainage, et donc la TSS augmente.

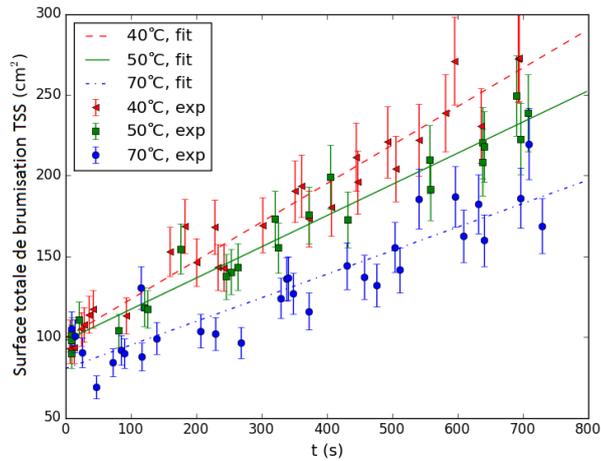


Figure 78 – Evolution temporelle de la TSS à $T_i^{\text{hex}} = 40, 50$ et 70 °C, $\dot{m}_w^{\text{hex}} = 500 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$, $\dot{m}_w^{\text{nz}} = 1,4 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$

Les Figure 77 et Figure 78 ont montré que la TSS augmentait continuellement avec le temps. Or, quelle que soit l'expérience, il a été remarqué que la température en sortie d'échangeur se stabilise systématiquement en moins de 2 minutes. Cela signifie que le gain de transfert maximal apporté par la brumisation est atteint rapidement alors que la TSS continue à augmenter. On peut donc considérer que la TSS n'est pas un paramètre pertinent pour évaluer l'efficacité de la brumisation.

On s'intéresse donc dans la Figure 79 et la Figure 80 à l'évolution temporelle de la surface efficace de refroidissement (ECS). De même que la surface totale de pulvérisation, l'ECS est indépendante du débit d'air, comme on peut le voir sur la Figure 79. Pour cette raison, comme pour la TSS, tous les points de mesure de l'ECS pour une température donnée sont regroupés quel que soit le débit d'air et la Figure 80 montre l'évolution temporelle de l'ECS pour les trois différentes températures d'entrée d'échangeur.

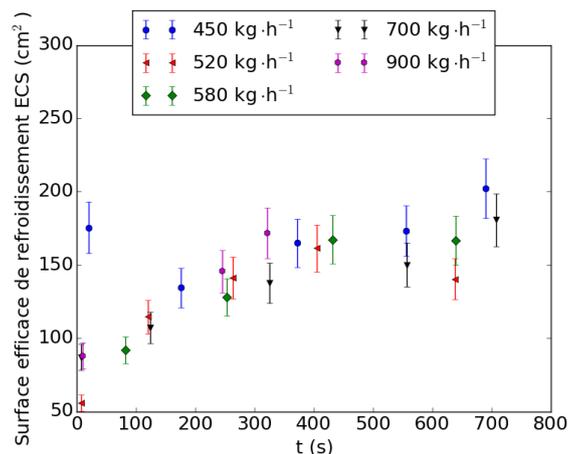
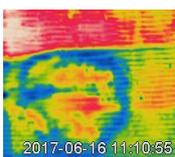


Figure 79 – Evolution temporelle de l'ECS à $T_i^{\text{hex}} = 50$ °C, $\dot{m}_w^{\text{hex}} = 500 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$, $\dot{m}_w^{\text{nz}} = 1,4 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ et $\dot{m}_a = 450, 520, 580, 700$ et $900 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$

Sur la Figure 80, on constate que l'ECS atteint un maximum après environ 200 s, ce qui est cohérent avec la stabilisation du flux thermique. En outre, l'ECS dépend de la température d'entrée de l'échangeur de chaleur et par conséquent de la température de paroi. Lorsque la température de



paroi diminue, l'ECS augmente. A l'état d'équilibre, l'ECS vaut 185 cm² à 40 °C, 170 cm² à 50 °C et 140 cm² à 70 °C. Ces surfaces représentent moins de 10 % de la surface frontale de l'échangeur (2031 cm²) et restent inférieures aux fractions observées par Zhang *et al.* (2014), de l'ordre de 20 à 60 %.

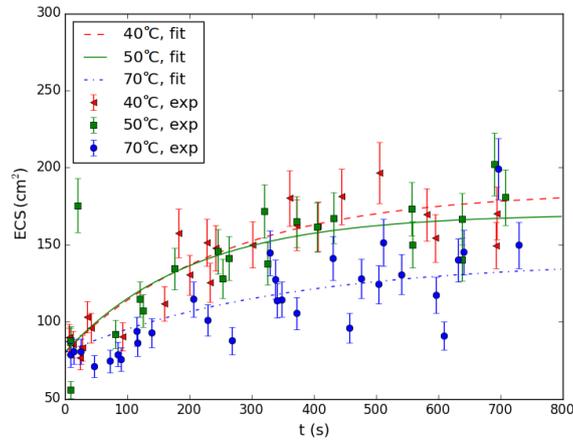


Figure 80 – Evolution temporelle de l'ECS à $T_i^{\text{hex}} = 40, 50 \text{ et } 70 \text{ °C}$, $\dot{m}_w^{\text{hex}} = 500 \text{ kg.h}^{-1}$, $\dot{m}_w^{\text{nz}} = 1,4 \text{ kg.h}^{-1}$

L'ECS est donc pertinente pour évaluer l'efficacité de pulvérisation, car cette surface atteint à court terme un état d'équilibre approximativement au même moment que la température de sortie de l'échangeur de chaleur.

En se basant sur la surface efficace de refroidissement, un rapport local σ peut être introduit :

$$\sigma = \frac{(1 - \tau_{\text{evap}}) \cdot \dot{m}_w^{\text{nz}}}{\rho_a v_a \cdot ECS} = \frac{1}{\mu_a} \cdot \left(\frac{\lambda_{Lo}}{Re_{\lambda_{Lo}}} \right) \cdot \left(\frac{(1 - \tau_{\text{evap}}) \cdot \dot{m}_w^{\text{nz}}}{S_w^{\text{nz,ce}}} \right) \quad (90)$$

Ce rapport σ correspond au rapport des flux massiques eau-air au niveau local, c'est-à-dire au flux massique d'eau pulvérisée non évaporée dans l'air sur le flux massique d'air à l'échelle de la surface impactée. Le taux d'évaporation τ_{evap} est supposé être de 10 % pour toutes les expériences, en se basant sur les mesures du taux d'évaporation (cf. partie II.4.3.2). Le rapport σ exprime également l'interaction entre la dynamique du flux d'air et le flux massique d'eau en surface.

Sur la Figure 81, ce rapport est lié au gain de coefficient de transfert pour les trois températures de paroi testées.

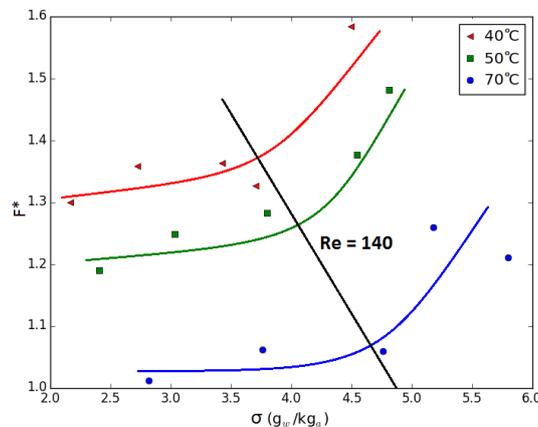


Figure 81 – Gain de coefficient de transfert en fonction du ratio eau/air corrigé en surface σ à $T_i^{\text{hex}} = 40, 50 \text{ et } 70 \text{ °C}$, $\dot{m}_w^{\text{hex}} = 500 \text{ kg.h}^{-1}$, $\dot{m}_w^{\text{nz}} = 1,4 \text{ kg.h}^{-1}$

La Figure 81 montre en effet que le transfert de chaleur est amélioré par un plus grand rapport local ce qui est cohérent avec la littérature (Qureshi et Zubair, 2006 ; Zhang *et al.*, 2014). De plus, le transfert de chaleur est plus élevé à basse température de paroi, tout comme la TSS et l'ECS (cf. Figure 78 et Figure 80). Ainsi, le coefficient de transfert de chaleur augmente de 30 % à 60 % pour 40 °C contre 2 à 20 % pour 70 °C. Par conséquent, il peut être remarqué que le transfert de chaleur dépend de la température de la paroi ainsi que de la surface mouillée. Enfin, le gain de coefficient de transfert thermique affiche deux comportements avec le flux massique local. Il croît lentement à faible σ et augmente soudainement avec un σ élevé. Cette inflexion correspond à une valeur seuil du nombre de Reynolds d'environ 140 pour laquelle l'efficacité de la pulvérisation augmente brusquement et indépendamment de la température de paroi.

Le rapport local σ est utilisé pour déduire le flux massique d'eau \dot{m}_w'' correspondant à la surface impactée. Pour cela, on le multiplie par le flux massique d'air qui est le rapport du débit d'air sur la section perméable à l'air de l'échangeur, selon l'équation (14). Avec les valeurs de flux massiques d'eau, une comparaison peut être faite avec d'autres travaux de la littérature.

$$\dot{m}_w'' = \frac{\sigma \dot{m}_a}{S} \quad (91)$$

Ainsi, le Tableau 25 montre que la présente étude a obtenu une amélioration du transfert de chaleur allant jusqu'à 160 %, ce qui est meilleur que les résultats de Yang et Clark (1975) et Chen *et al.* (2013) pour un ratio eau/air similaire mais moins bon que les résultats de Tissot *et al.* (2012) et Zhang *et al.* (2014). Pour Tissot *et al.* (2012), la pulvérisation est fine (gouttelettes inférieures à 25 μm) et injectée à contre-courant. Pour Zhang *et al.* (2014), le jet est injecté à 280 mm de l'échangeur de chaleur. Ces conditions de pulvérisation expliquent une plus grande augmentation du transfert de chaleur car le spray impacte une plus grande surface d'échange et le taux d'évaporation est plus élevé en amont.

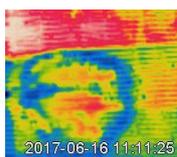
Tableau 25 – Comparaison avec d'autres études proches dans la littérature

Auteurs	$V_a (\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	$\dot{m}_w'' (\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{h}^{-1})$	$\sigma (\text{g}_w \cdot \text{kg}_a^{-1})$	F (%)
Yang et Clark (1975)	0,93 – 13	39 – 83	13 – 29	13-45
Chen <i>et al.</i> (2013)	0,8 – 5,3	12,4 – 62	0,6 – 22	21-700
Présente étude	1,5 – 3	12 – 18	1,9 – 5,2	Jusqu'à 60
Tissot <i>et al.</i> (2012)	1,1 – 2,2	12,4 – 18,7	1,3 – 3,9	Jusqu'à 200
Zhang <i>et al.</i> (2014)	1,8 – 3,2	0,7 – 4,3	4,4 - 27	Jusqu'à 200

III.2.1.2 Introduction de l'étude à long terme

Dans l'étude à court terme, on a vu que la surface totale de brumisation (TSS) ne se stabilisait pas : cela indique que le bouchage est un phénomène physique qui évolue sur une plus longue durée. La durée de pulvérisation a donc été allongée jusqu'à 45 minutes. Sur cette longue période d'observation, on évalue l'effet du bouchage de l'échangeur induit par la brumisation sur son gain de performance et on vérifie si un état d'équilibre à la fois thermique et surfacique est atteint dans le système.

Pour cela, comme dans l'étude à court terme, plusieurs débits d'air (450, 700 et 900 $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$) et plusieurs températures en entrée d'échangeur (40, 50 et 70°C) ont été testés. L'effet du débit de spray (testé à 1, 1,4 et 2,1 $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$) est également observé pour vérifier l'hypothèse de la partie III.1.2.5



(cf. Figure 76) sur l'existence d'un débit seuil entraînant l'apparition du phénomène de bouchage. De plus, on teste plusieurs positionnements de buses, ce qui permet de vérifier l'assertion de la partie III.1.2.5 (cf. Figure 75) sur l'absence de bouchage des buses obliques, en particulier sur le long terme. On retrouve dans la Figure 82 le schéma des positionnements et le Tableau 26 détaille les cotes exactes de ces positionnements et les combinaisons testées.

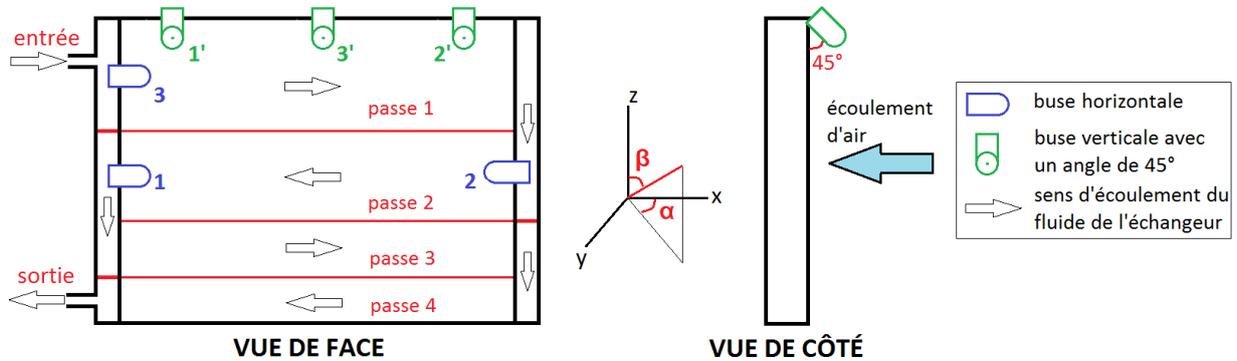


Figure 82 – Schéma des positionnements de buses testées sur le long terme

Tableau 26 – Détails des positionnements testés sur le long terme

N_{nz}	1	2	3	1'	2'	3'	Nombre Buses	Combinaisons
x (cm)	0	52	0	12	40	26	1	1/ 1'
y (cm)	4	4	4	7	7	7	2	1+1'/ 1+2/ 1+2'/ 1+3/1+3'
z (cm)	18,5	18,5	34	37	37	37	3	1+1'+2/ 1+1'+3/ 1+2+3/1+2+3'/1+3+2'
α (°)	0	0	0	90	90	90		
β (°)	90	90	90	135	135	135		

Les configurations à plusieurs buses sont testées avec un débit d'air de 450 kg.h^{-1} , une température en entrée d'échangeur de $70 \text{ }^\circ\text{C}$, un débit d'eau dans l'échangeur de 285 kg.h^{-1} et une pression d'injection de 10 bar.

La Figure 83 montre l'évolution temporelle du gain de performance, de l'ECS et de la TSS pour une busse dans des orientations verticale et horizontale (positionnements 1 et 1').

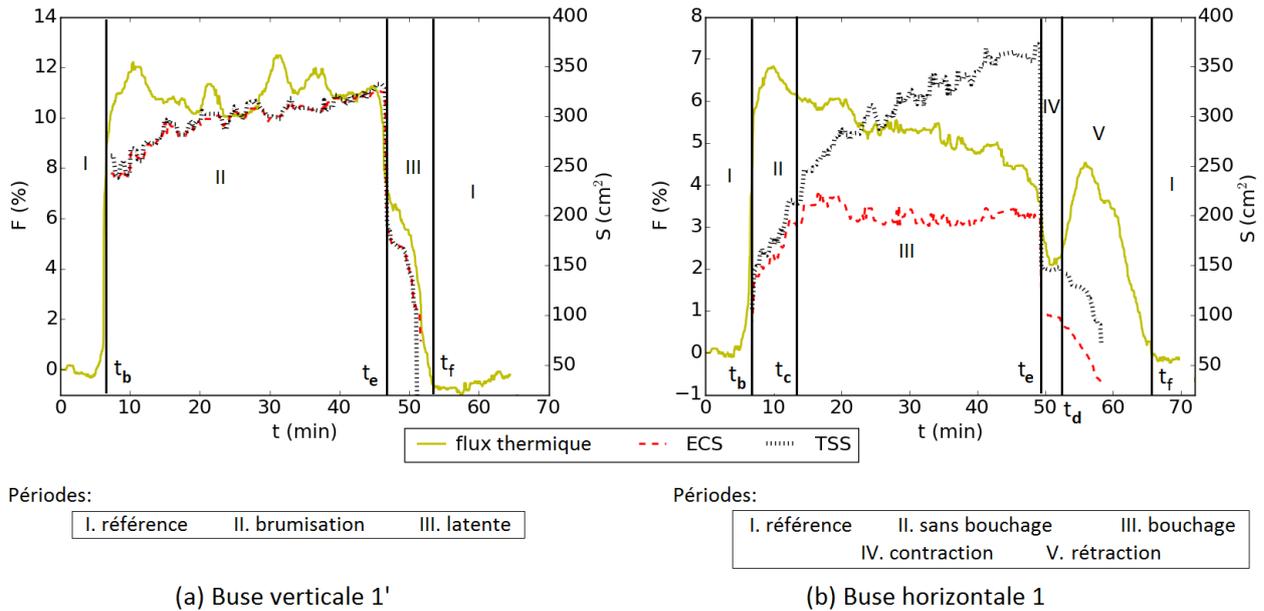
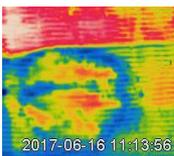


Figure 83 – Evolution temporelle du gain de performance, de l'ECS et de la TSS pour 1 buse en orientations verticale/horizontale ($T_i^{hex} = 70\text{ °C}$, $\dot{m}_w^{hex} = 285\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$, $\dot{m}_w^{nz} = 1,4\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$, $p_w^{nz} = 10\text{ bar}$, $\dot{m}_a = 450\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ et $t_w^{nz} = 45\text{ minutes}$)

Pour rappel, le gain de performance est un rapport de flux thermiques, c'est-à-dire le ratio de la puissance additionnelle de brumisation sur la puissance de l'échangeur sec (cf équation (9) de la partie I.3.1.2).

Dans le cas de l'orientation verticale, trois étapes du processus de pulvérisation peuvent être observées sur la Figure 83a. Tout d'abord, le système fonctionne sans pulvérisation afin de définir une référence de flux thermique (gain de performance égal à 0). Puis, la pulvérisation d'eau commence à l'instant $t = t_b$ et le flux de chaleur augmente brusquement d'environ 10 à 12 % (période de brumisation). Dans le même temps, l'ECS augmente avec le temps et est égale à la TSS pendant toute la durée de la pulvérisation. Cette égalité entre l'ECS et la TSS reflète l'absence de bouchage en surface. La troisième étape commence lorsque la pulvérisation d'eau est arrêtée, à $t = t_e$. Les surfaces et le flux de chaleur diminuent également : ils diminuent d'abord brusquement à cause de l'arrêt de la pulvérisation car il n'y a plus d'apport d'eau en surface. Ensuite, les valeurs diminuent plus lentement (en 10 minutes environ) correspondant à l'évaporation du film d'eau sur la surface de l'échangeur de chaleur. Cette 3^{ème} période est appelée période latente. Enfin, le gain de performance revient à sa valeur de référence sans pulvérisation (égale à 0) à $t = t_f$ et les surfaces humides disparaissent lorsque toute l'eau s'est évaporée.

Lors de la période latente, le film d'eau s'évapore. Par conséquent, en intégrant le flux de chaleur entre t_e et t_f , on peut déduire la quantité d'eau qui reste sur la surface de l'échangeur de chaleur. L'énergie totale correspondante est de 101,5 kJ. Comme la chaleur latente de vaporisation pour l'eau est de $2500\text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$, on trouve une masse d'eau de 41 g. L'eau restante couvre une surface de 323 cm^2 à la fin de la période de pulvérisation. Pour des échangeurs à mini-canaux, Fischer et Sommer (1988) ont défini l'épaisseur de film δ_{film} pour les faibles vitesses d'air comme indiqué dans l'équation (92). Sur la base de leur travail et sachant que l'échangeur de chaleur utilisé dans cette étude a un pas λ_{Fi} de 1,1 mm, l'épaisseur ne devrait pas dépasser 0,6 mm. Mais, dans la présente étude, lorsqu'on



considère une distribution homogène de l'eau à la surface, la valeur de l'épaisseur du film est de 1,2 mm.

$$\begin{aligned} \delta_{film} &= 0,5 \lambda_{Fi} && \text{si } \lambda_{Fi} < 3,1 \text{ mm} \\ \delta_{film} &= 1,5 \text{ mm} && \text{si } \lambda_{Fi} \geq 3,1 \text{ mm} \end{aligned} \quad (92)$$

La valeur plus élevée trouvée pour l'épaisseur du film peut être due à une sous-estimation de la surface impactée due à l'analyse d'image thermique. En effet, l'eau peut être déposée à l'intérieur de l'échangeur de chaleur entre les ailettes en plus du dépôt frontal : ainsi, en réalité, le film d'eau peut couvrir une surface plus grande que celle déduite par l'analyse d'image (cf. Figure 84). Il faudrait un examen plus approfondi avec une mesure directe de l'épaisseur du film pour vérifier cette hypothèse.

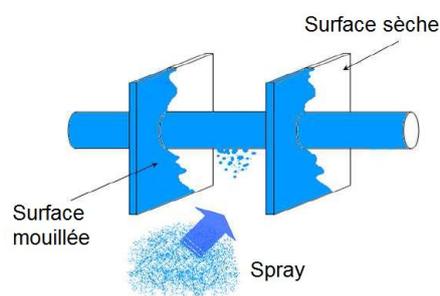


Figure 84 – Mouillage d'un échangeur à mini-canaux par un spray (Da-Conceicao et Youbi-Idrissi, 2008)

Pour l'orientation horizontale (Figure 83b), le comportement après la pulvérisation diffère de la pulvérisation verticale. En effet, 5 étapes du processus de pulvérisation peuvent être identifiées. Au début de la brumisation, les phénomènes thermiques sont les mêmes : augmentation brusque du gain de performance et augmentation de la surface impactée sans bouchage. En revanche, l'ECS est initialement plus petite que dans l'orientation verticale : 150 cm² contre 250 cm². On peut attribuer cela au fait que, dans l'orientation verticale, le spray est éjecté de la buse dans le sens de la gravité, ce qui va lui faire parcourir une distance plus élevée et donc impacter une surface plus grande. Cette différence affecte également l'efficacité qui est plus faible dans le cas horizontal (7 % contre 11 %). A partir de $t = t_c$ (troisième étape), le comportement diverge entre orientations verticale et horizontale. Ainsi, l'ECS se stabilise, contrairement à la TSS qui continue d'augmenter et devient presque deux fois plus grande que l'ECS. La différence entre l'ECS et la TSS signifie que l'échangeur est localement bouché, ce qui entraîne une diminution du flux thermique de 2 % en 40 minutes. Par ailleurs, le gain de performance commence à se dégrader lorsque l'ECS devient constante (période de bouchage). Ce comportement n'est pas observé à court terme. En effet, pendant un court temps de brumisation, l'ECS se stabilise mais la dégradation du flux de chaleur n'est pas suffisante pour être observée. La quatrième étape commence lorsque la brumisation est arrêtée à t_e . Le flux de chaleur et les deux surfaces chutent brusquement car il n'y a plus d'eau injectée. Ensuite, les surfaces ont tendance à se stabiliser. Cela signifie que le film d'eau sur la surface met du temps à s'évaporer : on peut faire l'hypothèse que la surface du film d'eau reste constante pendant que l'épaisseur du film d'eau diminue par évaporation. Cette quatrième étape correspond au temps nécessaire pour déboucher l'échangeur de chaleur et amorcer le rétablissement de l'écoulement d'air au travers de la surface impactée. On appellera donc cette période, période de contraction. Elle est caractérisée par 2 effets antagonistes : l'évaporation du film par chaleur latente qui augmente l'échange thermique et le

bouchage qui pénalise l'échange. La cinquième étape commence à $t = t_d$ (temps de contraction) et le flux de chaleur augmente de nouveau car il n'y a plus de bouchage et l'évaporation du film d'eau contribue à l'augmentation du flux de chaleur. Dans cette étape, on peut supposer que le processus d'évaporation est inversé par rapport à l'étape précédente : l'épaisseur du film reste constante pendant que la surface se rétracte. Cette étape est donc appelée période de rétraction. Un pic d'efficacité est atteint avant de revenir finalement à la valeur de référence. Ainsi, le bouchage peut induire un phénomène de stockage d'énergie thermique dans le film d'eau. Cette énergie latente est libérée lorsque l'échangeur de chaleur sèche. Les Figure 83a et b ont mis en évidence l'importance de l'effet de bouchage sur le rendement de l'échangeur de chaleur lors de la pulvérisation. Par conséquent, les phénomènes de bouchage doivent être étudiés plus en avant pour estimer si cet effet doit être évité ou non.

III.2.2 Etude paramétrique du dispositif de brumisation

Dans cette partie, une analyse sur le long terme est réalisée pour estimer l'influence du débit d'air ($450, 700$ et 900 kg.h^{-1}), de la température de la paroi (températures en entrée d'échangeur de $40, 50$ et 70 °C), du temps de pulvérisation (de 10 à 45 minutes) et du débit d'eau pulvérisée ($1, 1,4$ et $2,1 \text{ kg.h}^{-1}$) sur le gain de performance et le bouchage de l'échangeur thermique en position horizontale.

III.2.2.1 Débit d'air

La Figure 85 montre l'évolution temporelle du gain de performance à des débits d'air de $450, 700$ et 900 kg.h^{-1} .

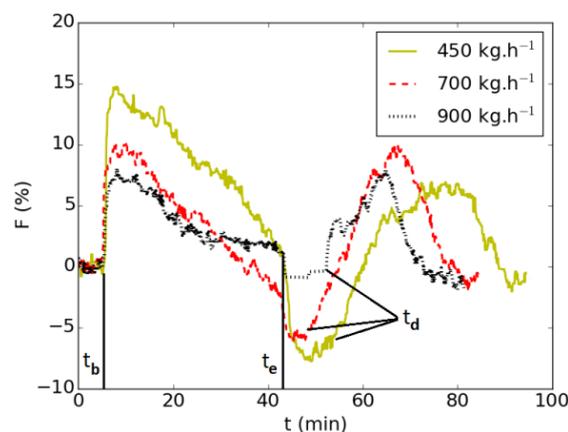
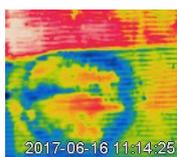


Figure 85 – Evolution temporelle du gain de performance pour 1 buse à différents débits d'air (buse 1, $T_i^{\text{hex}} = 50 \text{ °C}$, $\dot{m}_w^{\text{hex}} = 285 \text{ kg.h}^{-1}$, $\dot{m}_w^{\text{nz}} = 1,4 \text{ kg.h}^{-1}$, $p_w^{\text{nz}} = 3 \text{ bar}$, $\dot{m}_a = 450, 700, 900 \text{ kg.h}^{-1}$ et $t_w^{\text{nz}} = 35\text{-}45$ minutes)

Le même comportement est observé pour les 3 débits d'air. L'augmentation maximale du flux thermique est observée juste après la mise en route de la brumisation et pour le plus petit débit d'air : il vaut 15% à 450 kg.h^{-1} contre 10% à 700 kg.h^{-1} et 7% à 900 kg.h^{-1} . Ensuite, la dégradation du flux de chaleur commence lorsque le phénomène de bouchage apparaît et s'étend. Cette dégradation est plus importante à des débits d'air plus faibles car l'eau est aspirée avec moins de facilité à travers l'échangeur de chaleur. L'effet de bouchage dégrade même le gain de performance à une valeur inférieure à 0 . Ce résultat est en accord avec Jacobi et Goldschmidt (1990) et Khalfi *et al.*



(2001) qui ont démontré que le coefficient de transfert de chaleur de l'échangeur sec est plus élevé que celui d'un échangeur de chaleur humide pour un nombre de Reynolds inférieur à 1200. Les auteurs ont expliqué que, pour un faible nombre de Reynolds, l'écoulement n'est pas suffisamment fort pour empêcher la rétention de condensat. Or, comme les nombres de Reynolds sont inférieurs à 220, la rétention d'eau à l'échelle locale explique la dégradation du flux observée. À 900 kg h^{-1} , la performance globale de l'échangeur de chaleur tombe à 0 à la fin de la brumisation. Dans ce cas, le bouchage équilibre thermiquement de manière quasi-équivalente l'évaporation latente du film : les deux effets ont tendance à s'annuler. À la fin de la pulvérisation ($t = t_e$), le flux de chaleur diminue davantage pour des débits d'air plus faibles, car le bouchage réduit les échanges thermiques. Par ailleurs, on observe que les phases de contraction et de rétraction sont plus longues dans le temps avec des débits d'air plus faibles. On peut expliquer cela par le fait qu'il y a moins d'air pour évaporer le dépôt d'eau afin de déboucher l'échangeur de chaleur.

III.2.2.2 Température de paroi

L'effet de la température de paroi sur l'efficacité de l'échangeur de chaleur est étudié sur la Figure 86.

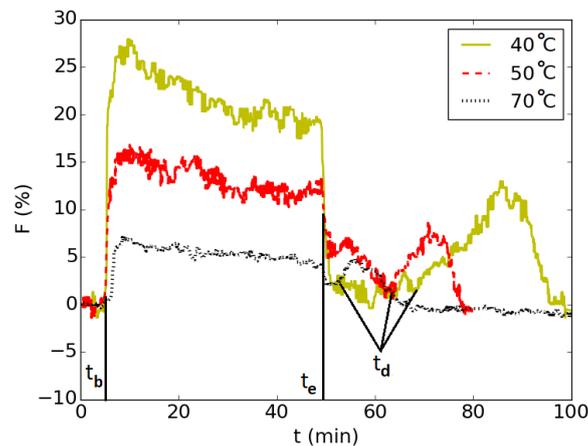


Figure 86 – Evolution temporelle du gain de performance pour 1 buse à différentes températures de paroi (buse 1, $T_i^{\text{hex}} = 40, 50, 70 \text{ °C}$, $\dot{m}_w^{\text{hex}} = 520 \text{ kg.h}^{-1}$, $\dot{m}_w^{\text{nz}} = 1,4 \text{ kg.h}^{-1}$, $p_w^{\text{nz}} = 10 \text{ bar}$, $\dot{m}_a = 450 \text{ kg.h}^{-1}$ et $t_w^{\text{nz}} = 45 \text{ minutes}$)

A t_b (début de pulvérisation), le flux de chaleur augmente jusqu'à sa valeur la plus élevée. En effet, l'amélioration atteint 25 % à 40 °C, 15 % à 50 °C et 7 % à 70 °C. Ce résultat est en accord avec la littérature (Dreyer *et al.*, 1992). Par ailleurs, cette tendance à long terme confirme la tendance observée à court terme. De plus, Dreyer *et al.* (1992) ont observé que le meilleur refroidissement était obtenu sur la passe la plus froide et le pire refroidissement sur la passe la plus chaude. Ces résultats ont été observés pour un échangeur de chaleur à quatre passes brumisé par un spray d'eau à faible densité de flux massique ($60 \text{ kg.m}^{-2}.\text{h}^{-1}$). Cependant, quand le bouchage de l'échangeur apparaît, il est observé sur la Figure 86 que la dégradation du gain de performance est plus élevée à basse température. Ceci est dû à un temps plus long pour s'évaporer à cause d'une température de paroi plus basse et aussi à cause d'un bouchage plus important en raison d'une plus grande surface impactée. Cette tendance se poursuit après la fin de la pulvérisation. En effet, après t_e (fin de la pulvérisation), la contraction est d'autant plus long que la température de paroi est faible : 3 minutes à 70 °C contre 14 minutes à 50 °C et même 20 minutes à 40 °C. Selon les pics d'évaporation de

surface observés après le temps de contraction (t_d), on peut déduire que le dépôt d'eau est plus important à une température de paroi inférieure et prend plus de temps pour s'évaporer.

III.2.2.3 Durée de brumisation

Dans la Figure 87, l'effet de la durée de pulvérisation sur l'efficacité globale du système est étudié. En effet, une pulvérisation à long terme peut induire un bouchage et donc diminuer l'efficacité. Dans cette section, une étude sur la gestion du temps de pulvérisation a été menée. La Figure 87 représente le gain de performance pour une expérience de pulvérisation d'eau à trois durées de pulvérisation différentes : une durée courte de 10 minutes, une durée moyenne de 25 minutes et une durée longue de 45 minutes. Les conditions opératoires sont similaires dans les trois cas : 5 minutes sans pulvérisation, puis 10, 25 ou 45 minutes avec pulvérisation, et enfin le temps nécessaire pour atteindre de nouveau la valeur standard du flux de chaleur sans pulvérisation. Ainsi, on peut observer que l'amélioration maximale du transfert de chaleur et la dégradation du flux thermique sont similaires pendant les 10 premières minutes de brumisation. Dès que la pulvérisation est arrêtée, le gain de performance diminue fortement dans tous les cas. Les phases de contraction et rétraction sont observées pour toutes les durées de brumisation. Néanmoins, la durée de chaque phase est différente. En effet, plus la durée de pulvérisation est longue, plus le temps de contraction sera long. Par exemple, pour une pulvérisation de 10 minutes, il faut environ 15 minutes (3 minutes de contraction entre $t_{e,10}$ et $t_{d,10}$ puis 12 minutes de rétraction) pour revenir à la ligne de base contre 61 minutes et 74 minutes pour 25 et 45 minutes de temps de pulvérisation. Compte tenu de ce fait, il semble intéressant de comparer l'énergie cumulée obtenue grâce à la pulvérisation d'eau pendant tout le processus pour les trois cas.

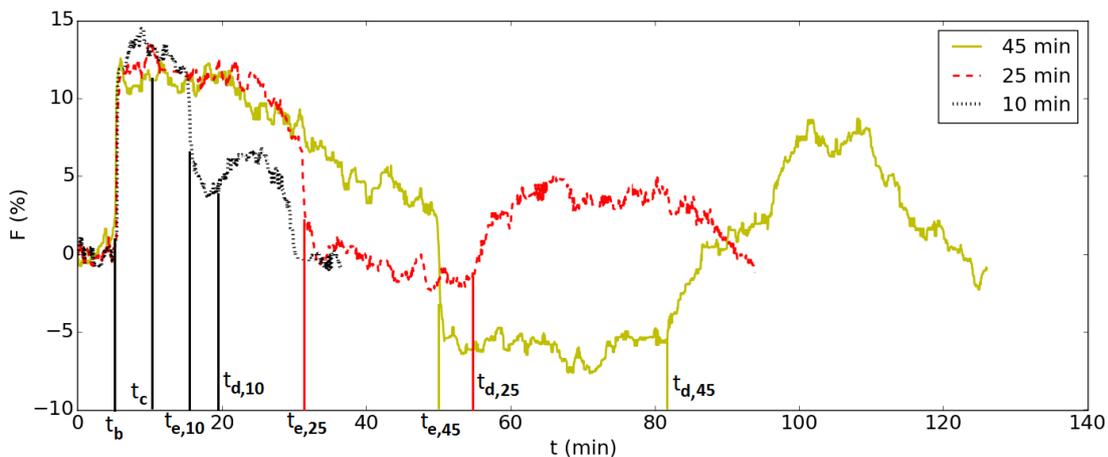
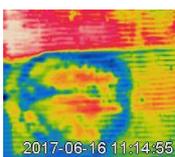


Figure 87 – Evolution temporelle du gain de performance pour 1 buse à différents temps de brumisation (buse 1, $T_i^{hex} = 40\text{ °C}$, $\dot{m}_w^{hex} = 285\text{ kg.h}^{-1}$, $\dot{m}_w^{nz} = 1,4\text{ kg.h}^{-1}$, $p_w^{nz} = 10\text{ bar}$, $\dot{m}_a = 450\text{ kg.h}^{-1}$ et $t_w^{nz} = 10, 25, 45\text{ minutes}$)

L'énergie cumulée E est exprimée en Wh et est définie comme suit :

$$E(t) = \int (Q_w^{hex}(t) - \frac{1}{t_b} \int_0^{t_b} Q_w^{hex}(t) dt) dt \quad (93)$$

Cette énergie est considérée pour chaque configuration dans les périodes de pulvérisation, de séchage et latente respectivement de la Figure 88. L'énergie totale (somme de toutes les énergies dans les trois périodes) est également discutée.



Pendant la période de brumisation, l'énergie apportée par la pulvérisation d'eau vaut 40, 100 et 120 Wh pendant 10, 25 et 45 minutes de pulvérisation. Ainsi, augmenter le temps de pulvérisation de 10 à 25 minutes semble intéressant puisque l'énergie augmente d'un même facteur 2,5. Au contraire, de 25 à 45 minutes, l'énergie n'augmente plus que de 20 % alors que le temps de pulvérisation est de 80 % plus long. Dans ce cas, la période de contraction est pénalisante, car le flux de chaleur diminue en dessous de la valeur de référence et donc environ 70 Wh ne sont pas échangés pendant 45 minutes, alors qu'ils devraient l'être si l'échangeur était sec. Enfin, pendant la période de rétraction, l'évaporation du film d'eau fournit 19, 37 et 50 Wh au système pendant 10, 25 et 45 minutes de pulvérisation. Le comportement est similaire à la période de pulvérisation, mais avec des valeurs plus petites.

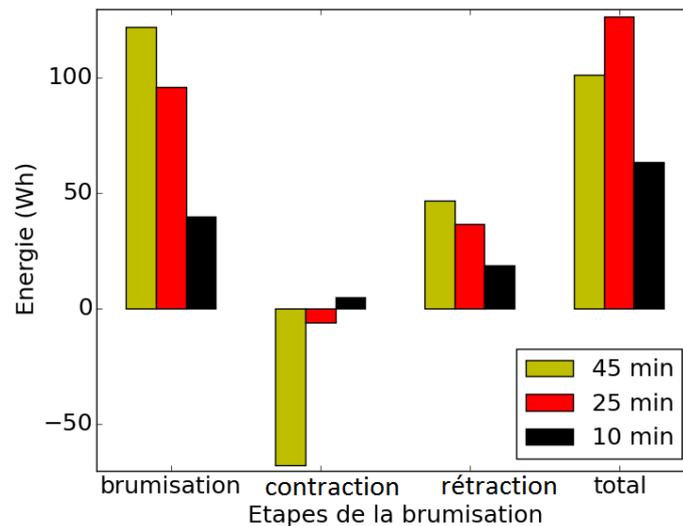


Figure 88 – Energie cumulée pour les périodes de brumisation, contraction et rétraction pour les 3 durées de brumisation (10, 25 et 45 minutes)

Lorsque la durée de pulvérisation ne dépasse pas une certaine valeur (ici, 25 minutes), l'effet de bouchage peut être bénéfique et stocker de l'énergie thermique. Au-delà, le bouchage doit être évité car il génère trop de pertes thermiques.

III.2.2.4 Débit d'eau brumisée

La Figure 89 montre l'influence du débit d'eau pulvérisée sur le gain de performance de l'échangeur de chaleur. Trois débits d'eau de 1, 1,4 et 2,1 kg.h⁻¹ ont été testés correspondant à des pressions d'injection de 5, 10 et 23 bar. Pour 1 kg.h⁻¹, le flux de chaleur reste constant pendant la durée de pulvérisation et, dès que la pulvérisation s'arrête, le flux de chaleur diminue lentement pour atteindre la valeur initiale. Cela signifie que la quantité d'eau pulvérisée est suffisamment petite pour éviter le bouchage sur la surface impactée. En revanche, pour 1,4 kg.h⁻¹ et 2,1 kg.h⁻¹, le phénomène de bouchage est observé. En effet, après la pulvérisation, le flux de chaleur décroît fortement puis augmente de nouveau dès que le film d'eau n'oppose plus de résistance thermique.

Par ailleurs, on observe que le flux thermique est plus important lorsque 2,1 kg.h⁻¹ d'eau sont pulvérisés au lieu de 1,4 kg.h⁻¹. De même, le pic d'évaporation lors de la période de rétraction est d'autant plus fort que le débit de spray est important. Ainsi, le débit d'eau le plus élevé offre l'efficacité la plus élevée. Cependant, l'augmentation du flux de chaleur n'est pas proportionnelle à la quantité d'eau pulvérisée. En effet, pour 1 kg.h⁻¹, l'amélioration est supérieure à celle de 1,4 kg.h⁻¹.

Cela confirme ce qui a été observé dans les Figure 75 et Figure 76 de la partie III.1.2.5 : l'augmentation du débit d'eau pulvérisée fait apparaître un bouchage, qui dégrade les performances thermiques. Cela se manifeste par une dégradation du gain au cours du temps mais également dès le début de la brumisation par un gain plus faible. On explique cela par l'existence d'une valeur critique de flux massique d'eau locale pour le bouchage. Ce flux massique local \dot{m}_w'' est le rapport entre le débit d'eau et la surface efficace de refroidissement. Le Tableau 27 donne les valeurs moyennes correspondantes des surfaces efficaces de refroidissement en régime permanent pour les trois débits d'eau. Ainsi, pour 1, 1,4 et 2,1 kg.h⁻¹, les valeurs du flux massique local sont : 50, 68 et 72 kg.m⁻².h⁻¹. On peut en déduire qu'un bouchage apparaît pour un flux massique compris entre 50 et 68 kg.m⁻².h⁻¹.

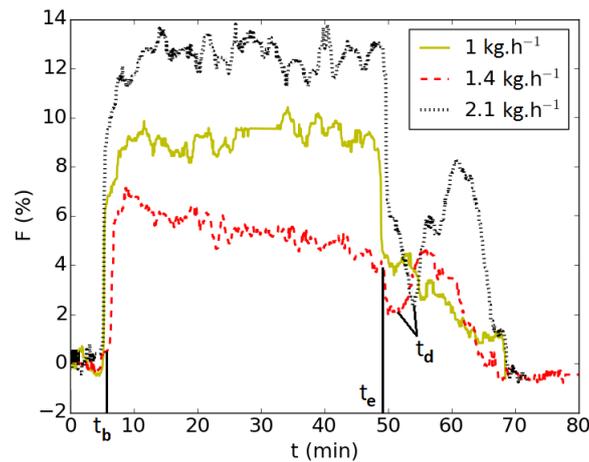


Figure 89 – Evolution temporelle du gain de performance pour 1 buse à différents débits de spray (buse 1, $T_i^{\text{hex}} = 70 \text{ °C}$, $\dot{m}_w^{\text{hex}} = 285 \text{ kg.h}^{-1}$, $\dot{m}_w^{\text{nz}} = 1, 1,4, 2,1 \text{ kg.h}^{-1}$, $\dot{m}_a = 450 \text{ kg.h}^{-1}$ et $t_w^{\text{nz}} = 10, 25, 45 \text{ minutes}$)

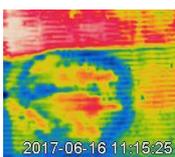
Tableau 27 – Débits de spray, ECS stabilisées et flux massiques locaux des tests de la Figure 89

\dot{m}_w^{nz} (kg.h ⁻¹)	ECS (cm ²)	\dot{m}_w'' (kg.m ⁻² .h ⁻¹)
1	200	50
1,4	205	68
2,1	290	72

III.2.3 Etude du bouchage par les surfaces impactées

III.2.3.1 Taux de bouchage

Après l'étude du transfert thermique et de l'influence des différents paramètres testés sur le bouchage, une analyse des surfaces impactées est réalisée afin de comprendre comment les différents paramètres de l'étude (débit d'air, débit d'eau pulvérisée, température de paroi, temps de pulvérisation) influencent le bouchage localement afin de maximiser l'amélioration du transfert de chaleur de la pulvérisation d'eau. La Figure 90 montre comment divers paramètres tels que le débit d'eau pulvérisée, le débit d'air, la température d'entrée de l'échangeur de chaleur et la pression d'injection influencent la surface efficace de refroidissement (ECS), qui correspond, pour rappel, à la surface impactée par le spray non bouchée. On peut voir sur la Figure 90a qu'augmenter le débit d'eau de 1,4 à 2,1 kg.h⁻¹ augmente l'ECS de 200 à 300 cm² environ. Cela permet d'expliquer l'amélioration du gain de performance de la Figure 89. Au contraire, sur la Figure 90b, le débit d'air n'a aucune influence sur l'ECS pour la plage de débits d'air considérée. Sur la Figure 90c, l'ECS est



plus élevée pour la température de paroi inférieure, ce qui est conforme aux résultats de la Figure 86. Les résultats obtenus pour la température de paroi et le débit d'air confirment ce qui a été observé au court terme sur l'influence de ces paramètres sur l'ECS.

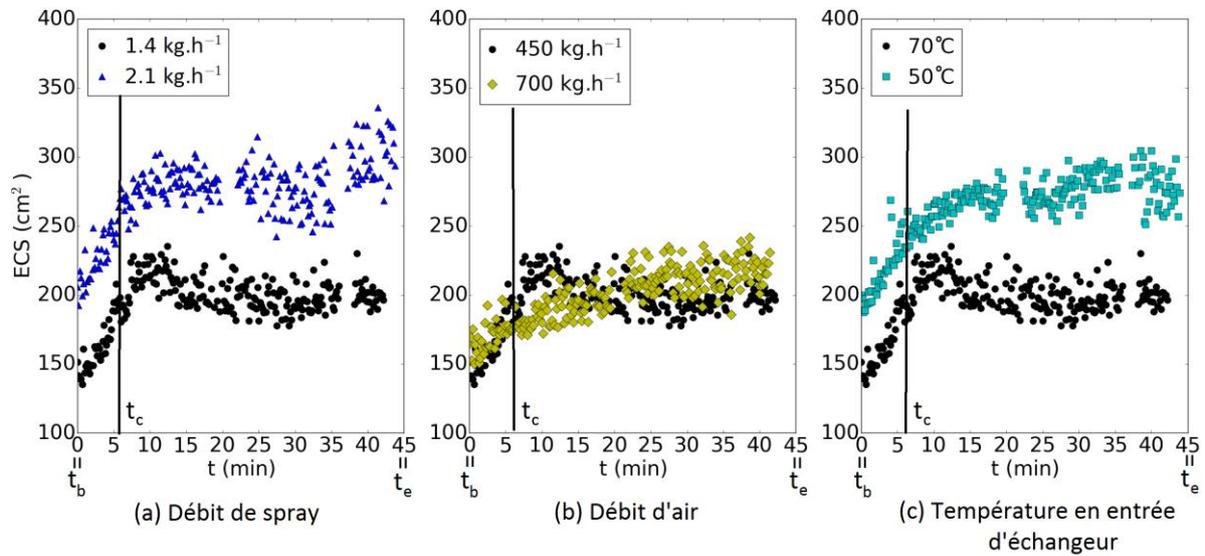


Figure 90 – Influence de différents paramètres de l'étude sur l'ECS

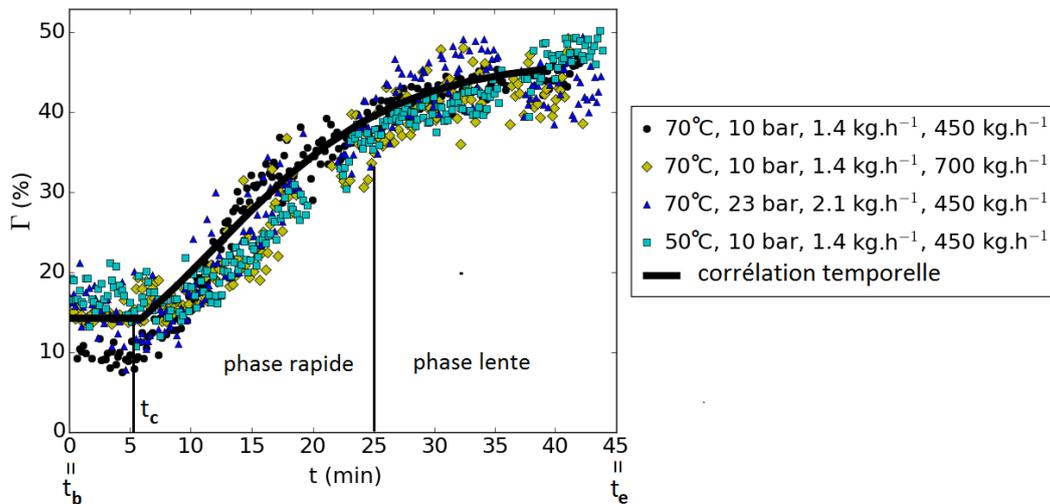


Figure 91 – Evolution temporelle du taux de bouchage

La Figure 91 donne les taux de bouchage pour 4 conditions de fonctionnement (le taux de bouchage quantifie la proportion des parties bouchées sur la surface totale touchée par la pulvérisation). Le taux de bouchage a la même tendance pour les quatre expériences : pas de bouchage pendant les cinq premières minutes entre t_b (début de pulvérisation) et t_c (début de bouchage) ; puis augmentation rapide du taux de bouchage pendant 20 minutes ; et enfin augmentation plus lente les 20 minutes suivantes. Au début, des valeurs de 10 à 20 % du taux de bouchage sont observées, au lieu de 0 %. Cette différence pourrait être due aux limites de la méthode de détermination de la TSS. En effet, l'enveloppe convexe de l'ECS (cf. Figure 56 de la partie II.5.2.2) peut couvrir une surface

légèrement plus importante que la valeur réelle de la TSS (10 à 20 %). Cela pourrait expliquer une différence entre l'ECS et la TSS de 10 à 20 %.

La figure 13 montre que le taux de bouchage dépend uniquement du temps. Une corrélation temporelle a été établie, à partir de ces résultats, et est donnée ci-dessous :

$$\left\{ \begin{array}{ll} \Gamma(t) = \frac{a}{1+b}, & t_b < t < t_c \\ \Gamma(t) = \frac{a}{1+b \cdot \exp\left(-\frac{t-t_c}{c}\right)}, & t_c \leq t < t_e \end{array} \right. \quad (94)$$

Avec a, b et c , des constantes :

$$a = 0,47 \quad ; \quad b = 2,28 \quad ; \quad c = 7,47$$

III.2.3.2 Pertes de performance et pertes de charge

Sur le long terme, l'apparition du bouchage provoque une dégradation du gain de performance. Cela amène à se poser la question de la validité de l'hypothèse faite à court terme d'une non-variabilité des pertes de charge sur l'échangeur à long terme. Un moyen de vérifier cela est d'étudier l'évolution au cours du temps du débit d'air mesuré en aval par le tachymètre. Un exemple de la mesure du débit d'air d'une expérience est donné en Figure 92.

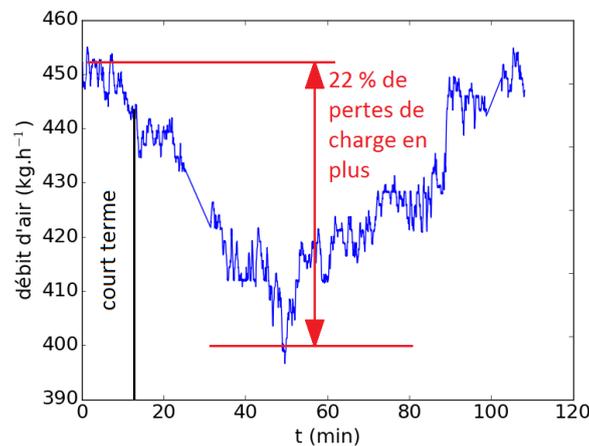
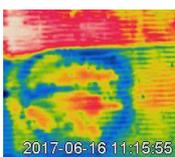


Figure 92 – Evolution du débit d'air en fonction du temps ($T_i^{\text{hex}} = 70 \text{ °C}$, $\dot{m}_w^{\text{hex}} = 520 \text{ kg.h}^{-1}$, $\dot{m}_w^{\text{nz}} = 1,4 \text{ kg.h}^{-1}$, $p_w^{\text{nz}} = 10 \text{ bar}$, $\dot{m}_a = 450 \text{ kg.h}^{-1}$ et $t_w^{\text{nz}} = 45 \text{ minutes}$)

Ainsi, on remarque que, dans les 15 premières minutes le débit d'air est stable. Ensuite, l'échangeur se bouche et le débit d'air baisse. Dans l'exemple, le débit d'air baisse ainsi de 450 à 400 kg.h^{-1} , ce qui représente une baisse de 11 % du débit, et donc 22 % de pertes de charge en plus. En effet, la perte de charge est définie comme suit :



$$\Delta P = f \cdot \frac{L}{D_h} \cdot \frac{\rho_a \cdot V_a^2}{2} \quad (95)$$

Avec :

- f , le coefficient de friction de Darcy (sans unité) ;
- V_a , la vitesse de l'air (en $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$) ;
- L , la longueur parcourue par l'air (en l'occurrence l'épaisseur de l'échangeur w_{Fi} , qui est de 12 mm) ;
- ρ_a , la masse volumique de l'air (en $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$) ;
- D_h , le diamètre hydraulique d'ailette sur l'air.

Dans cette équation, seule la vitesse d'air est affectée par une augmentation des pertes de charge liée à la brumisation. On a donc :

$$\frac{\Delta P_{wet}}{\Delta P_{dry}} = \left(\frac{V_{a,wet}}{V_{a,dry}} \right)^2 = \left(\frac{A_{a,dry} \cdot \dot{m}_{a,wet}}{A_{a,wet} \cdot \dot{m}_{a,dry}} \right)^2 = \left(\frac{1}{1 - (TSS - ECS)/A_{dry}^{hex}} \cdot \frac{\dot{m}_{a,wet}}{\dot{m}_{a,dry}} \right)^2 \quad (96)$$

Avec :

- $A_{a,dry}$, la surface d'échange avec l'air quand l'échangeur est sec ;
- $A_{a,wet}$, la surface d'échange avec l'air quand l'échangeur est brumisé ;
- A_{dry}^{hex} , la surface frontale de l'échangeur sec.

Dans l'équation (96), on considère que la surface bouchée ne fait pas partie de la surface de transfert avec l'air quand l'échangeur est brumisé. A partir de cette équation, on trace sur la Figure 93 l'augmentation des pertes de charge en fonction de la fraction de surface bouchée de l'échangeur. Cela est réalisé pour 17 expériences pour lesquelles le bouchage existe et augmente de manière significative les pertes de charge. Cette fraction est calculée en faisant le rapport de la surface bouchée (=TSS –ECS) sur la surface frontale de l'échangeur. D'après cette figure, les deux quantités sont proportionnelles : plus l'échangeur est bouché, plus cela entraîne de pertes de charge. Ainsi, quand l'échangeur est bouché à 8 %, cela entraîne une augmentation des pertes de charge de 20 %. A 17 % de surface bouchée, cela monte à 45 % de pertes de charges en plus. Ainsi, un bouchage local entraîne des pertes de charge élevées sur le long terme. Il serait néanmoins de vérifier expérimentalement par une mesure directe des pertes de charge avec un capteur de pression différentielle.

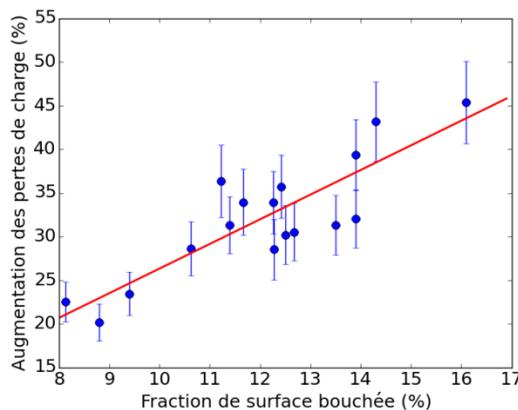


Figure 93 – Augmentation des pertes de charge en fonction de la fraction de surface bouchée

Par ailleurs le bouchage entraîne une baisse de performance de l'échangeur. On vérifie si cette baisse de performance n'est pas corrélée avec l'augmentation des pertes de charge.

La perte de performance, notée ΔF , est définie comme la dégradation du gain de performance due au bouchage, c'est-à-dire le rapport entre la dégradation du gain à la fin de la brumisation (différence entre le gain maximal avec brumisation atteint au temps $t = t_b$ et sa valeur au temps t_e) et le gain maximal, selon l'équation (97). Ainsi, $\Delta F = 10\%$ signifie que la pulvérisation est 10 % moins efficace qu'elle ne pourrait l'être en raison du bouchage.

$$\Delta F = \frac{F(t_b) - F(t_e)}{F(t_b)} \quad (97)$$

Dans la Figure 94, la perte de performance due au bouchage est tracée en fonction de l'augmentation des pertes de charge pour les mêmes conditions expérimentales que la Figure 93.

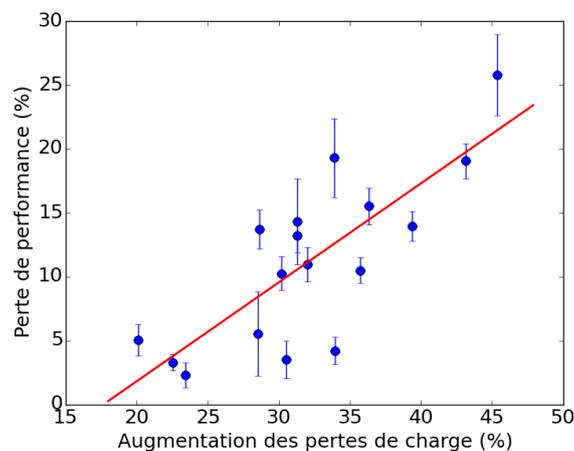


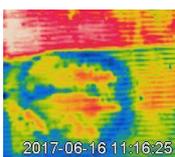
Figure 94 – Pertes de performance dues au bouchage en fonction de l'augmentation des pertes de charge

Ainsi, on constate que la perte de performance est proportionnelle à l'augmentation des pertes de charge. Une perte de charge jusqu'à 20-25 % correspond par exemple à une augmentation des pertes de charge de 45 %.

Pour conclure, on a vu que le phénomène de bouchage pouvait empêcher l'air de passer sur une surface allant de 160 à 330 cm², soit 8 à 16 % de la surface frontale de l'échangeur. Cela entraîne donc une augmentation des pertes de charge et à terme une perte de la performance thermique de l'échangeur.

III.2.4 Influence du nombre de sources

Grâce à la caractérisation des surfaces, on a pu constater qu'une buse mouille jusqu'à près de 600 cm² de surface, soit 30 % de la surface frontale de l'échangeur de chaleur. On a montré que 55 % de cette surface était réellement utile à l'échange, soit 16 % de la surface frontale. On étudie à présent les résultats obtenus avec plusieurs buses. L'implémentation de plusieurs buses doit a priori augmenter l'efficacité de l'échangeur de chaleur car la surface impactée est plus élevée. Cependant, l'emplacement de ces buses sur l'échangeur de chaleur doit être étudié pour déterminer si le



recouvrement des sprays est un phénomène à éviter. La partie suivante présente les résultats d'un système équipé de 2 ou 3 buses pour évaluer l'efficacité et les effets de recouvrement. L'effet de bouchage est discuté, basé uniquement sur les résultats obtenus avec l'ECS. En effet, comme expliqué en partie II.5.2.3, il n'y a pas de méthode idéalement appropriée pour déterminer la TSS - et donc le taux de bouchage - pour plusieurs buses.

On commence donc par récapituler l'ensemble des gains de performance maximaux obtenus (donc observé en début de brumisation) en fonction de la surface efficace de refroidissement pour 1, 2 et 3 buses sur la Figure 95.

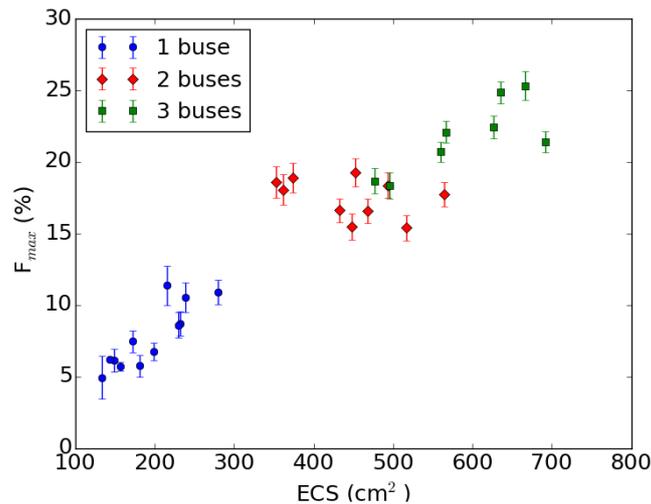


Figure 95 – Gain de performance maximal en fonction de la surface efficace de refroidissement pour l'étude à long terme ($T_i^{\text{hex}} = 70 \text{ °C}$, $p_w^{\text{nz}} = 10 \text{ bar}$, $\dot{m}_a = 450 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$)

On observe ainsi sur cette figure une proportionnalité entre le gain de performance et la surface efficace de refroidissement, montrant ainsi la nécessité de maximiser la surface impactée. On peut augmenter cette surface impactée en augmentant le nombre de buses. Il y a ainsi un intérêt à passer de 1 à 2 buses car le gain est multiplié par 2 environ. En effet, pour une buse, le gain ne dépasse pas 11 % dans les conditions opératoires testées avec une surface efficace de 300 cm² environ. Avec 2 buses, la surface efficace augmente de 400 à 600 cm² environ pour un gain proche de 20 %. En revanche, l'ajout d'une troisième buse n'a pas un effet aussi significatif sur le gain, qui plafonne à 25 % pour une surface ne dépassant pas 700 cm². L'explication d'un tel manque de performance pour les configurations à 3 buses pourrait provenir des phénomènes de recouvrement de spray et de bouchage additionnel : cela est étudié dans la suite.

La Figure 96 fournit le gain de performance (Figure 96a) et l'ECS (Figure 96b) pour 1, 2 et 3 buses situées de la manière décrite sur la représentation schématique dans la Figure 96a.

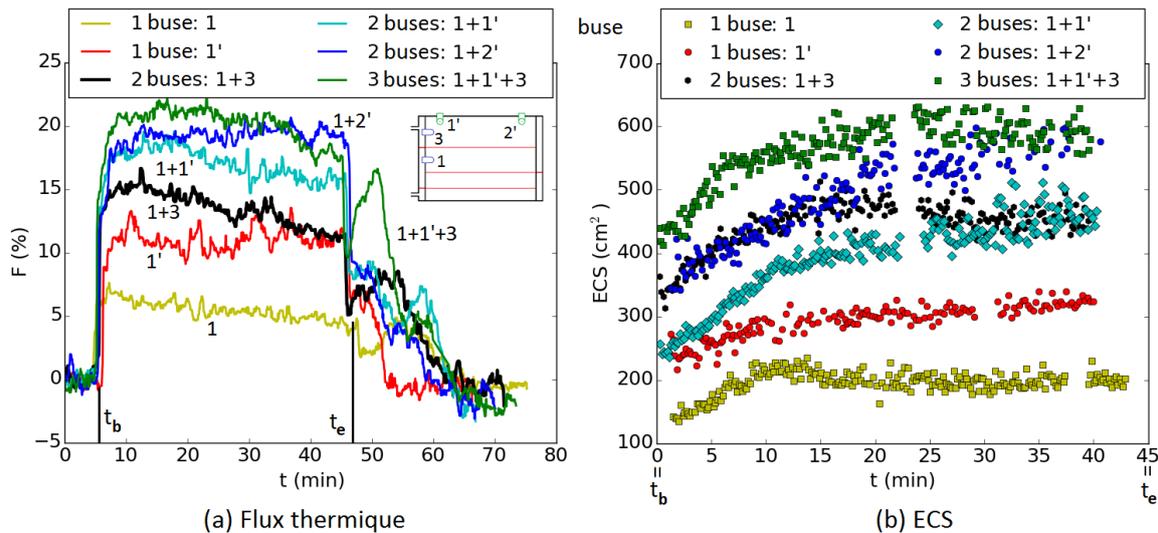


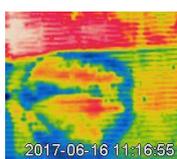
Figure 96 – Evolution temporelle du gain de performance et de l'ECS pour 1, 2 et 3 buses ($T_i^{\text{hex}} = 70\text{ }^\circ\text{C}$, $\dot{m}_w^{\text{hex}} = 285\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$, $\dot{m}_w^{\text{nz}} = 1,4\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$, $p_w^{\text{nz}} = 10\text{ bar}$ et $\dot{m}_a = 450\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$)

Pour 1 buse, les deux configurations de la Figure 83 (cf. partie III.2.1.2) sont données : avec bouchage (1) et sans bouchage (1'). La configuration 1' sans bouchage est meilleure – 11 % d'amélioration du flux thermique au lieu de 7 % pour la buse 1 (cf. Figure 96a) – car la surface de refroidissement efficace est plus élevée – 350 cm² au lieu de 200 cm² à la fin de l'essai (cf. Figure 96b) – et ne se stabilise pas dans l'expérience.

Pour 2 buses, la configuration 1+3 correspond à doubler la buse 1. En effet, les buses 1 et 3 ont la même orientation : parallèles à la surface de l'échangeur et horizontales (cf. schéma Figure 96a). Ces 2 buses impactent donc l'échangeur thermique de la même manière mais la buse 1 sur la passe 2 et la buse 3 sur la passe 1. Ainsi, les surfaces impactées par ces buses ne se chevauchent pas. Dans la configuration 1+1', les 2 buses touchent l'échangeur de chaleur au même endroit : leurs pulvérisations se chevauchent complètement. La configuration 1+2' est similaire à la configuration 1+1' car leurs 2 buses ont les mêmes orientations par rapport à l'échangeur. Mais les buses de la configuration 1+2' ne touchent pas la même zone de l'échangeur donc leur spray ne se recoupent pas.

Pour 3 buses, la configuration 1+1'+3 permet d'observer simultanément le bouchage additionnel de la buse 3 et le recouvrement de la buse 1 avec la buse 1'. On observe ainsi si ces deux phénomènes sont indépendants ou si au contraire ils interagissent entre eux.

Les résultats des configurations avec plusieurs buses sont résumés dans le Tableau 28. Il y a ainsi pour 2 buses les trois configurations 1+3, 1+1' et 1+2' et pour 3 buses, la configuration 1+1'+3. Par ailleurs, le Tableau 28 donne les flux massiques locaux basés sur les débits de spray et les surfaces efficaces pour les combinaisons à 2 et 3 buses. On s'appuie pour cela sur la partie III.2.2.4 où la valeur de flux critique de bouchage avait été estimée être entre 50 et 68 kg.m⁻².h⁻¹. Toutes les valeurs du Tableau 28 suggèrent qu'il y a du bouchage car elles sont toutes comprises dans cette gamme. Cependant, ce paramètre de flux massique local ne permet pas de discriminer les phénomènes de recouvrement et de bouchage. Ainsi, les configurations 1+3 et 1+1' ont la même valeur de flux massique local alors que leurs gains de performance sont différents et que dans un cas il y a un bouchage additionnel induit par la buse 3 et que dans l'autre le spray de la buse 1' recoupe celui de



la buse 1. On revient donc vers une analyse temporelle du flux thermique adimensionné en gain de performance pour distinguer le recouplement du bouchage.

Tableau 28 – Résumé des configurations multi-buses testées

Configuration	\dot{m}_w^{nz} (kg.h ⁻¹)	ECS (cm ²)	\dot{m}_w'' (kg.m ⁻² .h ⁻¹)	Bouchage additionnel	Recouplement	F (%)	ΔF
1 + 3	2,8	450	62	Oui	Non	15	Oui
1 + 1'		450		Non	Oui	18	Oui
1 + 2'		550	51	Non	Non	18	Non
1 + 1' + 3	4,2	600	70	Oui	Oui	21	Oui

Pour la configuration 1+3, on constate sur la Figure 96 que l'augmentation maximale du flux thermique et la valeur de stabilisation de l'ECS sont doublées à 15 % et 450 cm² respectivement. De plus, le pic d'évaporation est également doublé en temps et en intensité. Cela est cohérent avec un comportement additif : tous les effets sont doublés, y compris l'effet de bouchage. Avec 1+1', l'augmentation maximale du gain de performance de 1+1' a une valeur de 18 %, soit la somme des gains obtenus pour les buses prises séparément. Ainsi, au début de la pulvérisation, il y a un comportement additif. Cependant, la perte de performance est importante (Figure 96a). De plus, la valeur de l'ECS augmente faiblement après 10 minutes et n'atteint pas 550 cm², ce qui devrait être sa valeur à la fin de la pulvérisation dans l'hypothèse d'un comportement additif. Enfin, après la fin de la pulvérisation, la période latente de la buse 1' est observée en même temps (cf. Figure 96) que dans sa configuration solitaire contrairement au pic d'évaporation de la buse 1 qui arrive plus tard. Ainsi, le recouvrement des sprays accentue le phénomène de bouchage. La configuration 1+2' est la configuration additive réelle de 1+1'. Premièrement, 1+2' a le même flux thermique maximal que 1+1' mais aucune perte de performance n'est observée. Deuxièmement, la valeur de l'ECS augmente de la même manière pendant tout le temps de pulvérisation et atteint 550 cm². Enfin, la période latente de la buse 1' et le pic d'évaporation de la buse 1 se produisent en même temps que dans leurs configurations en solo.

La propriété additive observée pour 2 buses n'est plus pertinente pour 3 buses. En effet, 1+3 atteint 15 %, 1' donne 12 % alors que 1+1'+3 ne donne que 21 %. Cette non-additivité peut s'expliquer par une valeur de l'ECS médiocre (600 cm² au lieu des 750-800 cm² si il y avait additivité). De plus, on observe un grand pic d'évaporation suggérant que la combinaison des 3 buses augmente le bouchage. Ainsi, le recouplement combiné avec un bouchage supplémentaire donne de mauvais gains de performance au vu de la consommation d'eau.

Pour conclure cette section, le bouchage a été caractérisé dans cette partie sur le court terme puis sur le long terme. Il a été montré que la surface impactée ne dépend pas du débit d'air mais qu'elle augmente quand la température de paroi de l'échangeur diminue ou quand le débit de spray augmente. En revanche, le bouchage ne dépend que du temps. Sur le court terme, le bouchage n'affecte pas les performances de l'échangeur et n'augmente pas les pertes de charge. En revanche, sur le long terme, le bouchage entraîne une augmentation significative des pertes de charge et une dégradation importante des performances de l'échangeur. A la fin de la brumisation, le film d'eau s'évapore au contact de l'air d'abord en perdant de l'épaisseur à surface constante puis en diminuant en surface en absorbant de la chaleur, ce qui permet d'obtenir un pic d'efficacité de l'échangeur. Le

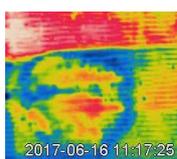
séchage dure d'autant plus que le débit d'air et la température de paroi de l'échangeur sont faibles et que la durée de brumisation est élevée. De plus, le bouchage peut être bénéfique et stocker de l'énergie thermique lorsque la durée de pulvérisation ne dépasse pas 25 minutes. Au-delà, le bouchage doit être évité car il génère trop de pertes thermiques. Enfin, concernant les configurations à plusieurs buses, il y a un intérêt à implémenter une deuxième buse car les gains de performance sont additifs à condition que les sprays ne se recouvrent pas. En revanche, l'implémentation d'une 3^{ème} buse, génère forcément du recouvrement entre les sprays ce qui a pour conséquence d'intensifier le phénomène de bouchage et d'obtenir un gain limité à 25 %.

III.3 Spécificités de la brumisation pour l'application

Dans cette partie, on étudie le dispositif de brumisation de manière à pouvoir l'implémenter sur un véhicule. Dans cette optique, les essais réalisés sur la maquette expérimentale sont menés dans des conditions proches de celle la climatisation automobile. Cela implique de travailler en présence du masque du condenseur. En effet, le masque du condenseur a été enlevé pour effectuer l'étude de la surface impactée avec la caméra thermique, et en particulier des phénomènes de bouchage. Cependant, il est nécessaire de le prendre en compte dans le cadre de l'implémentation sur le véhicule. Or, la présence du masque a plusieurs implications : d'une part, une modification du champ de vitesse en amont du condenseur et d'autre part une réduction du volume disponible pour l'expansion du spray. Pour le premier point, des mesures de champ de vitesse ont été effectuées. Pour le second point, une solution d'implémentation avec buses à jet plat est étudiée d'abord sans masque puis avec masque et comparée avec les buses à cônes creux avec masque. Enfin, dans l'optimisation du système de brumisation, 5 critères sont à prendre en compte : le gain de performance, la consommation d'eau, la consommation énergétique, l'encombrement et le prix. L'étude s'est focalisée jusqu'ici principalement sur les deux premiers critères. Cette partie permet de prendre en compte l'ensemble des critères, hormis l'aspect économique. Une solution est en outre abordée afin d'abaisser la consommation d'eau : la brumisation en intermittence.

III.3.1 Buse à jet plat

Par définition, les buses à jet plat créent un spray dont l'expansion se fait axialement et non radialement comme pour les buses à cône creux, ce qui est intéressant pour l'application. En effet, le spray peut se développer entre le masque du condenseur et la surface du condenseur, puis être rabattu sur cette dernière. De plus, les buses à jet plat ont l'avantage de fonctionner à basse pression, ce qui économise de l'énergie. Ainsi, le modèle de buse à jet plat étudié (modèle TPU 650017 de chez Spraying Systems) a été testé à une pression de 2 bar. Cela a été réalisé avec la pompe centrifuge lave-glace présentée dans la partie II.4.2.2 qui a une consommation de 36 W (tension de 12 V, courant de 3 A et point normal de fonctionnement débit-pression à 0,75 L.min⁻¹ et 0,66 bar). Les buses à jet plat permettent donc de remplir 3 des 5 critères pour l'implémentation sur véhicule : l'encombrement, la consommation énergétique et le prix. Ce type de buses est ainsi plus compétitif que la buse à cône creux sur ces 3 points. En effet, les buses à cône creux créent des sprays 3D plus encombrants et nécessitent des pressions plus élevées, ce qui se répercute sur la consommation énergétique et le prix. Une pression minimale de 5 bar est nécessaire pour limiter le colmatage des orifices de ces buses par des impuretés sur de longues durées d'utilisation (cf. partie



II.4.1). En revanche, les buses à jet plat ont une taille d'orifice plus élevée – 0,28 mm contre 0,15 mm pour la buse à cône creux – ce qui limite les risques d'obstruction. Cela a néanmoins l'inconvénient d'engendrer une consommation d'eau plus importante : 2,1 kg.h⁻¹ à 2 bar pour le jet plat contre 1 kg.h⁻¹ à 5 bar pour le cône creux. Les buses à cône creux sont donc plus compétitives sur la consommation d'eau. Dans cette partie, on expose les gains de performance obtenus pour les buses à jet plat sur du court terme, avec une ou plusieurs buses.

Les positionnements testés pour les buses à jet plat dans des configurations à 1, 2 ou 3 buses sont donnés dans la Figure 97 et le Tableau 29. De même que pour les configurations avec plusieurs buses, toutes les configurations utilisant les buses à jet plat sont testées avec un débit d'air de 450 kg.h⁻¹, une température en entrée d'échangeur de 70 °C, un débit d'échangeur de 285 kg.h⁻¹ et une pression d'injection de 2 bar.

Tableau 29 – Configurations à jet plat

Nombre de buses	Débit (kg.h ⁻¹)	Configurations
1	2,1	1 / 4 / 5
2	4,2	1+2 / 1+3 / 1+4 / 1+5
3	6,3	1+2+3 / 1+4+5

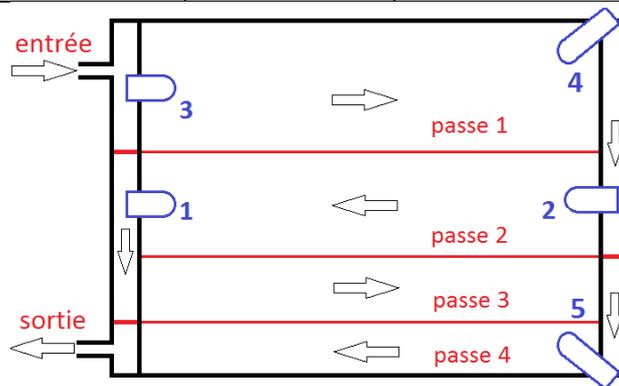


Figure 97 – Positionnements des buses à cône creux et des buses à jet plat

Il a été fait le choix de ne tester aucune configuration en orientation verticale en jet plat avec ce type de buse car le spray parcourt une distance d'au moins 50 cm. De ce fait, le spray dépasse de beaucoup la largeur et d'un peu la longueur. En revanche, on a fait le choix de tester des positionnements en diagonal, qui laisse une plus grande place pour la réception du spray que la seule largeur de l'échangeur (64,8 cm de diagonal contre 51,3 cm de largeur). On regarde donc quelle surface est touchée par les sprays des buses à jet plat. La Figure 98 donne les surfaces impactées pour 1, 2 et 3 buses à jet plat.

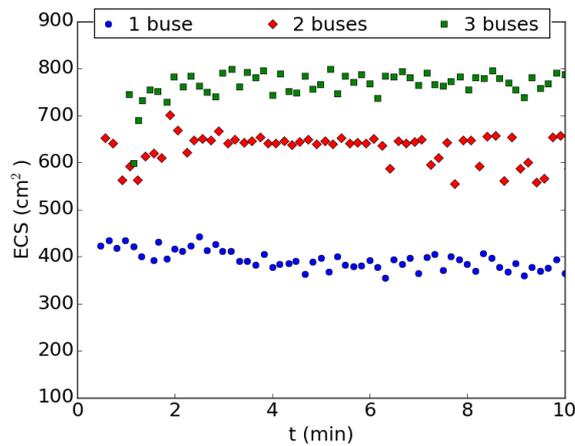


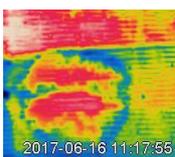
Figure 98 – Surfaces efficaces de refroidissement pour 1, 2 et 3 buses à jet plat

Les surfaces efficaces de refroidissement représentées sont celles des configurations 5 (1 buse), 1+5 (2 buses) et 1+4+5 (3 buses). On remarque que les surfaces impactées par les buses à jet plat sont systématiquement supérieures à celles des buses à cônes creux utilisées précédemment (cf. Figure 95). Ainsi, la surface est 2 fois plus importante avec une valeur à 400 cm² contre 200 cm² en moyenne, et 33 % supérieur avec 3 buses avec 800 cm² contre 600 cm². On remarque que le même ECS est obtenu avec 1 buse à jet plat qu'avec 2 buses à cône creux. De la même manière, l'ECS de 2 buses à jet plat est équivalent à celui de 3 buses à cône creux. Cela s'explique notamment par une distance de spray plus élevée pour les jets plats. Une dernière remarque peut être faite sur la Figure 98, à propos du temps d'établissement de la surface efficace de refroidissement. Pour les buses à cône creux, l'ECS s'établit au bout de 5 à 10 minutes, selon le nombre de buses et leurs configurations (cf. Figure 96). Au contraire, pour les buses à jet plat, l'ECS est stable instantanément. Cela peut signifier qu'il y a du bouchage dès le début ou bien que les phénomènes physiques ne sont pas les mêmes pour ce type de buse. On regarde pour cela les gains de performance obtenus pour 1, 2 et 3 buses. Ces gains sont donnés dans le Tableau 30, avec en supplément leurs valeurs rapportées à la consommation d'eau.

Tableau 30 – Récapitulatif des gains de performance et leurs valeurs rapportés à la consommation d'eau pour toutes les configurations des buses à jet plat

Nombre de buses	Configuration	F (%)	F/m_w^{nz} (%.kg ⁻¹ .h)
1	1	15,5 ± 0,8	7,38 ± 0,38
	4	11,4 ± 1,1	5,43 ± 0,52
	5	10,3 ± 1,1	4,90 ± 0,52
2	1+2	33,8 ± 1,0	8,05 ± 0,24
	1+3	7,9 ± 1,0	1,88 ± 0,24
	1+4	32,7 ± 1,0	7,79 ± 0,24
	1+5	25,9 ± 0,9	6,17 ± 0,21
3	1+2+3	31,9 ± 0,7	5,06 ± 0,11
	1+4+5	36,8 ± 1,0	5,84 ± 0,16

Pour 1 buse, le gain varie entre 10 et 15 % pour un débit de 2,1 kg.h⁻¹. On obtient donc un gain de performance jusqu'à 50 % supérieur par rapport à la buse à cône creux avec un débit 50 % plus élevé, mais avec une pression d'injection plus faible (2 bar au lieu de 5 bar). D'ores et déjà, les buses à jet plat sont donc équivalentes aux buses à cône creux en termes de gain de performance, soit le 4^{ème} critère validé sur les 5. D'après ces premiers résultats, l'orientation horizontale donne un gain de



performance meilleur que les 2 orientations diagonales qui sont à peu près équivalentes entre elles. On peut supposer que cela est dû au fait que les sprays des buses en diagonal interagissent avec la première passe de l'échangeur, soit en début de parcours (buse 4) soit en fin de parcours (buse 5) contrairement au spray de la buse 1. Le gain de performance est donc moins bon du fait que cela touche la zone plus chaude de l'échangeur. En effet, d'après les conclusions des parties III.1.2.4, III.1.2.5 et III.2.2.2, l'échange est meilleur pour une température de paroi faible.

Pour 2 buses, les buses à jet plat permettent des gains jusqu'à 34 % pour les configurations 1+2 et 1+3, pour une consommation de 4,2 kg.h⁻¹. Or, les buses à cône creux donnent des gains de performance autour de 15 – 20 % avec 2 buses, pour une consommation d'eau de 2,8 kg.h⁻¹ (cf. Figure 95). Le gain de performance augmente donc de 70 % par rapport au cône creux alors que le débit consommé de seulement 50 % : les buses à jet plat sont donc plus efficaces thermiquement. De plus, l'emploi de 2 buses est intéressant car, aussi bien en cône creux qu'en jet plat, les gains de performance sont additifs à court terme. Néanmoins, les configurations 1+5 et 1+3 donnent de moins bons résultats : respectivement 25,9 et 7,9 %. Ces faibles gains en comparaison des deux précédents peuvent s'expliquer par le fait que les buses impactent les zones les plus chaudes de l'échangeur.

Pour 3 buses, les gains varient entre 18 et 25 % pour une consommation de 4,2 kg.h⁻¹ pour les buses à cône creux (cf Figure 95) contre 30 à 38 % pour les buses à jet plat avec une consommation de 6,3 kg.h⁻¹. Aussi bien en cône creux qu'en jet plat, les gains n'ont pas augmenté de manière importante par rapport aux configurations à 2 buses (à peine +25 % dans le meilleur des cas) alors que la consommation d'eau a augmenté de 50 %. Pour les jets plats, l'intérêt de l'implémentation d'une troisième est encore moins marqué, au vu des comparaisons de performance entre les configurations 1+2 et 1+4 d'une part, et les configurations 1+2+3 et 1+4+5 d'autre part.

Pour toutes ces configurations, le gain de performance rapporté à la consommation d'eau donne des valeurs comprises entre 5 et 8 % de gain par unité de débit, d'après le Tableau 30. On obtient ainsi des valeurs équivalentes, voire supérieures à celles évoquées en partie III.1.2 pour les buses à cône creux, mais pour une pression d'injection sensiblement plus faible.

III.3.2 Masque du condenseur

III.3.2.1 Champs de vitesse

Des mesures de vitesses ont été effectuées en amont de l'échangeur afin de connaître le champ de vitesse. Ces mesures ont été faites en 25 points de l'échangeur à l'aide d'un anémomètre à hélice d'un rayon de 3,5 cm. La Figure 99 donne une illustration de ces zones de mesure.

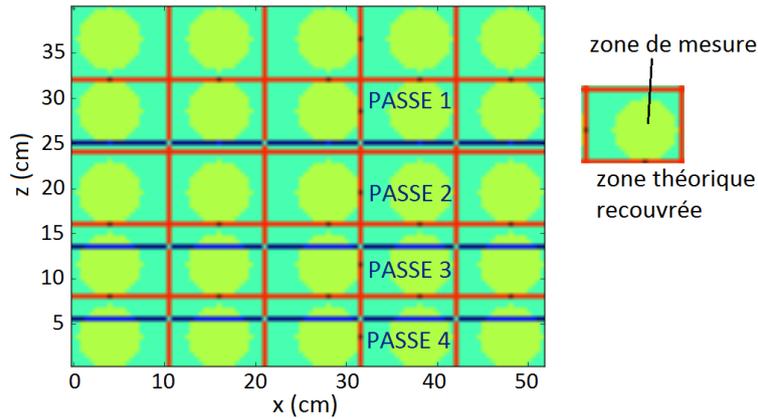


Figure 99 – Illustration de la mesure des vitesses d'air

Chaque point de mesure a été réalisé 3 fois en prenant la vitesse moyenne sur 30 s à 1 min. Le champ de vitesse a été mesuré dans les 3 conditions suivantes pour les 2 vitesses GMV1 et GMV2 ($450 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ et $900 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$) du groupe moto-ventilateur :

- Sans écoulement dans l'échangeur et sans masque ;
- Avec écoulement, avec une température en entrée d'échangeur de 80°C et sans masque ;
- Avec écoulement, avec une température en entrée d'échangeur de 80°C et avec masque.

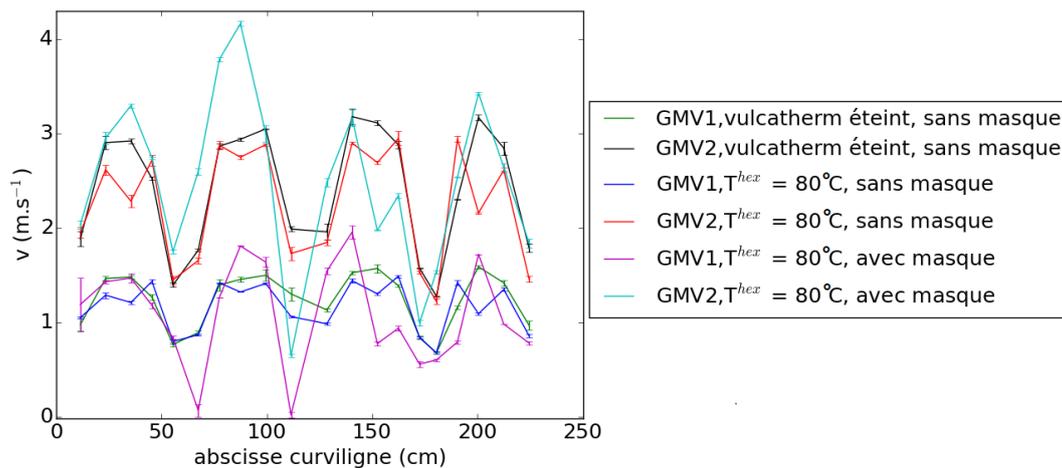
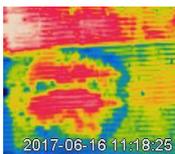


Figure 100 – Vitesses d'air en amont de l'échangeur le long de l'abscisse curviligne pour les 2 débits d'air GMV1 et GM2, sans et avec circulation dans l'échangeur, et sans et avec le masque

Les 3 types de champ de vitesse testés permettent de mettre en évidence l'influence de l'écoulement d'eau dans l'échangeur et du masque sur l'écoulement d'air en amont de l'échangeur. L'ensemble des mesures de vitesses est récapitulé dans la Figure 100 en fonction de l'abscisse curviligne, définie dans la Figure 72 de la partie III.1.2.4 (l'annexe G donne des projections 2D de ces champs de vitesse qui peuvent faciliter la compréhension de l'analyse). D'après la Figure 100, la vitesse d'air varie globalement entre 1 et $1,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ à GMV1 et entre 2 et $3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ à GMV2. On remarque d'ailleurs que les courbes de GMV1 sont en tout point de l'échangeur et aux incertitudes près proportionnelles à celles de GMV2 d'un facteur 2, comme les débits d'air. Cela démontre que le champ de vitesse en amont de l'échangeur garde la même topographie quel que soit le débit d'air et varie proportionnellement avec ce dernier. De plus, la courbe sans masque montre un comportement sinusoïdal de la vitesse d'air en fonction de l'abscisse curviligne. Cela est lié au fait



que la vitesse d'air peut être plus faible en raison d'effets de bords. Lorsqu'il n'y a pas d'écoulement d'eau dans l'échangeur, la vitesse d'air est maximale au centre de la largeur de l'échangeur : le champ de vitesse est ainsi analogue à un écoulement de Poiseuille. En revanche, en présence d'un écoulement au sein de l'échangeur, la vitesse augmente toujours à partir des bords mais baisse brutalement au centre de l'échangeur. Enfin l'implémentation du masque montre que la vitesse n'augmente pas significativement aux niveaux des ouvertures de masque. Globalement, on observe logiquement une baisse de la vitesse d'air aux endroits cachés par le masque, particulièrement aux sorties des premières et secondes passes. Cependant la vitesse est plus élevée au centre de l'échangeur. On peut supposer que cela est dû à l'addition des 2 courants correspondants aux ouvertures du masque (cf. Figure 101).

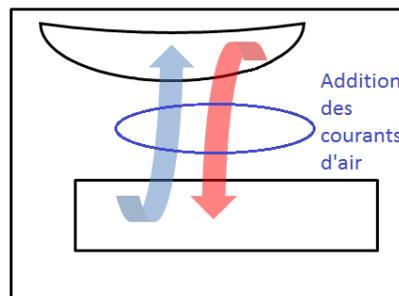


Figure 101 – Illustration de l'hypothèse d'un courant d'air entre les deux ouvertures du masque

Le champ de vitesse est donc sensible à l'implémentation d'un masque et dépend de l'écoulement dans l'échangeur. La partie suivante permet de voir comment l'efficacité de la brumisation en est affectée.

III.3.2.2 Impact sur le transfert

Dans cette partie, on compare les gains de performance obtenus pour les buses à cône creux et à jet plat pour 1, 2 et 3 buses lorsque le masque est implémenté sur l'échangeur. Le Tableau 31 montre les résultats obtenus avec masque pour les 2 types de buses. Lorsque le masque est mis en place, le gain de performance diminue systématiquement pour les buses à cône creux : il passe à 6 % pour 1 buse, 11-12 % pour 2 buses et 10 à 15 % pour 3 buses. Cette perte de performance est attribuable à des pertes en eau liées à la nature du spray : ce dernier se déployant radialement, une partie de l'eau touche le masque au lieu d'être rabattue sur la surface de l'échangeur. Pour le jet plat, le gain de performance baisse également pour 1, 2 et 3 buses, hormis pour la buse 4 où le gain augmente de 18,3 %. Pour cette dernière cela peut s'expliquer par le fait que le spray passe au niveau de la zone centrale de l'échangeur où la vitesse est plus élevée avec le masque et donc le spray mieux rabattu sur la surface. Mais de manière globale, avec le masque, les gains de performance obtenus avec les buses à jet plat sont encore meilleurs que ceux des buses à cône creux : le rajout du masque rend donc les buses à cône creux moins efficaces que les buses à jet plat. De plus, les résultats présentés ici correspondent à des premiers essais d'implémentation de buses à jet plat avec le masque : les positionnements n'étaient donc pas encore optimisés, des pertes en eau ont été constatées et les gains ont donc des valeurs encore améliorables.

Tableau 31 – Gains de performance des buses à cône creux et à jet plat avec le masque

Cône creux			Jet plat		
Nombre de buses	Configuration	Gain de performance (%)	Nombre de buses	Configuration	Gain de performance (%)
1	1	6,1 ± 1,3	1	1	10,9 ± 1,5
2	1+2'	11,9 ± 1,4		4	18,3 ± 1,6
	1+3	11,2 ± 1,8		5	6,9 ± 1,8
3	1+2+3	14,4 ± 1,6	2	1+2	9,8 ± 1,4
	1+1'+3	10,1 ± 1,2		1+3	12,8 ± 2,6
	1+2+3'	15,1 ± 1,5		1+4	23,7 ± 1,6
				1+5	15,6 ± 1,3
			3	1+2+3	24,6 ± 2,2
				1+4+5	29,2 ± 2,4

III.3.3 Spray intermittent

On a vu que les buses à jet plat étaient plus intéressantes que les buses à cône creux sur 4 des 5 critères d'optimisation du système de brumisation : le gain de performance, la consommation énergétique, l'encombrement et le prix. Cependant, dans une brumisation en continu, les cônes creux sont plus économes en eau que les jets plats. Un moyen de réduire la consommation d'eau et de retrouver les mêmes débits qu'en cône creux est de mettre en œuvre de la brumisation intermittente. Pour cela, deux électrovannes ont été placées entre d'une part la pompe et le réservoir (vanne normalement ouverte, NO) et d'autre part la pompe et la buse (vanne normalement fermée, NF). Ces 2 vannes sont reliées à une minuterie qui permet de commander leur temps d'ouverture/fermeture (la vanne NF est ouverte quand la vanne NO est fermée et vice-versa). De ce fait quand la buse n'est pas alimentée, l'excédent d'eau est redirigé vers le réservoir. La minuterie utilisée est un modèle de clignoteur asymétrique de la marque MCI qui permet de régler des temps d'ouverture/fermeture de 0,1 s à 100 j. La Figure 102 donne une illustration résumant le principe du montage du dispositif de brumisation en intermittence.

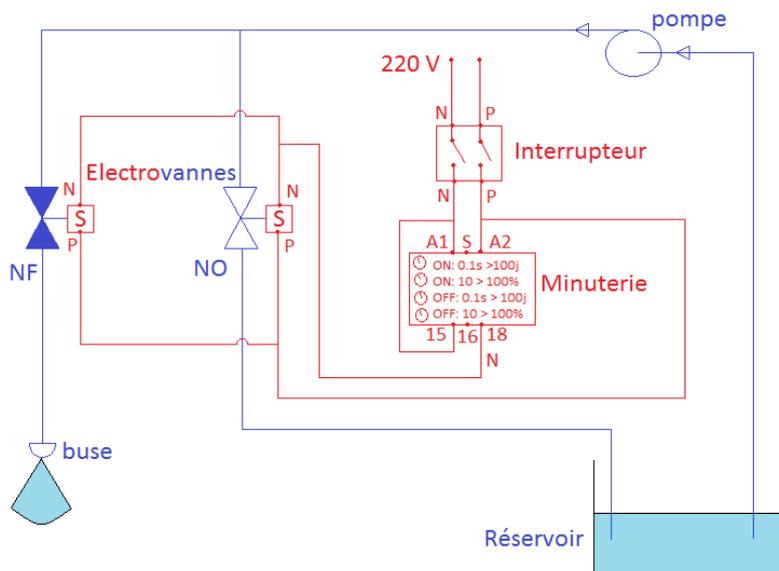
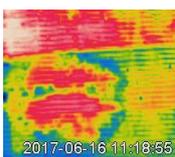


Figure 102 – Schéma du montage en intermittence



Dans notre étude, on se limite à des temps compris entre 2 s et 6 s pour l'ouverture et entre 2 s et 12 s pour la fermeture. Les temps d'ouverture et de fermeture sont notés t_{ON} et t_{OFF} . On exprime également le rapport cyclique d'ouverture RCO défini dans la partie I.3.3.5. Les différents modes d'intermittence testés sont résumés dans le Tableau 32. Les essais en intermittence sont réalisés avec un débit d'air de 450 kg.h^{-1} , une température en entrée d'échangeur de 70 °C , un débit d'échangeur de 285 kg.h^{-1} et une pression d'injection de 2 bar.

Tableau 32 – Récapitulatif de l'ensemble des modes d'intermittence pour 1 et 2 buses

Nombre de buses	t_{ON} (s)	t_{OFF} (s)	RCO
1 & 2	2	4	0,33
	3	6	
	4	8	
	6	12	
	4	2	0,67
	4	4	0,50
	4	6	0,40
	4	10	0,29
2	4	12	0,25

Les positionnements dans les 4 coins en diagonal ont été testés (positionnements 4 et 5 de la Figure 97 de la partie III.3.1 et leur pendant de l'autre côté de l'échangeur). Les résultats ne montrent pas de différences significatives entre ces 4 positionnements. Ainsi, on présente sur la Figure 103 les gains de performance obtenus pour 1 positionnement, celui en bas à droite de l'échangeur (positionnement 5 sur la Figure 97). Cette figure montre les gains de performance sous forme de boîtes de Tukey ou boîte à moustaches, qui donne la médiane (ligne rouge), les premiers et troisièmes quartiles (extrémités de la boîte) et les premiers et neuvièmes déciles (extrémités des moustaches).

En brumisation continue, on retrouve un gain de performance médian de 17 %, conforme à ce qui a été trouvé dans le Tableau 31. Ensuite les premières expériences d'intermittence sont faites à un RCO constant de 0,33 et des temps d'ouverture de 2 s, 3 s, 4 s et 6 s. La raison d'un tel choix de RCO est dû au fait que les données constructeur de la buse jet plat Spraying Systems indiquaient un débit de 3 kg.h^{-1} au lieu de $2,1 \text{ kg.h}^{-1}$, ce qui revenait à devoir diviser le débit par 3 pour obtenir 1 kg.h^{-1} de production de condensats d'évaporateur. Les résultats montrent un abaissement brutal du gain de performance à 8 % pour l'intermittence à 2 s/4 s et même à 6 % pour 3 s/6 s. En revanche, le gain remonte à 12 % pour 4 s/8 s et se maintient à cette valeur à 6 s/12 s. Cependant, on constate un élargissement de la boîte au fur et à mesure que le temps de fermeture augmente de 4 s à 12 s. Cela est dû à des oscillations de la température en sortie d'échangeur de plus en plus importantes, du fait que l'échangeur revient dans cet intervalle à son équilibre thermique sec. Ces essais à RCO constant montrent qu'il faut un temps minimal d'ouverture de 4 s de la buse, de manière à laisser le temps nécessaire à l'expansion et au plein développement du spray. On fixe donc le temps d'ouverture à 4 s et on fait varier le temps de fermeture de 2 s à 10 s. L'essai à 4 s/2 s montre un gain médian de performance proche de celui obtenu en continu (16 % au lieu de 17 %) mais la boîte a de plus longues moustaches, ce qui indique une plus forte oscillation de la température en sortie d'échangeur qu'en continu. Ensuite, lorsque le temps de fermeture augmente de 2 s à 10 s, le gain

médian diminue : il passe à 14 % pour 4 s/4 s, 12 % pour 4 s/6 s et un peu moins de 10 % pour 4 s/10 s. De plus, entre 4 s/2 s et 4 s/4 s, on observe que seul le gain baisse, la boîte et les moustaches gardant la même taille. En revanche, à partir de 4 s/6 s, la boîte grossit et les moustaches s'allongent. Tout ceci indique l'existence d'un temps maximal de fermeture de 4 s au-delà duquel le gain se dégrade en raison de trop fortes fluctuations de températures.

Ainsi, le mode d'intermittence 4 s/4 s est donc tout indiqué pour baisser le débit d'eau et garder un bon gain de performance (14 %). En effet, ce mode d'intermittence devrait permettre à terme d'atteindre un débit de 1 kg.h^{-1} . Cependant, dans le cadre de ces essais, il faut noter qu'un débit de fuite a été constaté augmentant la consommation à $1,5 \text{ kg.h}^{-1}$. Il a été montré par la suite que cela provenait d'un emplacement inadéquat de la vanne NF par rapport à la buse : cette vanne était trop éloignée (environ 1 m), ce qui coupait trop lentement l'alimentation en eau de la buse, et donc générait un débit de fuite.

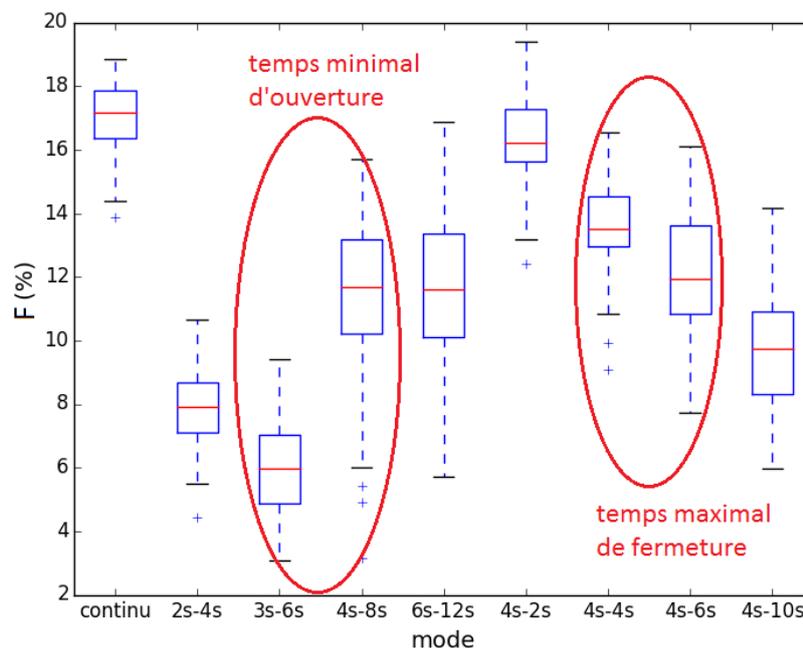
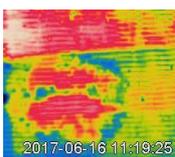


Figure 103 – Gains de performance pour les différents modes de fonctionnement intermittents avec 1 buse

En continu, l'ajout d'une deuxième buse peut être intéressant, étant souvent synonyme d'additivité des gains. Le dispositif de maquette expérimentale a donc été testé avec 2 buses en intermittence pour tous les modes décrits dans le Tableau 32. Les 2 buses sont testées simultanément en intermittence. On retrouve l'ensemble des résultats sur la Figure 104. Contrairement au cas à 1 buse, à RCO constant, le gain diminue quand les temps d'ouverture/fermeture augmentent. Cela peut être lié au fait que pour 2 buses, seul le temps de fermeture est important : plus ce temps sera élevé, plus le gain de performance se dégradera, quel que soit le temps d'ouverture. De plus à 6 s/12 s, le gain est le même que pour 1 buse mais les quartiles et les déciles sont beaucoup plus écartés de la médiane, ce qui traduit une plus forte instabilité des températures. La configuration à 2 buses donne donc de moins bons résultats, car plus instables et consommant deux fois plus d'eau. De plus, pour étayer ce propos, si on souhaite arriver à la même consommation d'eau que le mode en intermittence 4 s/4 s d'une buse, il faut prendre le mode 4 s/12 s de deux buses (en effet, on doit diviser le RCO par 2 : il faut donc un RCO de 0,25). On obtient un gain de performance avec une médiane de 10 % et donc les déciles vont de 0 à 19 % alors que pour une buse 4 s/4 s la médiane est



de 14 % et les déciles varient entre 11 et 16 %. Ces deux résultats démontrent qu'en intermittence, l'implémentation de 2 buses n'est pas si intéressant, contrairement à ce que l'on pouvait envisager, car sujette à de plus fortes instabilités et même à des gains de performance plus bas pour une consommation d'eau équivalente.

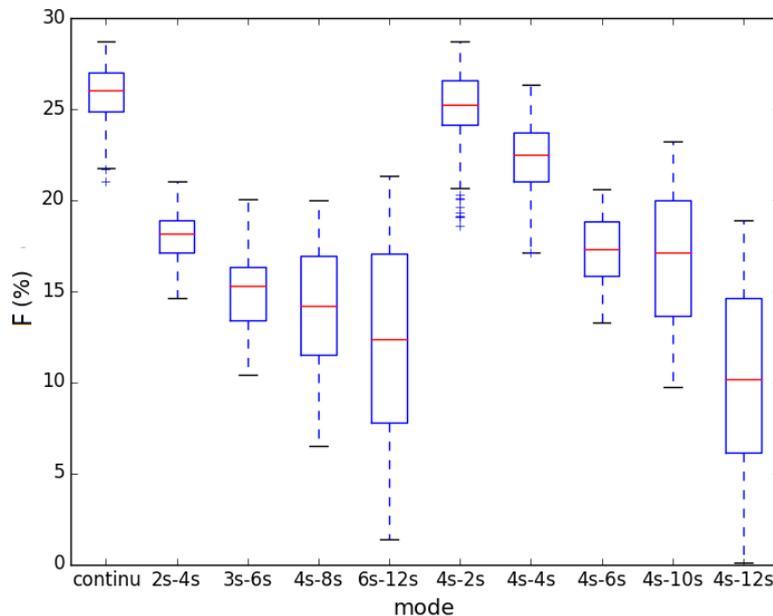


Figure 104 - Gains de performance pour les différents modes de fonctionnement intermittents pour 2 buses

Pour finir cette partie, l'ensemble des valeurs médianes de gains de performance, basé sur un ensemble de 76 expériences, ont été tracées en fonction du débit de spray sur la Figure 105. On observe ainsi une relation de proportionnalité entre les deux grandeurs. Une courbe de tendance linéaire a été tracée sur la figure dont les coefficients sont $(a,b)=(6,43,1,30)$ avec a le coefficient directeur de la droite et b l'ordonnée à l'origine. Cette figure montre que le contrôle du débit permet un contrôle des performances thermiques.

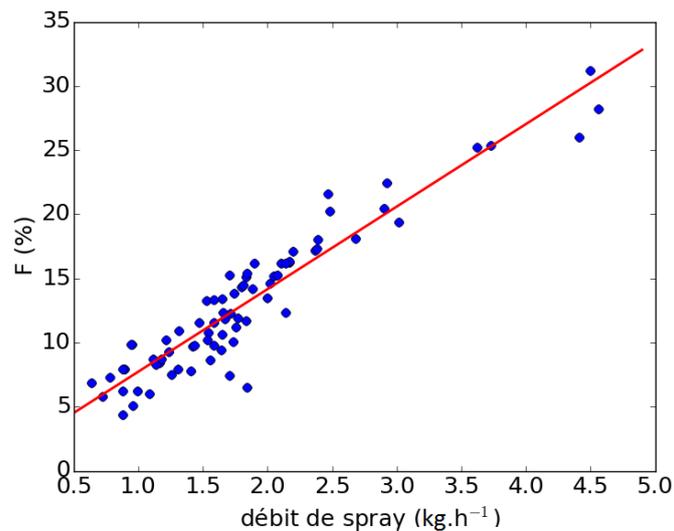


Figure 105 – Gain de performance en fonction du débit de spray pour toutes les configurations en intermittence

Les essais de brumisation en intermittence menés en vue de baisser la consommation en eau ont montré qu'il valait mieux implémenter 1 buse sur le véhicule plutôt que 2 buses, contrairement au fonctionnement en continu. De plus, il existe un temps minimal d'ouverture de la buse pour qu'il y ait une expansion optimale du spray et un temps maximal de fermeture de buse afin de limiter la remontée en température en sortie d'échangeur. Ces temps sont tous les deux de 4 s. Enfin, l'intermittence montre qu'il y a une possibilité de contrôler le gain de performance par une variation du débit de spray.

III.4 Implémentation du dispositif sur le véhicule

La transposition du dispositif de brumisation au véhicule est exposée dans cette partie. Pour cela, on commence par présenter le détail des résultats du dimensionnement préliminaire du dispositif afin que celui soit autonome en eau à partir des condensats de l'évaporateur. La méthode utilisée est présentée en début de Chapitre II. Ensuite, une étude préliminaire des essais sur véhicule est présentée, basée sur de premiers résultats obtenus grâce à la transposition du dispositif de brumisation choisi sur la maquette expérimentale. En effet, la campagne d'essais menée sur le véhicule étant toujours en cours au moment de la rédaction de ce manuscrit, l'analyse des résultats et les conclusions qui seront exposées ne sont que partielles.

III.4.1 Dimensionnement préliminaire

III.4.1.1 Source des données météorologiques

Pour cette étude préliminaire, les valeurs prises par le Centre Scientifique et technique du Bâtiment (CSTB) dans le cadre de la Réglementation thermique (RT) 2012 ont été utilisées pour les données météorologiques.

Les données récupérées sont des données horaires sur un an de la température et de l'humidité spécifique de l'air extérieur : il y a donc pour chacune de ces grandeurs 8760 points. Ces données horaires sont des mesures références de Météo France sur la période de janvier 1994 à décembre 2008.

De ces données se dégagent 8 zones climatiques représentatives de l'ensemble du territoire : ces zones sont nommées respectivement H1a, H1b, H1c, H2a, H2b, H2c, H2d et H3 (voir Figure 106). Pour chacune de ces zones, il y a une ville qui sert de référence. Il y a ainsi: Trappes (H1a), Nancy (H1b), Mâcon (H1c), Rennes (H2a), La Rochelle (H2b), Agen (H2c), Carpentras (H2d) et Nice (H3).

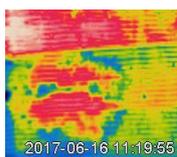




Figure 106 – Carte des zones climatiques de France (© CSTB)

III.4.1.2 Cartographie climatique de performance

Dans cette partie, une partie des résultats obtenus seront présentés sous forme de figures situées dans le plan du diagramme psychrométrique, c'est à dire que l'abscisse correspond à la température sèche T_{ai} et l'ordonnée à l'humidité absolue Φ_{ai} .

Deux lignes sont représentées sur le diagramme : une ligne rouge en pointillée et une ligne grise claire continue. La ligne rouge correspond à la ligne basse, c'est-à-dire la ligne d'hygrométrie absolue donnée par les conditions atmosphériques (T_{clim}, HR_{clim}) de climatisation en sortie d'évaporateur en dessous de laquelle l'eau ne peut pas être récupérée pour être réinjectée sur le condenseur. La ligne grise est la ligne de saturation. Ces deux lignes seront présentes dans les figures suivantes. Il y aura une troisième variable qui sera le paramètre auquel on s'intéresse, qui se traduit par un gradient de couleur sur la figure.

Pour la suite, on fait le choix de s'intéresser à la ville de Nice.

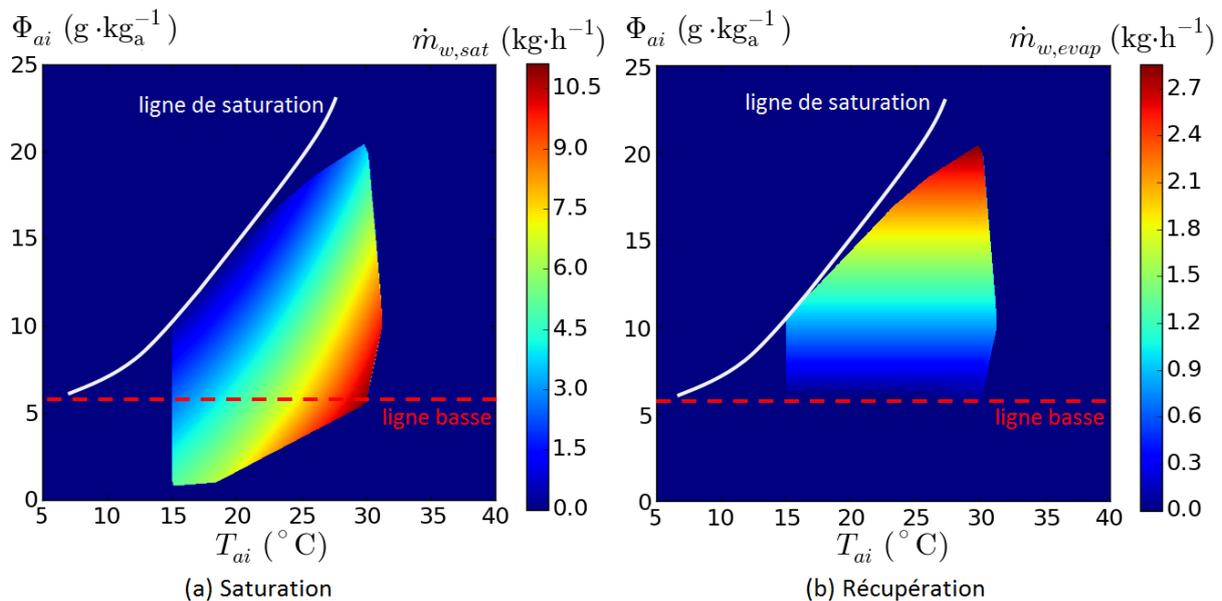


Figure 107 – Saturation et récupération d'eau à Nice

Sur la Figure 107, le diagramme de gauche correspond au débit d'eau qu'il faut injecter pour saturer l'air en amont du condenseur. Ce débit est noté $\dot{m}_{w,sat}$ et s'exprime en $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$.

On observe que plus on s'éloigne de la ligne de saturation, plus le besoin en eau pour saturer devient important jusqu'à atteindre une valeur légèrement supérieure à $10,5 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$: les valeurs suivent ainsi les courbes d'humidité relative. Des points sont présents en dessous de la ligne basse : ce sont des situations inexploitable où l'air est trop sec pour procurer de l'eau comme on peut le voir sur la Figure 107b.

Le diagramme de droite correspond au débit d'eau que l'on peut récupérer au niveau de l'évaporateur par condensation de l'air humide sur la surface. Ce débit est noté $\dot{m}_{w,evap}$ et s'exprime en $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$. On voit que plus on s'éloigne de la ligne basse plus on récupérera d'eau jusqu'à atteindre une valeur un peu supérieure à $2,7 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ (cette fois, les valeurs sont parallèles aux courbes d'hygrométrie absolue). Ainsi, on atteindra rarement la saturation, étant donné que les valeurs obtenues pour $\dot{m}_{w,evap}$ sont nettement inférieures à celles de $\dot{m}_{w,sat}$.

La combinaison des Figure 107a et Figure 107b permet d'obtenir l'information sur le refroidissement d'air obtenu ΔT_{reel} . Ainsi, la Figure 108 présente en parallèle le refroidissement d'air à espérer grâce à la quantité d'eau récupérée (a) et le nombre d'occurrences correspondantes dans le diagramme psychrométrique pour la ville de Nice (b). Plus précisément, les occurrences sont définies comme le nombre d'heure dans l'année pendant lesquelles le climat étudié est à une température donnée T_{ai} et à une hygrométrie absolue donnée Φ_{ai} , sachant que seules les températures supérieures à 15°C sont considérées.

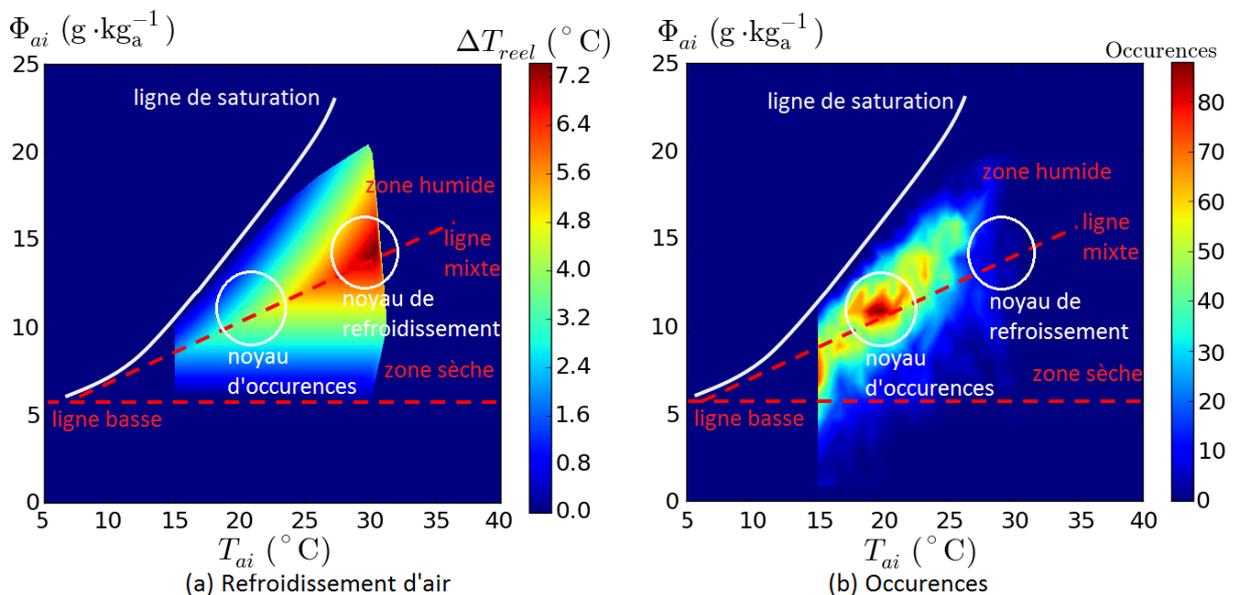
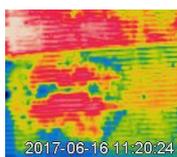


Figure 108 – Refroidissement d'air obtenu et occurrences correspondantes à Nice

La Figure 108a met en évidence l'existence de 2 zones dans le processus de refroidissement. Ces deux zones sont séparées de manière quasi-symétrique par une ligne diagonale rouge en pointillés. Si on se place dans la zone haute appelée "zone humide", on voit que le refroidissement diminue en s'approchant de la ligne de saturation. Donc, le facteur limitant du refroidissement de cette zone est l'humidité de l'air en amont du condenseur qui est trop élevée : on arrive vite à saturation ce qui fait que l'on ne profite pas du refroidissement adiabatique (l'abaissement de température ΔT_{reel}



est petit).

Si on se place dans la zone basse nommée "zone sèche", on remarque que le refroidissement diminue en s'approchant de la ligne basse. Donc le facteur limitant du refroidissement de cette zone est l'humidité de l'air en amont de l'évaporateur qui est trop faible : on ne récupère pas assez d'eau à l'évaporateur.

La Figure 108b permet de voir la prépondérance des 2 zones en termes d'occurrences de situations. Pour Nice, il y a une nette supériorité de la zone humide. On peut attribuer cela au fait que Nice est en bord de mer.

La ligne séparant les 2 zones est nommée "ligne mixte". Un déplacement sur la ligne mixte de la gauche vers la droite voit le refroidissement augmenter jusqu'à atteindre une zone très favorable. Dans cette zone, le refroidissement peut être supérieur à 7 °C : cette zone est le "noyau de refroidissement". Cependant, si l'on se réfère à la Figure 108b, le noyau de refroidissement correspond à un climat chaud et humide (vers 30 °C et 15 g.kg⁻¹ d'hygrométrie absolue, soit 55 % d'hygrométrie relative) dont la probabilité d'occurrence est très faible, même pour une ville en bord de mer comme Nice. D'après cette figure, le climat le plus habituel à Nice a plutôt une température et une hygrométrie absolue se situant autour de 20 °C et 11 g.kg⁻¹ (75 % d'hygrométrie relative). Au vu de sa forte probabilité d'occurrences, la zone est appelée noyau d'occurrences. Cette zone est reportée sur la Figure 108a : on peut voir que pour Nice, la brumisation dans l'air en amont du condenseur de la machine frigorifique permettrait un refroidissement de l'air entre 3 et 5 °C dans la zone d'occurrences.

La Figure 109 permet de montrer le lien entre ce refroidissement d'air et le gain au niveau du COP, mais sans considérer la perte énergétique engendrée par la pompe.

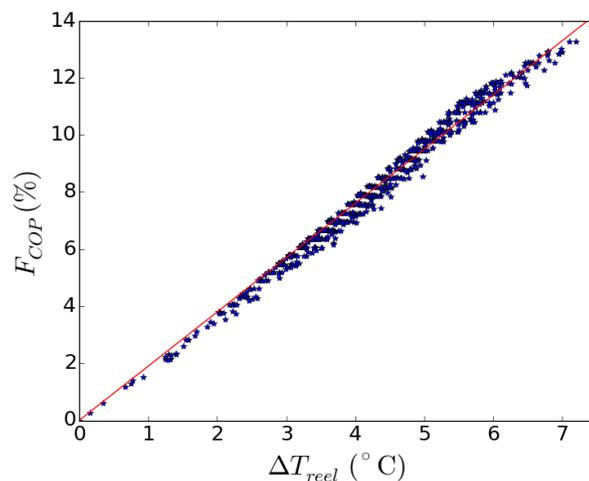


Figure 109 – Gain du COP système sans pompe en fonction du refroidissement de l'air

Sur cette Figure 109, on peut voir la proportionnalité entre le gain de COP et le refroidissement de l'air. Ainsi, un refroidissement de l'air de 1 °C permettrait de gagner 1,9 % sur le COP. On en déduit qu'à Nice la brumisation peut augmenter le COP entre 6 et 10 % dans la zone d'occurrences. On regarde maintenant ce que cela donne en gain de consommation.

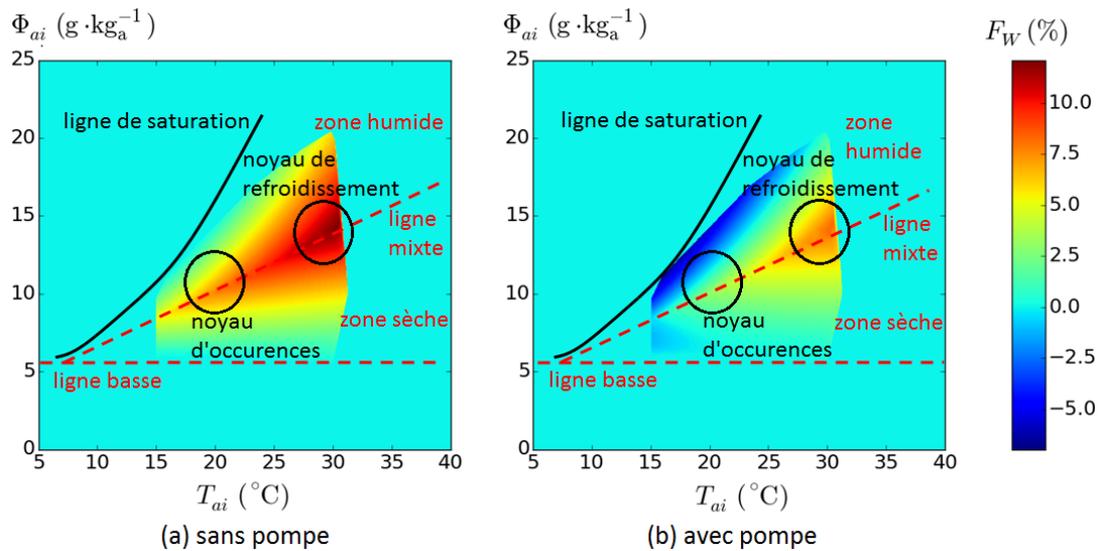
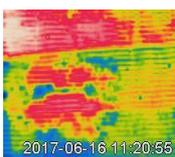


Figure 110 – Gain de consommation à Nice sans et avec pompe

Une comparaison des gains de consommation dans les cas sans pompe et avec pompe est faite sur les figures Figure 110a et Figure 110b. Sur la figure Figure 110a, le gain en consommation atteint une valeur maximale de 12 % dans le noyau de refroidissement et une valeur comprise entre 5 et 8 % dans le noyau d’occurrences. Cela signifie donc que la brumisation sur le condenseur des condensats récupérés sur l’évaporateur pourrait permettre d’économiser 5 à 8 % de l’énergie consommée par la climatisation, soit 5 à 8 % de carburant en moins. Cependant, la consommation de la pompe n’est pas pris en compte dans ce cas. Le passage à la figure Figure 110b montre une nette diminution du gain par rapport au cas sans pompe. Cette diminution se situe, pour le noyau de refroidissement, autour de 4 %, pour un débit de spray de $2 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$, soit une consommation de pompe de 70 W. Dans le noyau d’occurrences, le gain de consommation a baissé à 2,5 % environ, avec un pic à 5 %. De plus, on peut remarquer que les zones près de la ligne de saturation et de la ligne basse affichent des valeurs négatives. En effet, pour ces zones, le refroidissement de l’air est faible (voir figure Figure 108a). Par conséquent, le gain en consommation n’est pas suffisant (cf. Figure 110a) pour que le déclenchement de la brumisation soit intéressant, étant donné que la pompe consomme plus que ce qu’elle permet d’économiser (du moins, pour la pompe de nébulisation Renault). Cela met en lumière un aspect à prendre en compte dans l’implémentation du dispositif de brumisation : il faudra savoir dans quelles conditions la brumisation doit être déclenchée pour permettre une économie d’énergie.

On termine l’étude de dimensionnement du dispositif de brumisation sur une comparaison des 8 climats français.

La Figure 111 représente les occurrences de situations en fonction du débit d’eau récupérable à l’évaporateur pour les 8 villes.



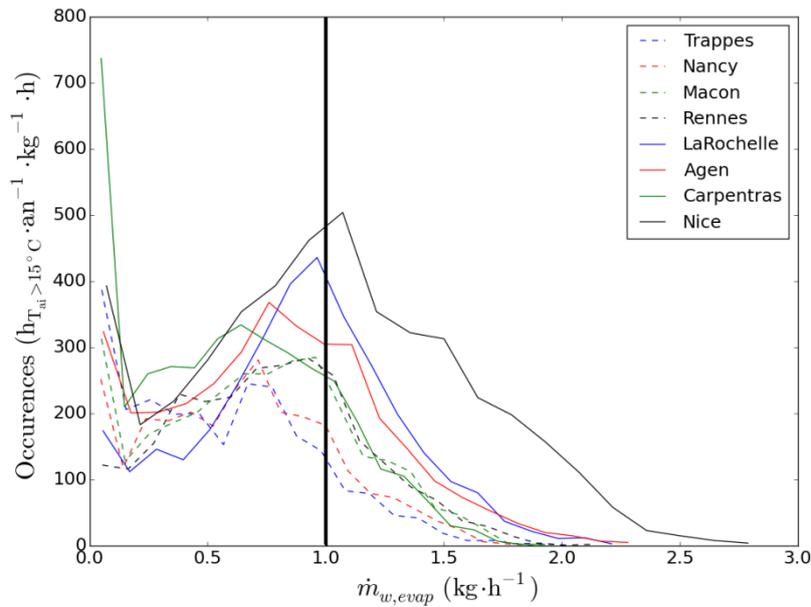


Figure 111 – Occurrences des débits récupérables pour les 8 villes

La Figure 111 permet de déduire si le climat d'une ville est sec ou humide, et froid ou chaud. En effet, un nombre d'occurrences faible tous débits confondus montre que le climat est froid car cela signifie la température extérieure dépasse rarement 15 °C. De plus, si les occurrences sont majoritairement regroupées aux faibles débits, cela indique que le climat est plutôt sec. Par exemple, Trappes a un climat plutôt froid et sec au contraire de Nice où le temps est plutôt chaud et humide.

Le maximum d'occurrences correspond à un débit d'eau récupérable de 1 kg·h⁻¹ pour Nice, La Rochelle, Rennes et Mâcon, ou bien de 0,7 kg·h⁻¹ pour Carpentras, Trappes et Nancy, soit entre les deux pour Agen. En dehors de cela, la courbe d'occurrences de Nice est nettement au-dessus des autres avec un pic à 500 occurrences : c'est donc la ville où le plus d'eau est récupérée. A contrario, Trappes est la ville où le moins d'eau est récupérée, avec un pic à 250 occurrences. Cependant, la disponibilité en eau ne suffit pas à caractériser l'apport de la brumisation.

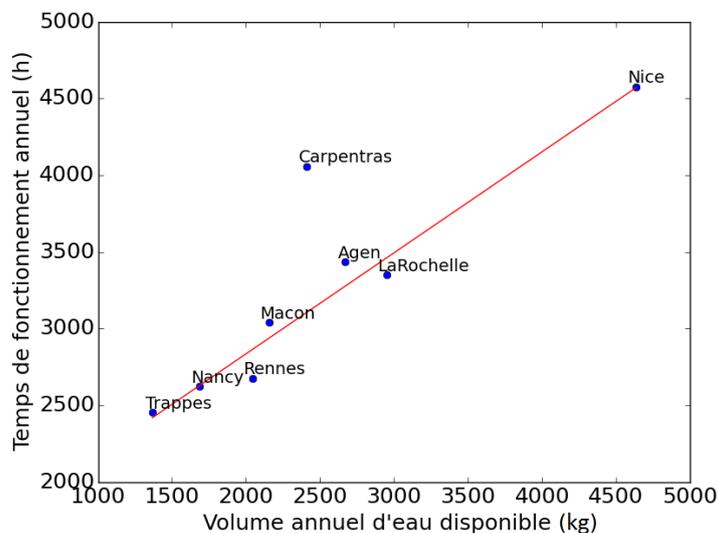


Figure 112 – Temps de fonctionnement de climatisation en fonction du volume annuel d'eau disponible

En effet, il faut également prendre en compte le temps pendant lequel la climatisation est utile et fonctionne. C'est l'offre et la demande : une forte disponibilité en eau n'est pas utile s'il n'y a pas besoin d'allumer la climatisation. De même, un fort besoin en climatisation ne sera pas satisfait si la disponibilité en eau est faible. La Figure 112 illustre ce propos en traçant le temps de fonctionnement en fonction du volume annuel disponible pour chacune des 8 villes. Le volume annuel disponible est obtenu en faisant l'intégrale des courbes de la Figure 111. Cette figure montre une tendance extrêmement intéressante pour le climat français : le temps de fonctionnement est proportionnel au volume disponible pour 7 des 8 régions climatiques. Ainsi, Trappes a un volume annuel disponible faible (< 1500 L) qui correspond à un besoin de climatisation faible (< 2500 h). De même, Nice a un besoin élevé en climatisation (> 4500 h) mais dispose d'un volume annuel élevé (> 4500 L). Seule la région de Carpentras ne suit pas le même schéma : il y a un besoin élevé en climatisation mais un volume d'eau disponible faible. Cela s'explique par un climat chaud et sec, qui n'est pas adapté pour la brumisation dans le cadre de la récupération d'eau visant une autonomie du dispositif.

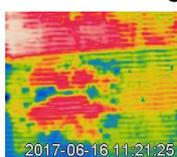
Tableau 33 - Nombre d'heures de climatisation

Ville	Durée annuelle de fonctionnement de la climatisation ($T_{ai} > 15^{\circ}\text{C}$)		Gain annuel	
	h	%	kWh	%
Trappes (H1a)	2382	27,19	51,2	4,41
Nancy (H1b)	2500	28,54	64,0	4,74
Mâcon (H1c)	2938	33,54	96,0	5,48
Rennes (H2a)	2674	30,53	75,1	4,81
La Rochelle (H2b)	3350	38,24	93,4	4,44
Agen (H2c)	3390	38,70	110,5	5,21
Carpentras (H2d)	4027	45,97	116,7	4,84
Nice (H3)	4576	52,24	195,6	5,71

Après avoir établi ce lien entre besoin en climatisation et volume disponible, on finit la discussion en donnant dans le Tableau 33 les gains annuels avec les temps de fonctionnement de climatisation. Ces gains annuels sont obtenus en faisant une intégration similaire à celle effectuée sur le débit d'eau disponible mais cette fois sur le gain de consommation. Les résultats des gains annuels sont exprimés en kWh et en %, et les temps de fonctionnement en heures et en pourcentages. Les chiffres du tableau montrent que le temps de fonctionnement est proportionnel au gain annuel en kWh, sauf pour Carpentras, à cause de son climat chaud et sec. Ramené en pourcentage par rapport au temps de fonctionnement, on voit que le gain annuel varie entre 4 et 6 % grâce à la brumisation : il y a donc peu de variations d'une région à une autre du gain de consommation apportée par la brumisation sur l'année.

III.4.1.3 Conclusions du dimensionnement

Le modèle numérique mis au point à partir du diagramme psychrométrique et de zones climatiques a permis de dimensionner le système de brumisation en donnant une valeur ($1 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$) pour la quantité d'eau disponible dans le cas d'une récupération des condensats au niveau de l'évaporateur. Il a également été montré que la brumisation pouvait apporter un gain de 6 à 10 % du COP et diminuer la consommation énergétique de 5 à 8 %. De plus, le gain annuel apporté par la brumisation est globalement indépendant de la zone climatique en France (en dehors de la zone de Carpentras) car le volume d'eau disponible est proportionnel au temps de fonctionnement annuel



de la climatisation.

Par ailleurs, l'analyse faite avec le diagramme psychrométrique pour déterminer le refroidissement d'air dû à la brumisation a montré que le gain de consommation était d'autant meilleur que l'air ambiant était chaud et humide. Cependant, le refroidissement maximal ne correspond pas au refroidissement le plus courant.

Le modèle mériterait néanmoins que certaines de ces hypothèses soient revues.

Ainsi, pour simplifier, il est supposé que l'eau ne fait que s'évaporer et que dans les cas où il y a un excès d'eau, cette eau n'est pas valorisée. Autrement dit, le refroidissement s'arrête à la ligne de saturation. Or, un impact direct d'eau sur la surface du condenseur améliore le coefficient d'échange. Les cas proches de la ligne de saturation vont fournir un refroidissement d'air limité mais une amélioration du coefficient d'échange du condenseur. Comme ce point n'est pas pris en compte, des gains faibles (Figure 110a) voire négatifs (Figure 110b) sont obtenus près de la ligne de saturation. Ces gains sont sous-estimés par rapport à la réalité.

D'autre part, la ligne basse est considérée comme fixe. Or, dans la réalité, la température d'évaporation T_{evap} évolue avec la température extérieure tout comme les points (T_{clim}, ϕ_{clim}) . Cette ligne basse est surestimée par rapport à la réalité car elle correspond à une ambiance à (30°C, 30 %). Or, plus la température ambiante est faible, plus T_{clim} et ϕ_{clim} baisseront. Donc, certains cas proches de la ligne basse ne devraient pas être supprimés.

Enfin, certains aspects spécifiques à la climatisation automobile n'ont pas été abordés, comme la variation du débit d'air au condenseur, le taux de renouvellement de l'air dans l'habitacle ou encore l'exposition du véhicule au soleil. Ce modèle pourrait même être utilisé pour simuler des scénarios de conduite afin de servir d'aide à la décision du déclenchement du dispositif de brumisation.

III.4.2 Essais sur véhicule

Les résultats de deux essais expérimentaux de la brumisation sur véhicule sont présentés dans cette partie. Les 2 essais sont réalisés dans la chambre climatique à une consigne de température et d'humidité de (25 °C, 30 %). Ces essais correspondent à deux stratégies différentes de brumisation. D'une part, le premier essai est réalisé avec un RCO de 0,9 (soit un essai de brumisation quasi-continu) pour une période totale de 10 s, soit 9 s de temps d'ouverture pour 1 s de temps de fermeture. Cela permet d'obtenir un débit d'eau de 2 kg.h⁻¹ environ. D'autre part, le second essai est fait avec un RCO de 0,5 pour une période totale de 8 s, soit 4 s d'ouverture et 4 s de fermeture. Le débit correspondant à cette intermittence est ici de 1 kg.h⁻¹ environ. On caractérise dans la suite l'effet de la brumisation sur le fonctionnement de la climatisation en observant l'évolution temporelle des différentes variables mesurées puis en discutant de l'impact de la brumisation sur la puissance frigorifique et le travail de compression à partir des différents cycles frigorifiques obtenus.

Tout d'abord, les évolutions temporelles des pressions et températures sur la boucle frigorifique, à l'entrée du condenseur (1), à la sortie du condenseur (2), à l'entrée du détendeur (3), à la sortie de l'évaporateur (5) et à l'entrée du compresseur (6) sont données dans la Figure 113. Les deux essais sont réalisés consécutivement, avec l'essai à RCO de 0,9 en premier et l'essai à RCO de 0,5 en second. La notation suivante est adoptée dans toutes les figures de cette partie: « sec1 » pour la période sans brumisation avant le premier essai, « b1deb » pour la période de brumisation du premier essai, « sec2 » pour la période sans brumisation avant le second essai (et après le premier essai),

« b2deb » pour la période de brumisation du second essai, et enfin « sec3 » la période sans brumisation après le second essai. Les périodes « sec2 » et « sec3 » permettent de vérifier si le système revient bien à son équilibre thermique d'avant brumisation.

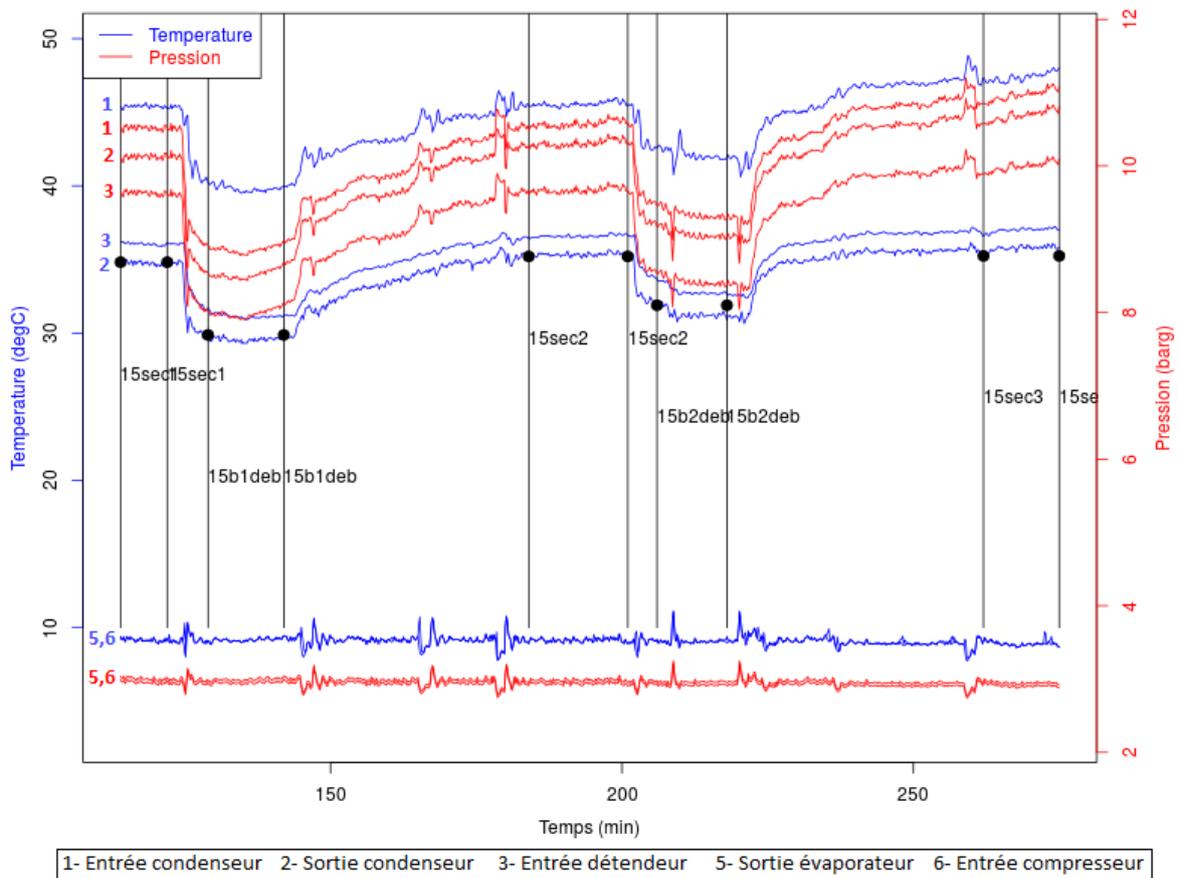
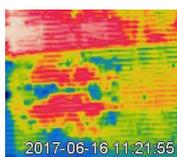


Figure 113 – Evolution temporelle des pressions et températures sur la boucle frigorifique

D'après cette figure, la basse pression est à 3 bar pour une température d'évaporation de 9 °C. Sans brumisation, la haute pression est à 10,5-11 bar environ pour une température de condensation de 45-46 °C. Avec brumisation, la pression et la température baissent de 1,6 bar et 5 °C respectivement pour le premier essai, et de 1,3 bar et 4 °C pour le second essai.

Par ailleurs, on constate le même phénomène de bouchage observé sur l'échangeur de chaleur seul et identifié dans la partie III.2. En effet, après 20 minutes de brumisation, la température ne revient pas instantanément à sa valeur d'équilibre sans brumisation. Le retour à l'équilibre prend environ 30 minutes pour le premier essai et 20 minutes pour le second essai. La durée plus faible du second essai est en accord avec ce qui a été observé sur le spray intermittent (cf. partie III.3.1) : l'intermittence permet de limiter le bouchage. Au vu de ces premiers résultats, on peut donc dire que la caractérisation faite sur l'échangeur seul est donc bien transposable à la machine frigorifique, étant donné que les mêmes phénomènes physiques sont à l'œuvre.

A partir des valeurs stabilisées de pressions et de températures sans et avec brumisation de cette figure, les valeurs d'enthalpies sont calculées et les diagrammes de Mollier correspondants sont tracés dans la Figure 114.



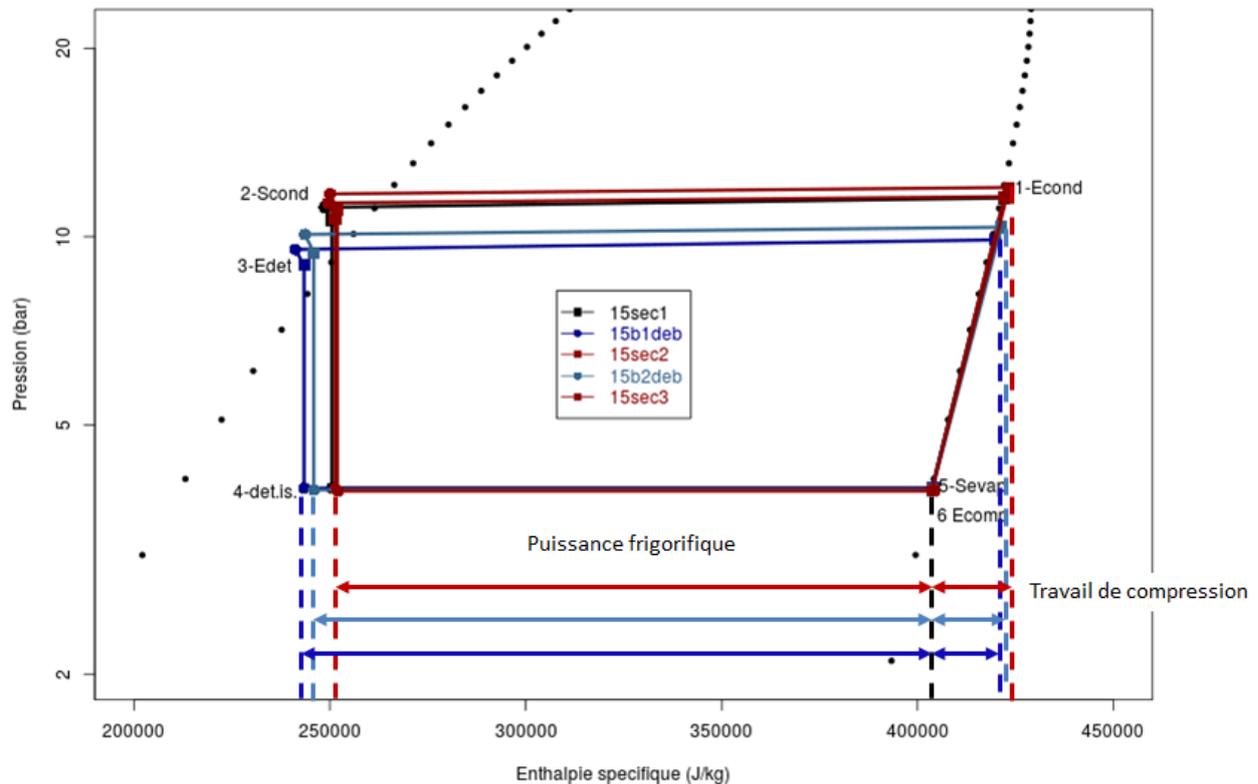


Figure 114 – Diagrammes de Mollier sans et avec brumisation pour les 2 essais sur véhicule

On identifie ainsi sur cette figure le transfert exothermique isobare de condensation entre les points 1 et 2, la détente isenthalpique entre les points 3 et 4, le transfert endothermique isobare d'évaporation entre les points 4 et 5 et la compression isentropique entre les points 6 et 1. Par ailleurs, le diagramme montre que le régime sans brumisation est répétable car les régimes « sec1 », « sec2 » et « sec3 » ont des diagrammes de Mollier globalement superposés, à part pour la pression de condensation où « sec3 » a une pression de condensation légèrement supérieure à celles de « sec1 » et « sec2 » : 11 bar au lieu de 10,5 bar. La baisse de la pression et de la température de condensation induites par la brumisation permet d'augmenter la puissance frigorifique et diminuer le travail de compression comme cela est illustré sur la Figure 114. La puissance frigorifique et le travail de compression peuvent être déduits par les équations (98) et (99).

$$Q_{evap} = \dot{m}_{frigo} \cdot (H_{o,cond} - H_{i,cond}) \quad (98)$$

$$W_{comp} = \mathcal{D}_{comp} \cdot \Omega_{comp} \quad (99)$$

Avec :

- $H_{i,cond}$, l'enthalpie en entrée de condenseur ;
- $H_{o,cond}$, l'enthalpie en sortie de condenseur ;
- \dot{m}_{frigo} , le débit de fluide frigorigène (R134a) dans la machine frigorifique ;
- \mathcal{D}_{comp} , le couple compresseur ;
- Ω_{comp} , la vitesse de rotation du compresseur (qui a une valeur constante de 901 tr.min⁻¹ dans toutes les expériences).

Dans la puissance frigorifique, le débit de fluide frigorigène n'a pas pu être mesuré directement du fait de la défaillance du capteur. Ce débit est donc déduit indirectement en utilisant l'équation (100) qui permet de calculer le travail du compresseur de la même manière que la puissance frigorifique.

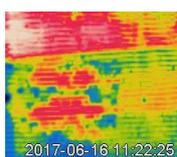
$$W_{comp} = \dot{m}_{frigo} \cdot (H_{o,comp} - H_{i,comp}) \quad (100)$$

La puissance du compresseur W_{comp} obtenue est exprimée en W mécaniques. De plus, d'après l'équation (39) de la partie II.1.2, il faut prendre en compte les consommations du GMV (= ventilateur au condenseur) et du pulseur (= ventilateur à l'évaporateur) pour déterminer le COP de la machine frigorifique et ainsi déduire un gain de COP grâce à la brumisation. Ces consommations sont toutes les deux de 50 W électriques environ, soit 170 W mécaniques au total en prenant en compte le rendement de l'alternateur (de 0,6). Enfin, il ne faut pas oublier la consommation de la pompe de brumisation, qui est pour ces essais de 36 watts électriques (pompe lave-glace), soit 60 W mécaniques. Avec toutes ces données, les COP et les gains de COP peuvent être déduits. L'ensemble des valeurs est donné dans le Tableau 34. Ainsi, le COP augmente de 6,5 % (respectivement 2,7 %) pour un débit d'eau consommé de 2 kg.h⁻¹ (respectivement 1 kg.h⁻¹). Cela correspond à une baisse de consommation du compresseur de 70 W mécaniques pour le premier cas et de 55 W pour le second. De même la puissance frigorifique augmente de 160 W thermiques pour le premier cas et 120 W pour le second. Dans les expériences présentées, cette baisse de consommation n'est pas répercutée sur la consommation globale, du fait de la contribution un peu trop élevée de la pompe.

Tableau 34 – Récapitulatif des données des deux expériences de brumisation sur véhicule

Régime	T_{evap} (°C)	T_{cond} (°C)	P_{evap} (bar)	P_{cond} (bar)	Q_{evap} (kW _{th})	\mathcal{J}_{comp} (N.m)	W_{comp} (W _m)	W (W _m)	COP	F_{COP} (%)
sec1	9,1	45,4	2,94	10,5	3,46	3,6	404	571	6,05	6,5
b1deb	9,2	39,7	2,95	8,9	3,62	3,0	335	561	6,45	
sec2	9,1	45,6	2,94	10,6	3,52	3,7	414	581	6,05	2,7
b2deb	9,0	41,9	2,92	9,3	3,64	3,2	358	585	6,22	
sec3	8,8	47,5	2,90	11,0	3,50	3,9	443	610	5,74	

Ces premiers résultats sont encourageants pour la suite, au vu des précédents travaux exposés dans le Tableau 5 de la partie I.3.1.2. En effet, plusieurs publications trouvent des gains sur le COP similaires, voire inférieurs (Hamlin *et al.*, 1998 ; Liu *et al.*, 2015 ; Martinez *et al.*, 2016) pour des consommations d'eau supérieures. De plus, ces gains sont amenés à être améliorés lors de la campagne d'essai pour deux principales raisons. Premièrement, la pompe considérée ici est la pompe lave-glace qui a une consommation électrique de 36 W. Cette consommation va être substantiellement diminuée grâce à l'utilisation de la pompe d'imprimante qui consomme moins de 3 W. Deuxièmement, la consommation électrique du GMV peut être diminuée en faisant varier sa tension d'alimentation.



III.5 Conclusion des Résultats

Les résultats présentés dans ce chapitre ont permis de mettre en place une stratégie de brumisation adaptée à la climatisation automobile. Pour ce faire, la majorité du travail expérimental a consisté à optimiser le dispositif de brumisation sur une maquette expérimentale isolant le condenseur du reste de la machine frigorifique avant de l'adapter sur un véhicule.

Une première étape du travail a été de définir les positionnements et orientations de buse les plus adaptés par rapport à la surface de l'échangeur. Ainsi, l'étude a montré que les orientations classiques de la littérature, à co-courant et contre-courant, n'étaient pas adaptées pour l'application automobile. En effet, le spray se dépose sur une faible superficie à co-courant et l'exiguïté de l'espace disponible ne permet pas le plein épanouissement d'un spray en contre-courant et engendre des pertes en eau.

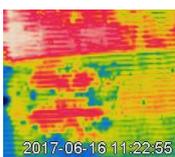
Des orientations orthogonales à l'écoulement ont donc été testées avec plusieurs positionnements de buses à l'horizontal et à la verticale de manière à balayer toute la surface de l'échangeur. Cette étude de positionnement a ainsi révélé un comportement antagoniste de l'efficacité de la brumisation : selon le débit de spray, l'efficacité peut augmenter ou diminuer selon la température de paroi de l'échangeur. Cela s'explique par le fait qu'en présence de bouchage le gain de performance de la brumisation chute quand la température de paroi augmente. En revanche, s'il n'y a pas de bouchage, le phénomène inverse se produit. De plus, le phénomène de bouchage est lié à la surface impactée par le spray sur l'échangeur. Or, il a été montré que la surface impactée était indépendante du débit d'air pour un spray possédant des tailles de gouttes élevées quelle que soit l'orientation et que cette surface dépendait fortement de la distance parcourue par le spray, autrement dit de la vitesse initiale des gouttes.

Une caractérisation du bouchage a donc été entreprise afin d'établir un lien entre la surface impactée et le gain de performance de la brumisation, en fixant la buse dans un positionnement horizontal et parallèle à la surface de l'échangeur en sortie de deuxième passe de l'échangeur. Cette caractérisation a été menée sur le court terme (10 minutes) puis sur le long terme (45 minutes), étant donné que le bouchage évolue sur une longue période. La caractérisation du bouchage de l'échangeur a été effectuée en définissant deux grandeurs : d'une part, la surface totale de brumisation (TSS), qui est la surface totale du film d'eau formé par l'impactation du spray sur l'échangeur, et d'autre part la surface efficace de refroidissement (ECS), qui est la surface non bouchée de la TSS. Le bouchage est caractérisé par le rapport de ces deux surfaces. On montre ainsi que les TSS et ECS ne dépendent pas du débit d'air, aussi bien à court terme qu'à long terme. En revanche, ces 2 surfaces augmentent quand la température de paroi de l'échangeur diminue ou quand le débit de spray augmente. Mais le taux de bouchage en lui-même ne dépend que du temps. Le bouchage apparaît pour des flux massiques locaux de spray compris entre 50 et 68 $\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{h}^{-1}$ et approximativement toujours après 5 minutes de brumisation. Sur le court terme, le bouchage n'affecte pas les performances de l'échangeur et n'augmente pas les pertes de charge. En revanche, sur le long terme, le bouchage entraîne une augmentation significative des pertes de charge et une dégradation importante des performances de l'échangeur. Ainsi, si la surface frontale de l'échangeur est bouchée à 17 %, cela entraîne 45 % de pertes de charge supplémentaires et 20 à 25 % de transfert thermique en moins. A la fin de la brumisation, le séchage de l'échangeur se fait en 2

étapes. Pendant la première étape, le film d'eau s'évapore en perdant en épaisseur tout en conservant la même surface. Dans la seconde étape, le film d'eau s'évapore en perdant de la surface et en absorbant de la chaleur ce qui permet d'obtenir un pic d'efficacité de l'échangeur. Il est à noter que les durées de ces 2 étapes augmentent avec, d'une part, la diminution du débit d'air et de la température de paroi de l'échangeur, et d'autre part, l'augmentation de la durée de brumisation. Sur ce dernier point, l'effet de bouchage peut être bénéfique et stocker de l'énergie thermique lorsque la durée de pulvérisation ne dépasse pas 25 minutes. Au-delà, le bouchage doit être évité car il génère trop de pertes thermiques. Ensuite des configurations utilisant plusieurs buses ont été testées afin d'augmenter la surface impactée et voir l'effet sur le gain de performance. Il est ainsi démontré qu'il y a un intérêt à implémenter une deuxième buse car les gains de performance sont additifs grâce à une surface impactée doublée, à condition que les sprays ne se recouvrent pas. En revanche, il n'y a pas d'intérêt à installer une 3^{ème} buse, car il y a forcément du recouvrement entre les sprays ce qui a pour conséquence d'intensifier le phénomène de bouchage et donc de limiter le gain de performance à 25 %.

Par la suite, on exploite ces résultats en adaptant au dispositif de brumisation une buse à jet plat qui se déploie axialement au lieu d'une buse à cône creux qui a été au cœur de l'étude jusqu'à présent mais qui a l'inconvénient de se déployer radialement. En surcroît d'un déploiement axial du spray, l'emploi d'une buse à jet plat permet d'abaisser la pression d'injection, ce qui économise de l'énergie. De plus, l'étude montre que des gains de performance équivalents voire supérieurs à ceux des buses à cône creux sont obtenus avec ce type de buse, pour une consommation d'eau équivalente, en raison de surfaces impactées supérieures. Ainsi, on remarque que la surface est 2 fois plus importante pour une buse avec une valeur à 400 cm^2 en jet plat contre 200 cm^2 en moyenne en cône creux, et 33 % supérieur avec 3 buses avec 800 cm^2 contre 600 cm^2 . De plus, la même ECS est obtenue avec 1 buse à jet plat qu'avec 2 buses à cône creux (idem pour 2 buses à jet plat et 3 buses à cône creux). Avec le masque installé en amont de l'échangeur, les gains de performance obtenus avec les buses à jet plat sont encore meilleurs que ceux des buses à cône creux : le rajout du masque rend donc les buses à cône creux moins efficaces que les buses à jet plat. Néanmoins, la consommation brute d'eau des buses à jet plat reste un problème : $2,1 \text{ kg.h}^{-1}$ à 2 bar contre seulement 1 kg.h^{-1} à 5 bar et $1,4 \text{ kg.h}^{-1}$ à 10 bar pour les buses à cône creux. De la brumisation intermittente est donc mise en œuvre pour réduire la consommation d'eau. Ainsi, les essais de brumisation en intermittence menés ont montré qu'il valait mieux implémenter 1 buse sur le véhicule plutôt que 2 buses, contrairement au fonctionnement en continu. De plus, il existe un temps minimal d'ouverture de la buse pour qu'il y ait une expansion optimale du spray, de 4 s, et un temps maximal de fermeture de buse afin de limiter la remontée en température en sortie d'échangeur, de 4 s également. L'intermittence montre également qu'il y a une possibilité de contrôler le gain de performance par une variation du débit de spray.

Pour finir, le dispositif de brumisation en intermittence employant une buse à jet plat a été implémenté sur le véhicule et des premiers essais ont été réalisés. Il ressort de ces essais que la brumisation apporte un réel gain (jusqu'à 6,5 %). De plus, le gain est amené à être amélioré par une diminution substantielle de la consommation électrique de la pompe d'une part et du GMV d'autre part. Cela est encourageant pour la suite de la campagne d'essais, et même pour une éventuelle industrialisation du dispositif.



Conclusion générale et Perspectives

L'objectif de cette thèse est d'implémenter un dispositif de brumisation sur une climatisation automobile. Cette implémentation vise à contribuer, avec d'autres briques technologiques présentes dans le projet EfficAC (financé par l'ADEME et réalisé en partenariat avec Renault, Valéo et le CSTB), à une baisse de 25 % de la consommation de carburant induite par la climatisation automobile. Au vu de l'encombrement pré-existant de la face avant dans les véhicules contemporains et de par l'aspect embarqué de la technologie à développer, le dispositif de brumisation doit être autosuffisant en eau, peu énergivore et peu encombrant. De plus, l'autosuffisance en eau contraint ce dispositif à n'être utilisé que lorsque le véhicule est à l'arrêt ou roule à faible vitesse. La satisfaction de ces contraintes (verrous technologiques), tout comme la compréhension des phénomènes physiques de ce type de brumisation (verrous scientifiques) ont donc été le cœur de cette thèse.

Dans un premier temps, une étude bibliographique a dressé un bilan de tous les travaux réalisés sur la brumisation des échangeurs et a montré que la brumisation pouvait permettre des gains de performance importants sur les échangeurs à minicanaux (jusqu'à 250 %) et une augmentation élevée du COP (+ 55 %). Cependant, les paramètres observés par ces études (débit de spray, vitesse d'air, géométrie échangeur, buses co-courant vs contre-courant) ne suffisent pas à répondre à la problématique posée par un dispositif de brumisation à débit, énergie et volume contraints. Le champ d'investigation a donc été élargi aux études portant sur la brumisation dans les tours aéroréfrigérantes, ainsi que sur des dispositifs électroniques et en métallurgie. En effet, certains paramètres d'optimisation du transfert thermique étudiés dans le cadre de ces applications (inclinaison de spray, nombre de buses ou intermittence) ont été étudiés et transposés par la suite dans notre étude. De ce fait, la présente thèse constitue une contribution nouvelle aux sprays thermiques à la croisée de plusieurs champs d'application.

Une étude numérique a été menée pour dimensionner le dispositif de brumisation afin de répondre à la contrainte d'autosuffisance en eau. Ainsi, la thèse s'est basée sur un dispositif ne pouvant pas consommer plus de 1 kg.h^{-1} , récupérés à partir des condensats de l'évaporateur. Les buses étudiées par la suite (cône creux et jet plat) ont donc été choisies en fonction de ce critère. Par ailleurs, le condenseur de la machine frigorifique a été isolé dans une maquette expérimentale afin de mieux comprendre et caractériser l'effet de la brumisation sur le condenseur à air. Cette maquette a été instrumentée afin de mesurer toutes les variables sur l'air (débit, températures, hygrométries), sur l'échangeur (débit, températures) et sur le spray (débit, pression). De plus, une étude granulométrique des sprays ainsi qu'une brève étude de leurs taux d'évaporation a démontré formellement que l'échange thermique se faisait principalement par impact sur la surface de l'échangeur suivi de l'évaporation du film d'eau formé. De ce fait, une méthode d'analyse thermique des surfaces impactées a été développée lors de la thèse pour caractériser l'échange thermique et ainsi optimiser le gain de performance de la brumisation. Grâce à ces outils d'analyse et après avoir préalablement déterminé les incertitudes de mesure des différents capteurs utilisés, des protocoles ont été mis au point pour mener les essais expérimentaux, d'abord sur la maquette expérimentale puis sur le véhicule.

Il a ainsi été montré expérimentalement que les orientations classiques de la littérature (co-courant et contre-courant) n'étaient pas adaptées pour l'application automobile, car d'une part le spray ne couvre

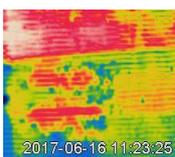
qu'une faible superficie à co-courant et d'autre part l'espace disponible ne permet pas l'épanouissement du spray à contre-courant, ce qui engendre des pertes en eau.

L'étude s'est donc focalisée sur des orientations orthogonales à l'écoulement en testant plusieurs positionnements de buses, horizontaux et verticaux, afin de balayer toute la surface de l'échangeur. Un comportement antagoniste de l'efficacité de la brumisation a ainsi été constaté : selon le débit de spray, l'efficacité augmente ou diminue avec la température de paroi de l'échangeur. Cela est dû au fait que le gain de performance de la brumisation est fortement réduit quand la température de paroi augmente en présence de bouchage contrairement au cas sans bouchage. De plus, le phénomène de bouchage étant lié à la surface impactée par le spray sur l'échangeur, il a été montré que cette surface impactée ne dépendait pas du débit d'air, dans la gamme de débit étudiée, pour un spray possédant une granulométrie élevée quelle que soit l'orientation, mais dépendait en revanche fortement de la distance parcourue par le spray, autrement dit de la vitesse initiale des gouttes.

Le phénomène de bouchage a donc été caractérisé afin d'établir un lien entre la surface impactée et le gain de performance de la brumisation, avec une buse en position horizontale et parallèle à la surface de l'échangeur (sortie de deuxième passe). L'étude a été menée sur le court terme (10 minutes) puis sur le long terme (45 minutes), étant donné qu'il s'est avéré que le bouchage évolue sur une longue période. Deux grandeurs ont été définies pour caractériser le bouchage : la surface totale de brumisation (TSS), qui est la surface totale thermiquement impactée par la présence du spray sur l'échangeur, et la surface efficace de refroidissement (ECS), qui est la part de la surface non bouchée de la TSS. Le taux de bouchage a ainsi été caractérisé par le rapport de ces deux surfaces. On constate ainsi que les TSS et ECS ne dépendent pas du débit d'air, aussi bien à court terme qu'à long terme, mais que ces 2 surfaces augmentent lorsque la température de paroi diminue ou le débit de spray augmente. En revanche, le taux de bouchage ne dépend que du temps. Du point de vue quantitatif, le bouchage apparaît généralement après 5 minutes de brumisation à partir de flux massiques locaux de spray compris entre 50 et 68 kg.m⁻².h⁻¹. Sur le court terme, il n'affecte ni les performances de l'échangeur ni les pertes de charge, mais, sur le long terme, il entraîne à la fois une augmentation significative des pertes de charge et une dégradation importante des performances de l'échangeur. Ainsi, une surface frontale d'échangeur bouchée à 17 % entraîne 45 % de pertes de charge supplémentaires et 20 à 25 % de transfert thermique en moins.

Après la phase de brumisation, le séchage de l'échangeur s'effectue en 2 étapes. Pendant la première étape, le film d'eau s'évapore en perdant en épaisseur tout en gardant la même surface. Dans la seconde étape, le film d'eau s'évapore en absorbant de la chaleur avec une perte de surface, ce qui correspond à un pic d'efficacité de l'échangeur. On constate également que les durées de ces 2 étapes sont d'autant plus importantes que le débit d'air et la température de paroi de l'échangeur sont faibles et que la durée de brumisation est élevée. On peut noter par ailleurs que le bouchage peut s'avérer bénéfique puisqu'il permet de stocker de l'énergie thermique, toutefois à condition que la durée de pulvérisation ne dépasse pas une certaine valeur limite (dans le cas présent, 25 minutes). Au-delà de cette valeur, le bouchage génère trop de pertes thermiques et doit donc être évité.

En complément de ces caractérisations, des configurations à plusieurs buses ont été testées dans le but d'augmenter la surface impactée et par conséquent le gain de performance. Lorsque deux buses sont implémentées, les gains de performances augmentent grâce à une surface impactée doublée, soit sans recouvrement des sprays. En revanche, l'ajout d'une 3^{ème} buse ne semble pas présenter un



grand intérêt car le recouvrement entre les sprays ne peut pas être évité, ce qui limite le gain de performance à 25 %, en raison d'une accentuation du phénomène de bouchage dans les zones de recouvrement.

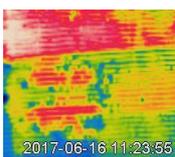
Par la suite, ces résultats ont été adaptés au dispositif de brumisation avec une buse à jet plat qui a l'avantage de se déployer axialement, permettant ainsi de répondre à la contrainte d'encombrement, contrairement aux buses à cône creux qui se déploient radialement. Outre l'intérêt du déploiement axial du spray, l'emploi d'une buse à jet plat permet aussi d'abaisser la pression d'injection et donc de faire une économie d'énergie au niveau de la pompe de brumisation. Ainsi, la contrainte d'énergie a pu être respectée par l'emploi d'une pompe ne consommant pas plus de 3 W et fonctionnant à une tension de 12 V. De plus, avec les buses à jet plat, les mesures réalisées montrent que des gains de performance équivalents voire supérieurs à ceux des buses à cône creux sont obtenus, pour une consommation d'eau toutefois équivalente, en raison de l'augmentation des surfaces impactées. Ainsi, on constate que la surface est doublée avec une buse à jet plat par rapport à une buse à cône creux. On obtient de plus le même ECS avec 1 buse à jet plat qu'avec 2 buses à cône creux (idem pour 2 buses à jet plat et 3 buses à cône creux). En installant le masque en amont de l'échangeur, les gains de performance obtenus avec les buses à jet plat sont encore améliorés par rapport à ceux des buses à cône creux. Néanmoins, il faut veiller à la consommation d'eau des buses à jet plat qui reste supérieure ($2,1 \text{ kg.h}^{-1}$ à 2 bar) à celle des buses à cône creux (1 kg.h^{-1} à 5 bar et $1,4 \text{ kg.h}^{-1}$ à 10 bar).

Afin de pallier au problème de consommation d'eau, une méthode par brumisation intermittente a donc été mise en œuvre. Les essais ont montré qu'il était préférable d'implémenter 1 buse sur le véhicule plutôt que 2 buses, contrairement aux constatations en brumisation continue. Il existe en outre un temps minimal d'ouverture de la buse permettant une expansion optimale du spray et un temps maximal de fermeture pour limiter la remontée en température en sortie d'échangeur. L'intermittence montre également la possibilité de contrôler le gain de performance en agissant sur le débit de spray.

Le dispositif de brumisation avec la buse à jet plat a ensuite été implémenté sur le véhicule et de premiers essais utilisant la méthode d'injection par intermittence ont été réalisés. Ces résultats montrent un réel gain apporté par la brumisation et sont encourageants pour la suite, pour une éventuelle industrialisation du dispositif.

Pour conclure, la brumisation des échangeurs dans des conditions contraintes a permis d'aborder le sujet sous un angle nouveau en privilégiant l'évaporation en paroi au lieu de l'évaporation dans l'air amont. La présente thèse a pu aborder un certain nombre de questions scientifiques et techniques qui ouvrent un ensemble de perspectives de travail intéressantes. Ainsi, la recherche sur le phénomène de bouchage mériterait d'être poursuivie, notamment par une caractérisation plus approfondie du film d'eau, en particulier son épaisseur, par une mesure des pertes de charge soit par une mesure locale des vitesses débitantes en amont et en aval, soit par un différentiel de pression, et un suivi thermique à une échelle plus réduite que celle de la passe. De plus, la caractérisation du bouchage à partir des surfaces impactées pourrait constituer à l'avenir un outil de d'exploration original et innovant qui permettrait d'étudier localement les flux massiques seuil au-delà desquels la brumisation devient pénalisante, voir un outil de régulation de la brumisation. Cela reste néanmoins un outil à perfectionner, pour tout ce qui concerne les phénomènes de recouvrement des sprays. Par ailleurs, le dispositif de brumisation appliqué à la climatisation automobile est encore améliorable,

par une meilleure implémentation de la buse par rapport au masque de manière à limiter les pertes en eau, par une adaptation du groupe frigorifique à la brumisation, par une optimisation de la consommation d'eau ou encore par l'utilisation d'un dispositif plus simple, moins cher et plus fiable. De plus, l'influence de l'humidité et de la température de l'air sur l'efficacité de la brumisation mériteraient d'être étudiée dans ces conditions contraintes. Enfin, les différents outils de caractérisation de surfaces d'échangeur impactées par des sprays, développés lors de cette thèse, permettront d'identifier et de caractériser les interactions entre un spray et des géométries d'échangeurs plus adaptées à un écoulement diphasique air/eau.



Annexes

A. Détails des techniques de mesure de spray

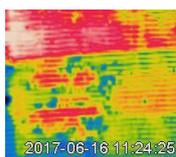
On présente dans cette annexe les tableaux de Fansler et Parrish (2015) décrivant l'ensemble des techniques de mesure existant pour caractériser le spray dans les 2 régions correspondant d'une part au développement du spray « loin » de l'orifice de la buse et d'autre part à l'interaction avec une surface.

Tableau 35 – Paramètres observés et techniques de mesures employées pour la zone de développement des sprays loin de l'orifice de sortie de la buse (Fansler et Parrish, 2015)

Mesures	Techniques
Taille des gouttes	Anémométrie à phase Doppler (PDA/PDI) Combinaison de l'imagerie de fluorescence induite par laser (LIF/LIEF) et de la Diffraction de Mie (PDS/LSD) Imagerie haute résolution Diffraction par laser direct Imagerie laser par interférométrie (ILIDS) Holographie
Vitesse des gouttes	PDA/PDI Vélocimétrie à phase Doppler (LDV) Vélocimétrie par images de particules (PIV) Vélocimétrie Doppler globale (DGV) Visualisation laser de l'écoulement avec marqueurs Imagerie haute résolution Imagerie laser par interférométrie (ILIDS) Holographie
Flux volumétrique des gouttes	PDA/PDI
Température des gouttes	Imagerie de fluorescence induite par laser (LIF/LIEF) Thermographie par phosphorescence Microspectroscopie Raman Réfractométrie globale
Interaction entre les gouttes (collision, coalescence, fragmentation)	PDA/PDI Imagerie haute résolution
Enveloppe liquide (aérodynamique, angle de spray)	Diffraction de Mie Strioscopie Schlieren Extinction/Rétro-éclairage LIF/LIEF
Enveloppe gazeuse (aérodynamique, angle de spray)	Strioscopie Schlieren LIF/LIEF
Concentration spatiale de liquide	LIF/LIEF
Concentration spatiale en vapeur	LIF/LIEF Diffusion Rayleigh
Champs de vitesse de la phase gazeuse	LDV, PIV, LIF, LFT
Vitesse relative des gouttes par rapport à la phase gazeuse	PDI/PDA DGV
Entraînement du gaz ambiant (masse, transfert du moment cinétique, mélange)	Diffraction et absorption laser (LAS) LIF + Imagerie par nappe laser (SLIPI) LIF + PIV Rayons X
Température de la phase gazeuse	LIF Thermographie par phosphorescence Spectroscopie par claquage laser (LIBS) Microspectroscopie Raman Diffusion Raman anti-Stokes cohérente (CARS)

Tableau 36 – Paramètres observés et techniques de mesures employées lorsqu'un spray interagit avec une surface (Fansler et Parrish, 2015)

Mesures	Techniques
Film	
Surface	Egalisation des indices de réfraction (RIM) Réflexion interne totale (TIR) LIF Imagerie haute fréquence
Epaisseur	RIM TIR LIF Interférométrie
Formation d'un film ; Coalescence des gouttes ; formation de bulles	Imagerie haute fréquence PDA/PDI
Taille des gouttes en surface	Thermométrie par marqueur moléculaire (phosphorescence)
Température des gouttes en surface	
Interaction des gouttes en surface	
Distribution spatiale des gouttes	Diffraction de Mie LIEF LAS
Taille des gouttes	PDA/PDI, PDS Imagerie haute résolution
Vitesse des gouttes	PDA/PDI Vélocimétrie par traçage de particules (PTV)
Flux volumétrique des gouttes	PDA/PDI
Température des gouttes	LIF
Comportement après l'impact	PDA/PDI
Propriétés de la phase gazeuse près de la surface	
Champs de vitesse	PIV
Distribution de la vapeur	LIF + SLIPI LIEF LAS Microspectroscopie Raman
Champs de température	Microspectroscopie Raman



B. Détails des différents types de buses

Une liste relativement exhaustive des buses existant actuellement est présentée dans cette annexe. Cette liste est découpée par types de buses. Ainsi, les 3 premières parties correspondent aux 3 principales catégories de buses : les buses hydrauliques, les buses pneumatiques, et les buses rotatives. La dernière partie présente les autres types de buses existant en dehors de ces catégories.

B.1 Buses hydrauliques

Cette partie présente les différents types de buses hydrauliques existantes et une illustration de toutes les technologies est donnée en Figure 115.

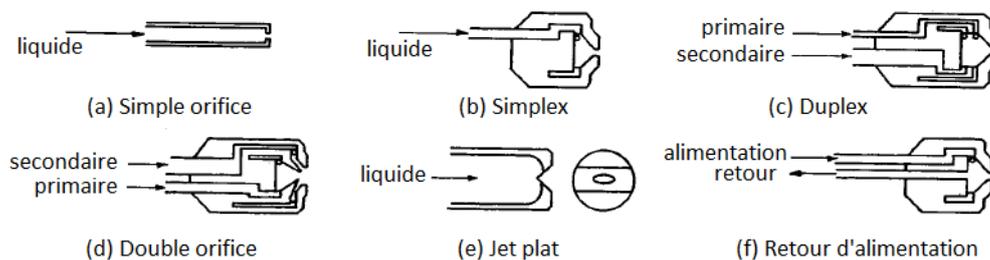


Figure 115 - Différents types de buses hydrauliques (Lefebvre, 1988)

1. Buse à simple orifice – *Plain orifice*

On injecte directement de l'eau sous pression dans l'air ambiant par le biais d'un simple orifice circulaire. Cela permet de faire une assez fine atomisation du spray mais il y a une limite imposée par la taille minimum de l'orifice (à 0,3 mm). D'un côté, cela a l'avantage d'être simple, bon marché et robuste, mais, d'un autre côté, le spray a un angle étroit (entre 5 et 15 °) entraînant une faible dispersion. Comme applications, cela sert pour les moteurs à combustion : pour les moteurs diesel (diesel engines), les moteurs de fusée (ramjets, rocket engines), les turboréacteurs postcombustion d'avions (turbojet afterburners).

2. Buse hydraulique à générateur de tourbillon - *Pressure-swirl – Simplex*

Dans ce type de buse, le fluide passe par une chambre où sont disposées tangentiellement à l'écoulement des cavités, ce qui entraîne le fluide dans un mouvement tourbillonnaire avant d'être expulsé par un orifice circulaire (ces cavités permettent d'accélérer la fragmentation). Le liquide en tourbillonnant crée un cœur d'air (ou de gaz) qui va de l'orifice de sortie à l'arrière de la chambre du tourbillon. Le fluide est éjecté sous la forme d'un cylindre annulaire qui se disperse de manière radiale pour former un spray conique solide ou creux (le cône solide a le désavantage, par rapport au cône creux d'avoir une atomisation plus grossière avec des gouttes plus grosses au centre du spray). D'un côté, cela a l'avantage d'être simple, bon marché et avec un bon angle de dispersion (de 30 ° à près de 180 °), mais, d'un autre côté, il y a besoin d'une forte pression d'injection et l'angle du cône de dispersion varie avec le différentiel de pression et la densité du gaz ambiant. Comme applications, cela sert pour les turbines à gaz et les fours industriels. Il existe une variante de cette buse dont l'orifice de sortie est conçu de manière à tordre le spray conique pour lui donner une forme carrée. Cela sert principalement quand on en combine plusieurs ensembles pour couvrir une large surface (les carrés s'emboîtent mieux).

3. Buse hydraulique tourbillonnaire à double alimentation ou Duplex

Par rapport au Simplex, on rajoute une alimentation en fluide. On a ainsi une alimentation primaire avec une fente étroite et une alimentation secondaire avec une fente large. Ce rajout permet de contourner la limitation liée à la pression. En effet, le débit du fluide est proportionnel à la racine carrée du différentiel de pression injectée, ce qui en pratique limite la variation de ce débit d'un facteur 10. Pour des débits faibles d'alimentation, l'ensemble du fluide injecté vient de l'alimentation primaire. A partir d'un seuil de pression (et donc de débit), la valve empêchant le passage de fluide de l'alimentation secondaire s'ouvre. Par ce procédé, la buse a un débit d'alimentation variant d'un facteur 40. Par contre, à la transition, la qualité de dispersion du spray est mauvaise et l'angle du cône diminue de 20. De plus, l'angle du cône de dispersion du spray dépend fortement du débit : il diminue quand le débit augmente. Ce type de buse sert pour les turbines à gaz de combustion.

4. Buse hydraulique tourbillonnaire à double chambre ou Buse à double orifice - Dual orifice

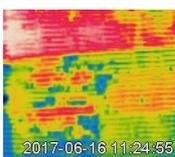
Une variante du Duplex, avec une chambre tourbillonnaire pour chaque alimentation. Les deux chambres sont disposées de manière concentrique avec une seule sortie: cela forme une buse dans une buse. Le mode de fonctionnement est ensuite similaire au Duplex : primaire puis secondaire. Cette buse offre plus de degrés de liberté quant à son fonctionnement : par exemple, les sprays primaire et secondaire peuvent se mixer aussi bien avant ou après la sortie de buse, et ils peuvent avoir différents angles de spray de manière à optimiser en fonction du débit (cela corrige un des inconvénients du duplex et permet d'avoir un angle relativement constant). On monte ici à un facteur de variation de 50. En revanche, on a toujours un problème à la transition et ce type de buse est complexe à fabriquer. Elle est utilisée dans beaucoup de types de turbines à gaz, notamment dans l'aviation et pour d'autres applications industrielles.

5. Buse à retour d'alimentation - *Spill return*

Une autre variante du Simplex, avec cette fois-ci une ligne de retour-courant (ou retour d'alimentation) à l'arrière ou sur le côté de la chambre, ainsi qu'une valve permettant de contrôler la quantité de fluide retirée de la chambre et renvoyée à l'alimentation. Avec ce type de buse, la pression d'alimentation est maintenue constante à de fortes valeurs et assure une bonne qualité de fragmentation/atomisation. On obtient ici un spray conique creux dont l'angle augmente quand le débit est diminué. Cette buse sert pour différents types de chambres à combustion (brûleurs, incinérateurs. . .). Cela a un bon potentiel pour les boues/effluents (slurries) et carburants stables à basse température.

6. Buses à jet plat - *Fan spray*

Plusieurs types de buses existent pour former un spray plat ou en éventail. Il y a un type de buse qui consiste en un orifice formé par l'intersection d'une rainure en V avec une cavité hémisphérique qui communique avec une entrée de fluide cylindrique (Tate, 1969). Il est créé dans ce cas un spray elliptique étroit. Un autre type de buse consiste à projeter le fluide d'un trou circulaire vers une plaque courbée ou déflecteur (*curved deflector plate*). Une dernière méthode consiste à provoquer une collision entre deux jets, ce qui permet de former un spray plat perpendiculaire au plan des



deux jets. Pour toutes ces solutions, il y a cependant besoin de fortes pressions d'alimentation. Comme applications, cela sert pour les opérations de revêtement à haute pression et les chambres de combustion annulaires.

B.2 Buses pneumatiques

Il existe 2 principales catégories de buses pneumatiques : les buses

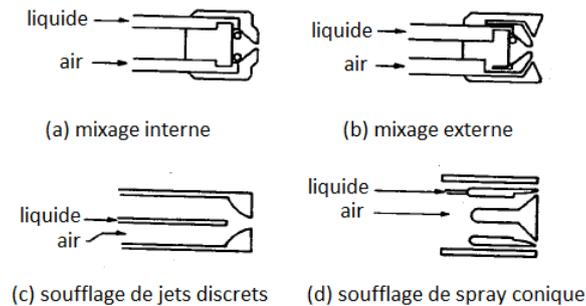


Figure 116 – Illustration des buses pneumatiques (Lefebvre, 1988)

1. Buses pneumatiques par mixage - *Air-Assist atomizers*

Pour ces buses pneumatiques, l'air ou la vapeur injecté est en relative petite quantité et circule à très grandes vitesses (de l'ordre de la vitesse du son ou vitesse sonique). Ce type de buse peut atomiser des fluides très visqueux, mais il faut une source externe d'air ou de vapeur à haute pression. Comme applications, cela sert pour des fours et des turbines à gaz industriels.

a) Buse pneumatique par mixage interne - *internal mixing* :

Dans cette configuration, le gaz et le fluide se mélangent dans la buse avant d'être éjecté. Par-fois, des orifices tangents sont présents dans la buse de manière à former un spray conique.

En dépit du fait que l'angle du spray ne dépasse pas 60° et que cette buse a tendance à être énérgivore, on obtient une meilleure atomisation qu'avec les buses hydrauliques.

b) Buse pneumatique par mixage externe - *external mixing* :

Dans cette configuration, le gaz et le fluide se mélangent à l'extérieur de la buse. Par rapport au modèle de mixage interne, cela a l'avantage qu'il n'y ait pas de pression de refoulement liée à une communication interne entre gaz et fluide dans la buse. Mais c'est moins efficace que le mixage interne en ce qui concerne l'atomisation : il faut un débit de gaz plus élevé pour obtenir les mêmes résultats.

2. Buses pneumatiques par soufflage - *Airblast atomizers*

Pour ces buses pneumatiques, l'air ou la vapeur injecté l'est en grandes quantités mais à des vitesses plus petites par rapport à la technologie mixage ($< 100 \text{ m.s}^{-1}$). Elles sont idéales pour atomiser du combustible liquide dans un système de combustion à flux continu comme les turbines à gaz où il y a facilement des vitesses d'air de l'ordre de grandeur cité plus haut.

a) Buse pneumatique par soufflage de spray conique - *prefilming* :

Dans ce cas, le fluide est répandu sous la forme d'un fin spray conique au milieu d'un écoulement d'air à grande vitesse. Ce système fait une bonne fragmentation, plus particulièrement pour des pressions d'air ambiant élevées, et l'angle des sprays est grand, mais, pour de faibles vitesses d'air, la fragmentation est mauvaise. Il est utilisé dans beaucoup de types de turbines à gaz, notamment dans l'aviation et pour d'autres applications industrielles.

b) Buse pneumatique par soufflage de jets discrets - *plain-jet* :

Dans ce cas, le fluide est injecté dans l'écoulement d'air à grande vitesse sous la forme d'un ou plusieurs jets. Ce système est simple et bon marché et fait une bonne atomisation, mais l'angle de spray est faible et il a de moins bonnes performances que le précédent système. Il sert pour les turbines à gaz industrielles.

B.3 Buses rotatives

1. Buse à disque tournant - *Spinning Disk*

Il s'agit de la buse rotative la plus couramment utilisée. Un disque tourne à grande vitesse pendant qu'on injecte le fluide en son centre. Le fluide s'écoule radialement et est éjecté à la périphérie du disque. Le disque peut être lisse et plat, ou peut avoir des canaux pour guider le fluide vers la périphérie. Pour de faibles débits, les gouttelettes se forment près du bord du disque. Pour de hauts débits, les ligaments, voire les nappes, sont générés jusqu'au bord et s'y désintègrent alors en gouttelettes. Avec un faible débit de fluide et une vitesse élevée du disque, on obtient une bonne uniformité des tailles de gouttes obtenues. L'angle du spray est dans ce cas de 360°. On utilise cette buse pour l'arrosage de cultures et aussi la déshydratation (agroalimentaire notamment).

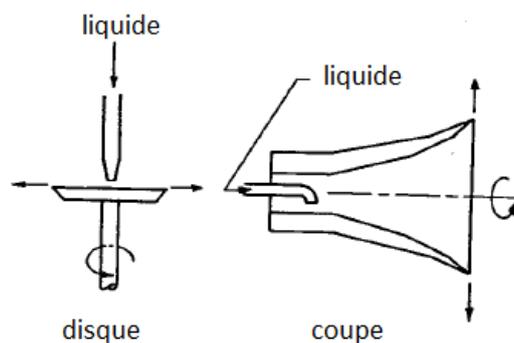
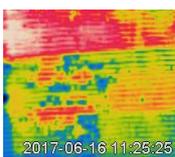


Figure 117 - Illustration des buses rotatives (Lefebvre, 1988)

2. Buse à coupe rotative ou buse à tasse rotative - *Rotary cup*

Il existe également comme configuration au lieu du disque une buse en forme de bol allongé dont le diamètre est plus petit que pour un disque. Le fluide est injecté en bas du bol pendant que celui tourne. Contrairement au disque, on peut utiliser ici des boues, mais cela peut exiger d'injecter de l'air en périphérie du bol. Même application que pour le disque.



B.4 Autres buses

1. Buse électrostatique - *Electrostatic atomizer*

Un jet ou un film liquide est soumis à une tension électrique élevée qui tend à augmenter sa surface. Cette expansion est freinée par la tension de surface du liquide. Mais si la tension électrique est suffisamment élevée, les gouttelettes se forment. La taille des gouttes dépend ici de la tension électrique, du débit de fluide, et des propriétés physiques et électriques du fluide. On obtient avec cette méthode une très fine atomisation mais cela ne supporte pas les débits de fluide trop élevés, ce qui cantonne ce type de méthode aux imprimantes et aux peintures électrostatiques.

2. Buse ultrasonique - *Ultrasonic atomizer*

Le système possède deux transducteurs piézoélectriques et un cornet à échelon (comme si on avait plusieurs cornets imbriqués : un peu comme une longue-vue). On alimente les transducteurs avec un signal électrique haute fréquence (fréquence ultrasonique : autour de 50 kHz). Les transducteurs vont alors se mettre à vibrer avec les longueurs d'onde correspondantes et fragmenter le liquide qui passe au travers ou par-dessus eux. Tout comme la buse électrostatique, on obtient par cette méthode une très fine fragmentation (de 1 à 60 μm) mais elle est cantonnée à de faibles vitesses de fluide. Cela est utilisé en médecine pour les inhalateurs (asthme, anesthésie), la déshydratation (agroalimentaire), les humidificateurs, les chaudières domestiques et le décapage de métaux avec de l'acide.

3. Buse sonique - *Sonic or Whistle atomizer*

Du gaz est accéléré à la vitesse du son et percute un déflecteur. Cela crée des ondes soniques (d'une fréquence entre 10 et 20 kHz) qui vont être réfléchies dans une chambre de résonance pour être concentrées au point de rencontre de deux jets de fluide injectés en opposition. Cela permet d'obtenir des tailles de goutte vers 50 μm . Cependant, à part quelques applications en combustion, ce type de méthode est peu utilisée car d'une part, les effets pneumatique et sonique sont difficiles à isoler l'un de l'autre, et d'autre part, comme on opère à des fréquences audibles, le bruit environnant peut perturber le fonctionnement de la buse (des efforts sont cependant faits pour opérer à des fréquences au-dessus des 20 kHz limite supérieure de l'audition ce qui réduirait l'effet du bruit).

4. Buse éolienne - *Windmill atomizer*

Une variante du disque tournant. Il permet de contourner un inconvénient du disque tournant : en effet, ce dernier peut fournir un spray avec une gamme restreinte en tailles de gouttes, mais seulement pour des débits faibles de fluide. En convertissant le disque en éolienne (c'est-à-dire en faisant des entailles à la périphérie du disque et en tordant les bouts des différents segments obtenus), on pourra obtenir à la fois une gamme restreinte de tailles et un débit élevé, ce qui est idéal pour l'épandage de pesticides.

5. Buse à capillaire vibrant - *Vibrating capillary atomizer*

Il s'agit d'une aiguille hypodermique (aiguille creuse) qui vibre à sa fréquence de résonance et qui peut ainsi produire des gouttelettes d'une taille inférieure à 30 μm . La taille des gouttelettes et leur fréquence de production dépendent du débit de fluide passant par l'aiguille, du diamètre de l'aiguille, de la fréquence de résonance et de la fréquence d'oscillation du bout de l'aiguille.

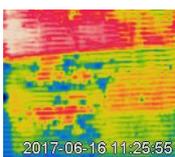
6. Buse à jets de fluide à tension de vapeur élevée - *Flashing liquid jets*

Pour les buses pneumatiques, le fluide est d'abord transformé en jet (ou nappe) avant d'être exposé à un flux d'air. Ici, on introduit directement l'air dans le fluide : il s'agit d'une injection supercritique pour laquelle on dissout le gaz dans le liquide. Le fait de dissoudre, même une très petite quantité de gaz, permet d'améliorer la fragmentation. Cependant, en dehors de la difficulté qu'il faut pour dissoudre le gaz dans le fluide, il faut également que le gaz se sépare du fluide pour provoquer la fragmentation. Or, les bulles de gaz ont un faible taux de croissance dans le mélange, ce qui complique la séparation et donc retarde la fragmentation. Il faut donc rajouter une chambre d'expansion avant la sortie de buse de manière à contrer ce problème, ce qui est contraignant et limite les applications.

7. Buse à fragmentation effervescente – *Effervescent atomization*

Cette méthode reprend le principe du système précédent sans ses limitations pratiques. Dans ce cas, on injecte du gaz à faible vitesse dans l'écoulement de fluide. On n'essaie pas ici de dissoudre le gaz. La différence de pression entre le fluide et le gaz n'est que de quelques cmH₂O (quelques centaines de Pa), mais cela suffit à ce qu'il n'y ait pas de refoulement de fluide dans l'alimentation en gaz. Le gaz forme des bulles près de son orifice d'injection. Ces bulles comprimeraient (ce n'est pas clairement établi) le fluide passant près de l'orifice d'injection en de fins ligaments (comme un rouleau compresseur). Plus on utilise de gaz, plus il y aura de bulles et plus les gouttes produites seront petites. A la sortie de buse les bulles explosent et fragmentent les ligaments en gouttelettes. Comme avantages :

- l'atomisation obtenue est bonne même à de faibles pressions d'injection et de faibles débits de gaz : l'atomisation est même aussi bonne que celle obtenue pour les buses hydrauliques pour un débit de fluide plus faible. Le diamètre moyen des gouttes est comparable à celui obtenu avec les buses pneumatiques pour le même ratio gaz/fluide.
- Le système a de larges orifices et passages qui diminuent fortement la formation de bouchons. C'est un avantage certain (et même nécessaire) pour les systèmes de combustion brûlant des déchets, des boues, du carburant et autres types de combustibles.
- La présence de bulles, pour les systèmes de combustion, permettrait de diminuer les fumées et la formation de suie.
- Le système est simple, bon marché, fiable et de maintenance facile. Le seul inconvénient de ce système réside dans le fait qu'il faut un générateur d'air ou de gaz dont la pression doit être très proche de celle du fluide.



C. Transferts de chaleur en spray cooling

Dans le spray cooling en électronique, le transfert de chaleur se produisant dans un processus de refroidissement par pulvérisation comprend plusieurs mécanismes de transfert de chaleur. La combinaison et l'interférence de ces mécanismes font du refroidissement par pulvérisation un phénomène unique par rapport à d'autres méthodes de refroidissement classiques, tels que la convection forcée qui utilise seulement un fluide monophasique. Trois grands mécanismes de transfert de chaleur ont été proposés par (Pais *et al.*, 1992), (Mesler et Mailen, 1977), (Yang *et al.*, 1996) et (Rini *et al.*, 2002) : l'évaporation de la surface du film liquide, la convection forcée résultant de la collision des gouttelettes sur une surface chauffée, et enfin la présence des sites de nucléation secondaire sur la surface de gouttelettes de pulvérisation. La Figure 118 illustre les mécanismes de transfert de chaleur de base qui seront expliqués plus en détail plus loin dans cette section. D'autres chercheurs ont suggéré d'autres mécanismes. (Selvam *et al.*, 2005) a proposé que la conduction transitoire liquide soit le mode de transfert dominant. (Horacek *et al.*, 2005) a suggéré que le transfert de chaleur de la ligne de contact est essentiel pour un refroidissement par pulvérisation.

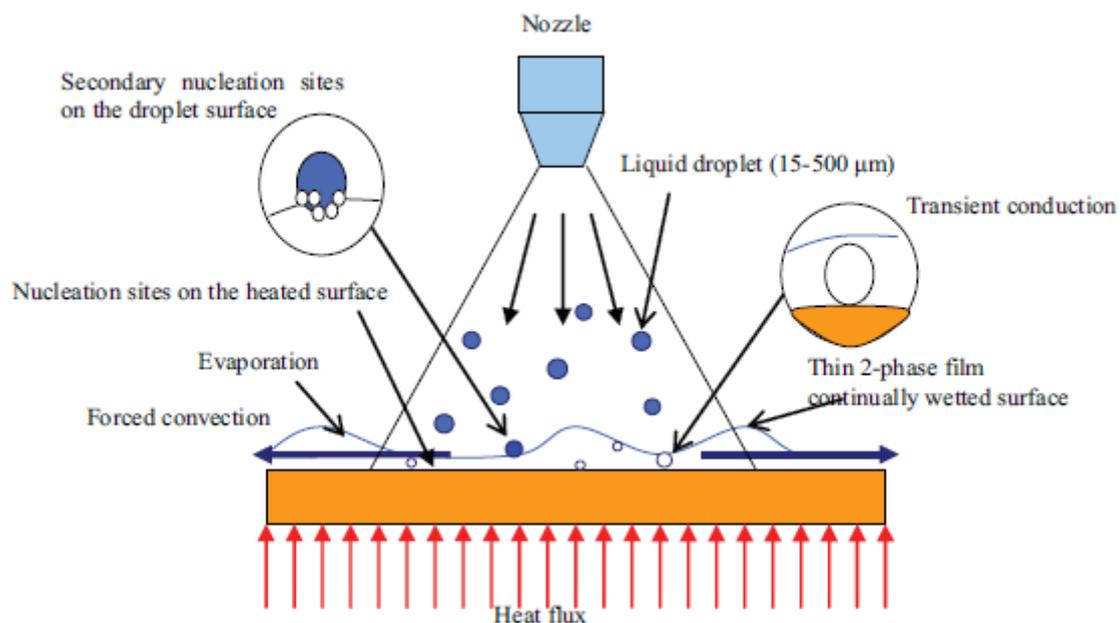


Figure 118 – Mécanisme de transfert de chaleur dans le refroidissement par pulvérisation (Yan *et al.*, 2011)

L'évaporation de surface du film liquide est l'un des mécanismes clés dans le transfert de chaleur de refroidissement par pulvérisation. Un film liquide est formé sur la surface chauffée lorsque le refroidissement est déclenché. Ce film est généralement très mince avec une épaisseur de quelques centaines de microns (300-500 µm). L'impact des gouttelettes de pulvérisation peut générer un effet thermique supplémentaire, ce qui diminue la résistance thermique de la mince pellicule de liquide et améliore considérablement l'efficacité globale de transfert de chaleur. (Pais *et al.*, 1992) a suggéré que l'évaporation du film mince est le mécanisme de transfert de chaleur dominant en refroidissement par pulvérisation. Bien que la partie de changement de phase du processus d'évaporation ait également été proposée comme une amélioration possible pour le transfert de chaleur, elle n'est pas considérée comme l'effet dominant ((Silk *et al.*, 2008)).

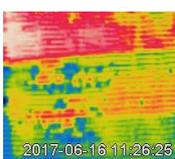
La convection forcée par projection de gouttelettes consiste en un empiètement des gouttelettes sur le film liquide qui, de par la force de ces gouttelettes, produit une amélioration de la convection forcée dans le film liquide. (Tan, 2001) a montré que c'est un facteur très important dans le refroidissement par pulvérisation avec de l'eau. Un taux de refroidissement de $200\text{W}/\text{cm}^2$ avec une température de surface de 99°C et en utilisant l'eau comme liquide de refroidissement a été observé par (Navedo, 2000). Lorsque la température atteint 99°C , le phénomène de nucléation s'absent et la majorité du flux de chaleur enlevé sera due à la convection forcée pour le refroidissement par pulvérisation à une seule phase. Dans les régions de deux phases, la convection forcée par la projection des gouttelettes est considérée comme l'effet dominant dans la période de faibles flux et de surchauffe de la surface. (Pautsch et Shedd, 2005) a fait une série d'expériences sur le refroidissement par pulvérisation avec des buses uniques et multiples et a mis au point un modèle empirique à partir des résultats expérimentaux. Ce modèle a indiqué que le transfert de chaleur dans la région monophasée joue le rôle le plus important dans la détermination du flux thermique maximal.

Des expériences précédentes ont montré que des bulles semblent être de plus en plus de **sites de nucléation sur la surface chauffée**. Ceci est dû à la cavitation sur la surface chauffée qui favorise la croissance des bulles ((Rini, 2000)). L'initiation de la croissance des bulles est due au flux de chaleur absorbé et à la température de saturation atteinte au niveau du site de noyau local, ce qui conduit à un changement de phase du liquide. Lorsque cela se produit, la bulle commence à se développer à partir du noyau en absorbant la chaleur de la surface chauffée dont la température commence à diminuer. Dans le refroidissement par pulvérisation, la dynamique de la gouttelette lui permet d'empiéter à travers le film liquide pour atteindre la surface chauffée conduisant à l'éclatement des bulles. Cela provoque une évacuation rapide des bulles au niveau des sites de nucléation et un intervalle de temps plus court pour la croissance des bulles à partir du même site. Un autre scénario possible est que lorsque la convection forcée par la collision des gouttelettes efface les bulles à la surface entraînant une augmentation de nouvelles bulles à partir des sites de nucléation et une réduction dans la durée d'ancrage des bulles sur la surface chauffée. Ces caractéristiques permettent un développement croissant des bulles.

Il a été proposé que le grand nombre de sites de **nucléation secondaires** soit une raison pour le refroidissement par pulvérisation pour éliminer un flux de chaleur plus élevé de la surface chauffée. A cause de l'éclatement, de petites gouttelettes pourraient piéger la vapeur autour d'eux et l'amener dans le film liquide, ce qui permet aux bulles de vapeur piégées d'agir comme des sites de noyaux secondaires. Ces sites sont très importants dans le transfert de chaleur.

La conduction transitoire a été simulée par (Selvam *et al.*, 2005). Leur modèle suggère que l'empiètement des gouttelettes froides lors de l'impact, le rebond du liquide froid après l'impact et la conduction transitoire attribuée à la diffusion du liquide froid sur la surface sèche et chaude, ont joué le rôle dominant dans l'enlèvement de flux de chaleur. Le flux de chaleur transitoire dans le film liquide est déterminé à partir de la fréquence de départ des bulles de vapeur et le liquide entourant ces bulles dans les emplacements occupés par des bulles de vapeur antécédentes.

Enfin concernant **le transfert de chaleur par la ligne de contact**, les résultats de mesure effectués par (Horacek *et al.*, 2005) ont indiqué que la suppression de chaleur ne dépend pas seulement de la fraction de la surface mouillée de liquide mais bien elle est une corrélation de la longueur de la ligne



de contact. Il a été suggéré que le flux d'évacuation de la chaleur peut être amélioré en contrôlant la longueur de la ligne de contact ou sa position à travers la construction et la géométrie de surface.

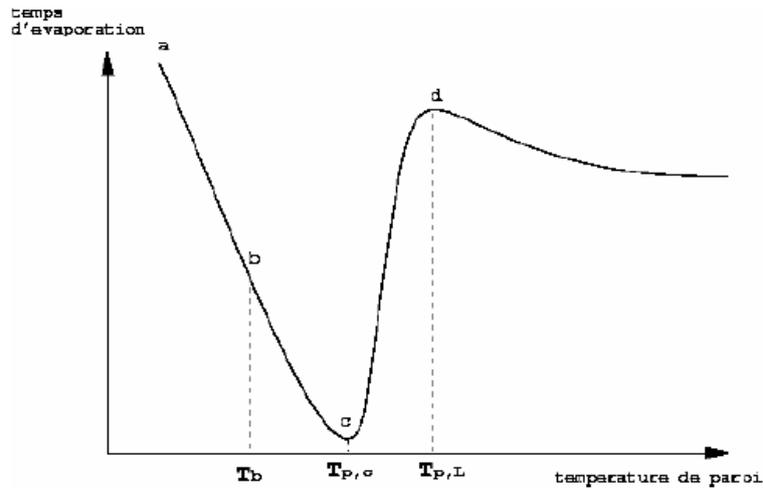


Figure 119 – Diagramme des régimes de transfert thermique goutte/paroi (Dewitte, 2006)

Sur la Figure 119, (Dewitte, 2006) décrit les différentes phases des régimes de transfert thermique goutte/paroi.

La première phase [a, b] correspond à l'évaporation de film ; le point T_b sur le graphe correspond à la température d'ébullition du liquide. Au cours de cette période, la chaleur est transmise à la phase liquide par conduction puis dissipée par évaporation au niveau de l'interface liquide/gaz. Ce régime, caractérisé par des temps d'évaporation relativement longs, peut intervenir à des températures supérieures à la température d'ébullition du liquide, cela dépend de la rugosité de la surface et des propriétés physiques du liquide.

La seconde phase [b, c] correspond à l'ébullition nucléée. La température atteinte au point b est le minimum nécessaire pour activer un site de nucléation. Plus la température augmente au-delà de cette limite, plus le nombre de bulles de vapeur au sein de la goutte sera important. La température au point c'est la température de Nukiyama.

La troisième phase [c, d] est une zone de transition. C'est un régime d'ébullition transitoire durant lequel certaines parties de l'interface ne mouillent plus la paroi, d'où une nette diminution du taux de transfert de chaleur entre la goutte et la paroi. La température en d correspond à la température de Leidenfrost.

Enfin la dernière zone correspond à l'évaporation sphéroïdale. Dès que la goutte est en contact avec la paroi un film de vapeur se développe, limitant considérablement l'efficacité du transfert de chaleur.

D. Etalonnage des différents capteurs

D.1 Etalonnage des thermocouples

Les thermocouples utilisés pour l'étude sont de type T, c'est à dire une combinaison de cuivre et de Constantan (alliage cuivre + nickel). Ces thermocouples sont munis de connecteurs qui servent à avoir un dispositif de mesure en température le moins encombrant possible. Ils permettent ainsi de faire la liaison entre les fils épais de cuivre/Constantan contenus dans le câble du thermocouple type T (connecteur femelle) avec des fils plus minces de cuivre/Constantan aux bouts desquels se fait la soudure chaude (connecteur mâle), comme le montre la Figure 120b.

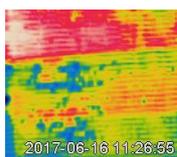
Les thermocouples sont étalonnés dans un bain de glycol à la profondeur de 16 cm, c'est à dire à la même hauteur que la sonde étalon. Cette dernière a été préalablement étalonnée par le Laboratoire National de métrologie de d'Essais (LNE).



Figure 120 – Dispositif d'étalonnage des thermocouples

L'étalonnage se fait en plusieurs points dans la plage de températures rencontrées expérimentalement afin de garantir la meilleure correction en température. En l'occurrence, la plage de température considérée va de 15 à 80 °C. Dans cette plage, 7 consignes de température sont retenues : 15, 25, 35, 45, 55, 65 et 80 °C. Afin d'éviter tout phénomène d'hystérésis, les mesures ne doivent pas se faire dans un même ordre croissant ou décroissant : elles doivent être alternées. La stabilisation de chaque température prend en moyenne 1 h.

Pour chaque consigne de température, la valeur affichée par la sonde étalon est relevée toutes les 2 minutes sur une durée de 40 minutes. Dans le même temps, la centrale d'acquisition fait un relevé de température à la fréquence de travail choisie, c'est à dire 10 s.



Pour obtenir les coefficients de correction, il suffit d'entrer dans un formulaire prévu à cet effet pour chaque palier de température :

- la moyenne des températures affichées par la sonde étalon ;
- les moyennes et écart-type des 20 thermocouples d'une carte d'acquisition.

Ensuite, le logiciel M-CARE estime pour chaque thermocouple la droite d'étalonnage par la méthode des moindres carrés généralisés de Gauss-Markov, notée GGMR pour *Generalised Gauss-Markov Regression*. On donne ci-dessous le résultat des étalonnages pour les 4 cartes de thermocouples nommées A, C, D et E.

D.2 Etalonnage des hygromètres

Les hygromètres de la marque Vaisala mesurent à la fois l'humidité relative et la température. Les hygromètres sont ainsi étalonnés pour ces 2 grandeurs.

Pour l'humidité, l'étalonnage se fait avec des solutions salines. En effet, l'humidité reste stable dans une atmosphère confinée, à température contrôlée et saturée en sel. En fonction de la nature du sel, l'humidité ne sera pas la même. Ici, l'étalonnage se fait avec les sels LiCl, K₂SO₄ et NaCl. A 25 °C, l'humidité est de 11.3 % pour LiCl, 75.3 % pour NaCl et 97.3 % pour K₂SO₄.

Après un préalable nettoyage de chaque pot d'étalonnage, de l'eau déionisée a été mélangée avec chacun des sachets de sels pré-dosés fournis par Vaisala dans les proportions suivantes : 10 mL pour le NaCl et le K₂SO₄, et 12 mL pour le LiCl.

Pour chaque sel, l'acquisition des tensions correspondant aux hygrométries se fait pendant 10 à 20 minutes après stabilisation.



Figure 121 – Sels d'étalonnage (© Vaisala)

Pour la température, l'étalonnage se fait dans une veine ouverte dont la température d'air est contrôlée. Cette température peut varier à l'aide de résistances chauffantes (3 de 6 kW au total) et

un écoulement d'air créé par un ventilateur et laminarisé par des nids d'abeille permet d'obtenir un champ homogène de températures dans toute la veine. Quatre températures de consigne sont considérées : 27,5, 30, 35 et 40 °C.

Pour chaque consigne, l'acquisition des tensions correspondant aux températures se fait pendant 20 à 30 minutes le temps que la stabilisation se fasse.

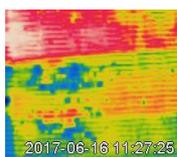
E. Procédures d'essais

E.1 Essais sur maquette

Dans cette partie, on décrit en détail le déroulement d'une expérience sur la maquette expérimentale. Dans un premier temps, il faut régler la consigne de la chambre climatique en température et en hygrométrie. L'ensemble des essais sur la maquette ont été réalisés avec un réglage de la chambre à 25 °C en température et 40 % en hygrométrie. Ces conditions climatiques correspondent à celles de l'essai en cycle MAC (Mobile Air Conditioning), c'est-à-dire l'essai standard réalisé pour la validation de la partie climatisation d'un véhicule prototype dans le domaine automobile. La stabilisation de la chambre est préalable aux essais et prend au minimum 2h et dans l'idéal il faut attendre 24h pour avoir une excellente stabilisation.

Au niveau de la maquette, on commence par allumer le Groupe-Moto Ventilateur ou GMV, à l'aide du commutateur du panneau de contrôle. La circulation d'air est ainsi enclenchée. Elle peut être modifiée à l'aide du variateur. Par le biais d'un potentiomètre, celui-ci fait varier la tension d'alimentation du GMV. La tension minimale de 7 V (respectivement maximale de 13 V) appliquée correspond au régime minimal (respectivement maximal) de fonctionnement du GMV, appelé GMV1 (respectivement GMV2). Le débit d'air peut ainsi varier entre 450 kg.h⁻¹ (GMV1) et 900 kg.h⁻¹ (GMV2). Ensuite, on enclenche la pompe à air pour l'aspiration d'air au niveau des hygromètres. Ce système, breveté lors de la thèse de Julien TISSOT, permet d'éviter l'accumulation d'eau au niveau des hygromètres qui entraînerait sinon une saturation du capteur à cause de la brumisation en continu. Puis, si la pompe Prominent est utilisée pour alimenter les buses, il faut l'allumer et la maintenir en circuit fermé pour la mise sous pression. Puis, on procède à l'allumage du thermorégulateur Vulcatherm qui assure l'écoulement d'eau dans l'échangeur en circuit fermé. Pour cela on règle la température de consigne et on enclenche la circulation d'eau dans l'échangeur. Après, on règle manuellement le débit de fluide dans la boucle de l'échangeur à la consigne désirée à l'aide du volant du robinet à soupape, positionné en bypass entre le départ et le retour d'utilisation du Vulcatherm. On choisit ensuite le positionnement de la ou des buse(s) par rapport à la surface de l'échangeur. On s'aide pour cela des bras semi-rigides sur lesquels les buses sont installées. Si l'essai à réaliser nécessite des prises de vues avec la caméra thermique, on la positionne à une distance d'au moins 1 m afin de visualiser l'ensemble des zones de brumisation de la surface de l'échangeur.

L'essai peut commencer dès lors que toutes les variables (températures, hygrométries, débits) de la maquette enregistrées par les centrales d'acquisition de données sont bien stables : cela prend environ une demi-heure. Une pré-acquisition peut être faite pour le vérifier. Le début de l'essai correspond à l'état du système sans brumisation : il constitue l'état de référence du système pour évaluer l'efficacité de la brumisation. De manière à avoir un échantillonnage suffisant de mesures dans cet état et ainsi avoir une incertitude de mesure faible, on enregistre pendant 2 à 5 minutes ce régime sans brumisation. Dans le même temps, s'il y a usage de la caméra thermique, on fait une



capture d'image de la surface de l'échangeur. Cette image sans brumisation sert de blanc de référence pour l'analyse d'image thermique : il permet de filtrer le fond thermique de l'échangeur sur les images avec brumisation.

Au bout de 2 à 5 minutes de stabilisation, on déclenche la brumisation. Pendant la brumisation, des photos sont prises avec la caméra thermique toutes les 10 s. En effet, des résultats d'essais discutés dans le chapitre III ont montré qu'une résolution temporelle relativement fine était nécessaire, en particulier en début de brumisation. Après l'arrêt de la brumisation, on continue l'acquisition des données thermiques et la capture impactée tant que l'eau ne s'est pas totalement évaporée de la surface et que l'on n'est pas revenu à l'équilibre thermique de référence sans brumisation.

Une fois que l'acquisition de cet essai est finie, il est possible qu'il faille nettoyer le plastique entourant l'échangeur s'il a reçu des projections pendant l'essai et qu'il est encore mouillé. Après cela, on peut enchaîner avec un nouvel essai. Si la prochaine configuration le requiert, on change un ou plusieurs des paramètres suivants de manière à étudier leur influence sur l'efficacité de la brumisation :

- la vitesse d'air du GMV ;
- la pression (= le débit) d'injection de la buse ;
- la température d'entrée d'échangeur ;
- la position de la buse ;
- le type de buses ;
- le nombre de buses.

Le protocole de mesure est le même s'il y a présence du masque du condenseur, hormis qu'il n'y aura pas possibilité de faire des captures d'images avec la caméra thermique étant donné que la surface frontale de l'échangeur est cachée.

E.2 Essais sur véhicule

Dans cette partie, on décrit en détail l'ensemble des étapes composant un essai standard sur véhicule. Par ordre chronologique, le protocole d'essai suit ainsi la trame suivante :

1. Dans un premier temps, mettre en route le système de conditionnement d'air de la cellule, c'est-à-dire mettre en position Marche la pompe groupe, le chauffage et la pompe batterie, et le ventilateur sur GV, pour Grande Vitesse (cf. Figure 122).
2. Régler ou vérifier les valeurs des consignes en température et hygrométrie. Attendre 2 heures de stabilisation en cas de changement des consignes.



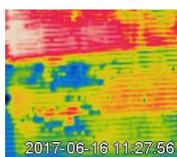
Figure 122 – Photo du panneau de contrôle de la chambre

3. Allumer l'éclairage de la salle d'essai. Allumer le ventilateur d'extraction des gaz d'échappement situé derrière le tour à l'extérieur de la cellule: tourner le bouton sur ON (cf. Figure 123b).



Figure 123 – Aspiration des gaz du véhicule de l'intérieur de la cellule climatique (a) vers l'extérieur, et contrôle par des détecteurs de gaz (c)

4. Dans la cellule, mettre un casque anti-bruit et vérifier que l'échappement est correctement raccordé à l'extracteur (cf. Figure 123a).
5. Allumer les capteurs de gaz en maintenant le bouton ON appuyé pendant 3 secondes (cf. Figure 123c). La séquence d'allumage commence par un test alarme.
6. Ouvrir les portes de la voiture pour accélérer l'équilibre thermique dans l'habitacle le temps de l'essai. Mettre en marche la prise électrique posée dans le coffre (cf. Figure 124b). Allumer le ventilateur de la maquette pour assurer un brassage d'air dans la cellule.
7. Allumer les deux pc d'acquisition situés dans le fond de la cellule d'essai (cf. Figure 124a).



8. Mettre en route les systèmes d'acquisition:

- via Agilent sur le PC1, lancer l'acquisition de la centrale Clio.
- via Agilent sur le PC2, lancer l'acquisition sur la maquette.
- via DDT2000, lancer l'acquisition CAN.

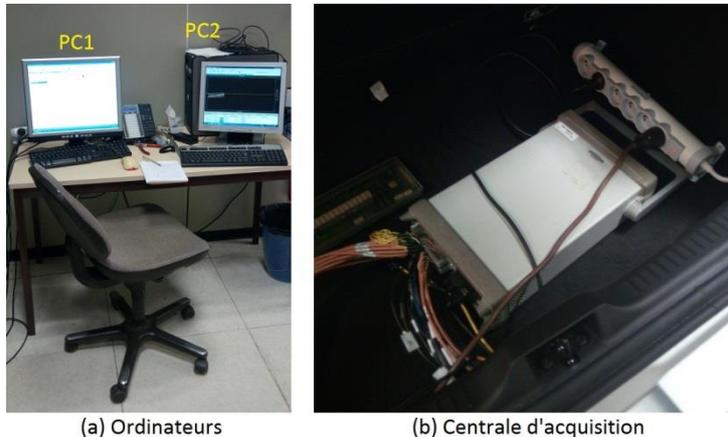


Figure 124 – Système d'acquisition du véhicule

9. Pour l'acquisition CAN, il faut ouvrir DDT2000 et choisir dans l'onglet Vehicle, le menu *Scan*. Choisir *Local Copy of database* comme base de données. Sélectionner les modules suivants :

- *CAN Primary* → *CANBauds500Hz'*
- *CAN2* → *Bauds500Hz*
- *HVAC* → *X10X98ClimboxGen1*.

10. Dans l'onglet acquisition d'Agilent, reprendre le fichier de configuration *Brumisation irstea*, nommer le fichier de sauvegarde et lancer l'acquisition. Vérifier qu'un fichier de sauvegarde se déclenche.

11. Dans la Clio, introduire la clé dans l'emplacement réservé, appuyer sur la pédale de Stop et sur le bouton Start pour démarrer le moteur.

12. Régler les consignes de climatisation: température, recyclage, mode de fonctionnement.

13. Laisser les deux portes ouvertes à l'avant de la voiture pendant l'essai.

14. Faire fonctionner le véhicule pendant 1h10 au ralenti de manière à atteindre la stabilisation.

15. Enclencher le dispositif de brumisation, en continu ou en intermittence, pour une durée de 20 minutes.

16. A la fin de l'essai, couper le moteur de la Clio en appuyant sur le bouton STOP.

17. Stopper les acquisitions de données et réunir les 4 fichiers d'acquisition dans un répertoire dédié.

18. Eteindre la prise d'alimentation dans le coffre de la voiture.

19. Eteindre les PC d'acquisition

20. Eteindre les analyseurs de gaz en maintenant le bouton ON appuyé pendant 5 secondes.

F. Ruissellement vs brumisation

Par définition, les sprays ont l'avantage d'augmenter la surface d'échange d'un liquide (ici, de l'eau) en dispersant celui-ci sous la forme d'un nuage de gouttelettes. Cependant, pour les buses hydrauliques, cette opération nécessite d'augmenter la pression d'injection du liquide au-dessus de la pression atmosphérique : cela a un coût énergétique non négligeable qui est lié à la consommation de la pompe alimentant en eau la buse. Pour la machine frigorifique, l'économie d'énergie induite par la brumisation doit être en mesure de compenser la consommation de la pompe pour que la brumisation soit un processus rentable énergétiquement. De plus, il n'y a pas besoin de brumiser l'eau pour qu'elle apporte un gain thermique supplémentaire : en ruisselant sur la surface de l'échangeur du haut vers le bas, l'eau augmente déjà le transfert thermique, et la consommation énergétique de ce procédé est nul. Pour que la brumisation soit réellement intéressante, il faut donc, qu'à une quantité d'eau donnée, elle fasse économiser plus d'énergie qu'un ruissellement d'eau en prenant en compte la consommation de la pompe : cela est traduit dans l'équation ci-dessous :

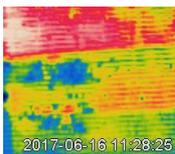
$$W_{pump} < (\eta^{spray} - \eta^{ruis}) \cdot \frac{Q^{sb}}{COP} \quad (101)$$

Avec :

- W_{pump} : la consommation électrique de la pompe ;
- η^{spray} : l'efficacité thermique de la brumisation ;
- η^{ruis} : l'efficacité thermique du ruissellement ;
- Q^{sb} : le flux thermique de l'échangeur sans brumisation ;
- COP : le Coefficient de performance thermodynamique de la machine frigorifique

η^{spray} , Q^{sb} et le COP ont été évalués dans le chapitre III. Il ne reste plus qu'à évaluer η^{ruis} .

Pour cela, un dispositif de ruissellement a été conçu : l'eau est amenée au contact de l'échangeur par l'intermédiaire de fibres capillaires. Compte tenu de la taille des gouttes ruisselant des fibres capillaires, il n'est pas possible que l'air entraîne ces gouttes vers l'échangeur aussi il est nécessaire d'amener les fibres au contact avec l'échangeur. La maîtrise du très faible débit de ruissellement est rendue possible avec l'utilisation des fibres. Des fibres capillaires baignent dans un réservoir d'eau disposée au-dessus de la maquette. Les fibres pompent l'eau et la conduisent près l'échangeur. Elles ruissellent au voisinage de la surface d'échange sous la forme de grosses gouttes (2-4 mm). Un câble « guide » en acier permet de faire tomber la grosse goutte directement sur la surface d'échange et maintient l'extrémité de la fibre sur l'échangeur. Un enrobage de la fibre avec du papier aluminium bloque l'évaporation de l'eau le long de la fibre. Le débit global est déterminé par le recueil des gouttes (fils décollés de la surface échangeur). L'essai sur la maquette FAV se déroule dans une enceinte à 28 °C et 50 % d'humidité relative, la vitesse du ventilateur étant fixée à GMV1. 16 fibres sont utilisées pour amener un débit total de 1 kg.h⁻¹. On enregistre l'évolution des températures et hygrométries sur la période transitoire puis pendant 10 min pour la période stabilisée, avec et sans ruissellement dans les fibres. On observe un gain de l'ordre de 4 %. Le bilan hygrométrique indique bien que toute l'eau s'est évaporée, mais une partie de l'énergie latente de l'eau sert à refroidir l'air



qui repart de l'échangeur plus froid. Cette partie du refroidissement n'est pas valorisée pour le fluide.

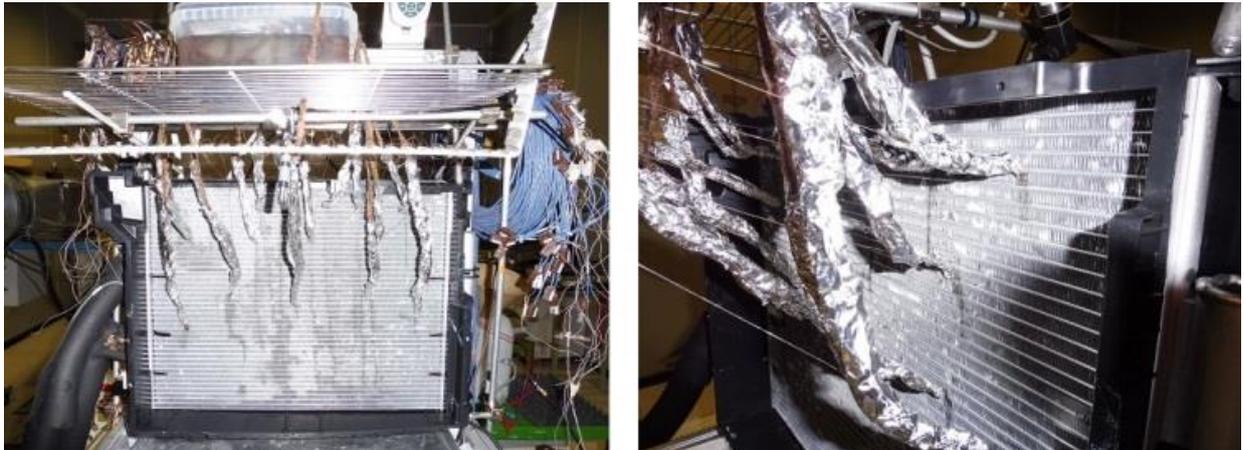


Figure 125 – Evaluation de l'efficacité d'un dispositif d'aspersion sans consommation électrique

G.Champs de vitesse projetés en 2D

On présente dans cette annexe le détail des champs de vitesse présentés dans la partie III.3.2.1, projetés en 2D.

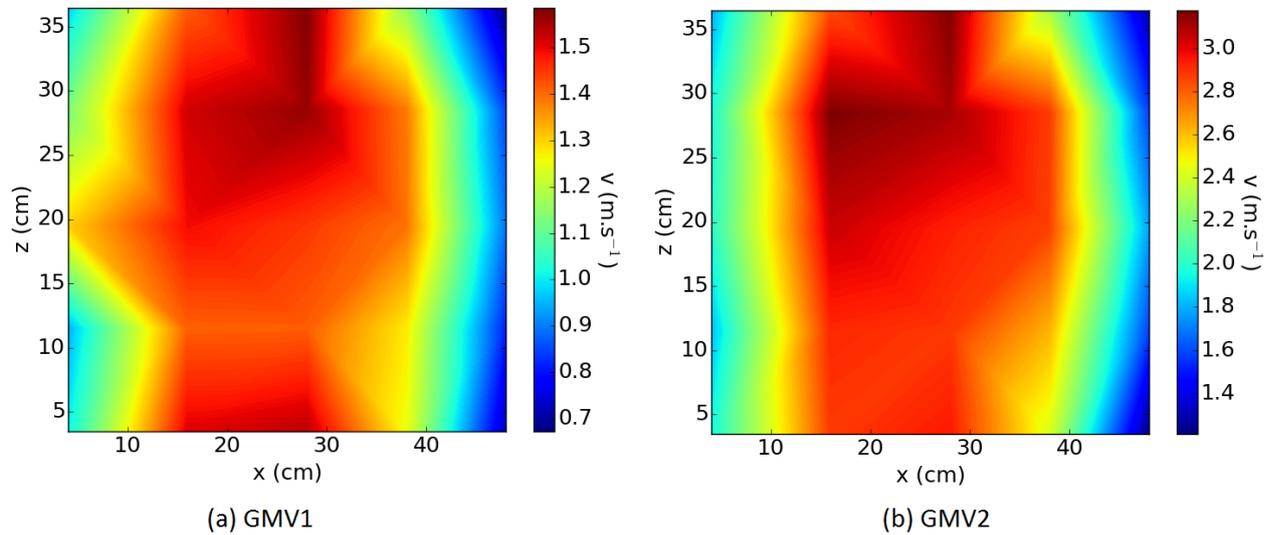


Figure 126 – Champs de vitesse en GMV1 et GMV2 sans écoulement d'eau dans l'échangeur

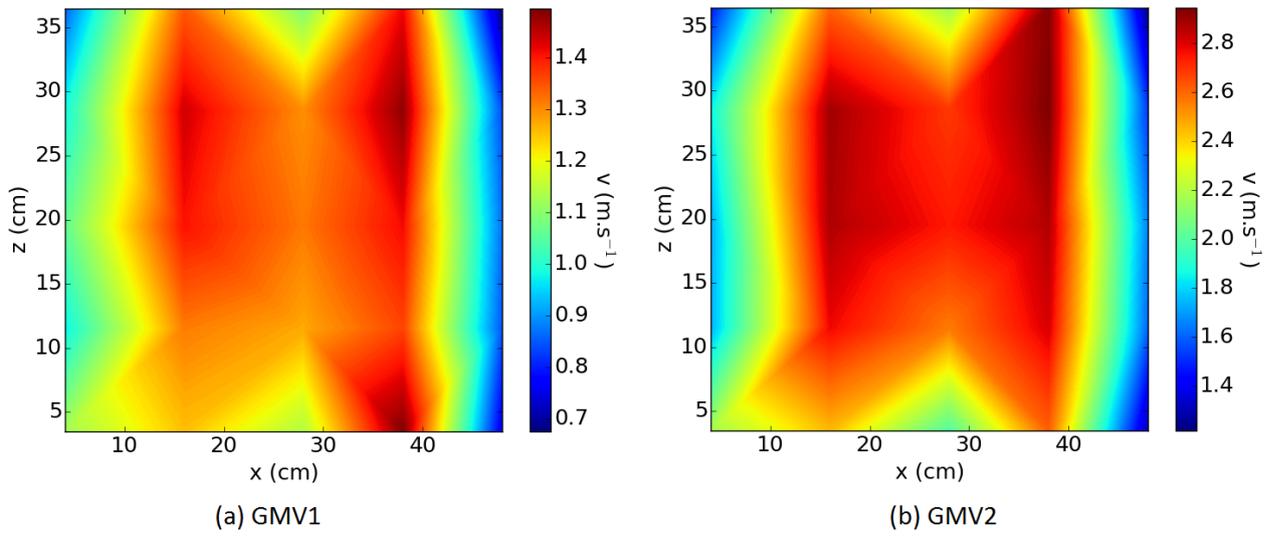


Figure 127 - Champs de vitesse en GMV1 et GMV2 avec écoulement d'eau dans l'échangeur à une température d'entrée de 80°C et sans masque

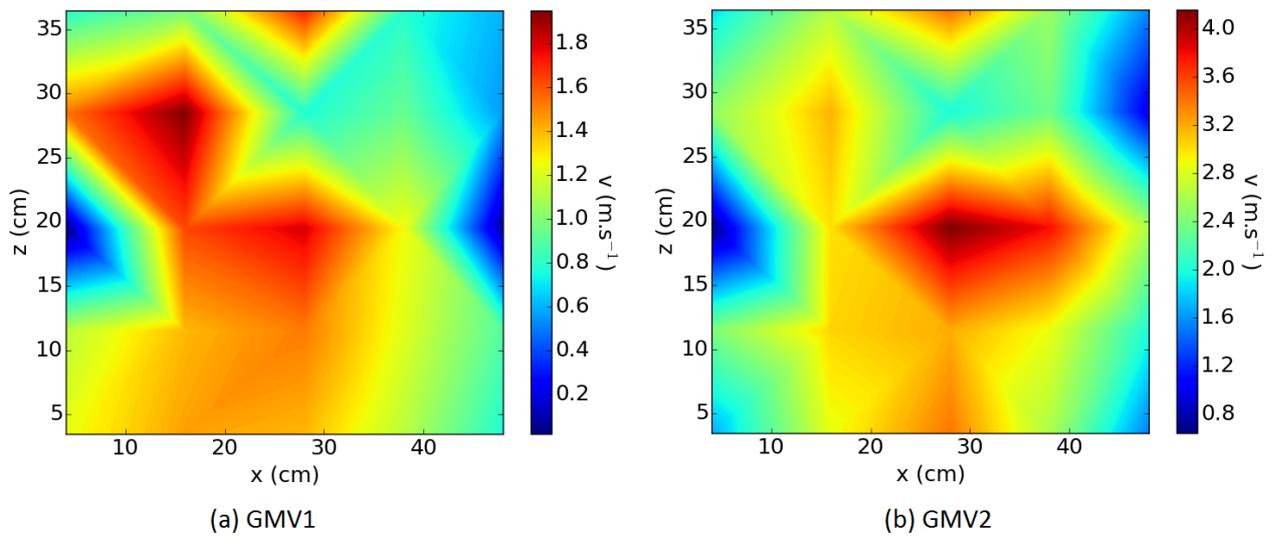
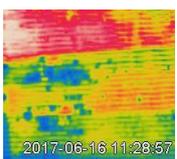


Figure 128 - Champs de vitesse en GMV1 et GMV2 avec écoulement d'eau dans l'échangeur à une température d'entrée de 80°C et avec masque

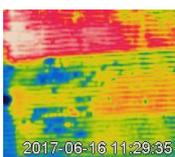


Bibliographie

Références académiques

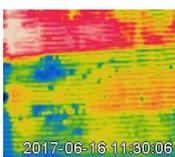
- Achaichia, A. and T. A. Cowell (1988). "Heat-transfer and pressure-drop characteristics of flat tube and louvered plate fin surfaces." Experimental Thermal and Fluid Science **1**(2): 147-157.
- Acrivos, A., J. E. Ahern and A. Nagy Jr (1964). Research investigation of two-component heat transfer, Marquardt Corp Van Nuys Calif.
- Acunha, I. C. and P. Smith-Schneider (2016). "Consolidated experimental heat and mass transfer database for a reduced scale evaporative condenser." International Journal of Refrigeration **66**: 21-31.
- Aihara, T. (1990). "Augmentation of convective heat transfer by gas-liquid mist." Asme Ihtc Jerusalem KN-29: 445-461.
- Aihara, T., W. S. Fu, M. Hongoh and T. Shimoyama (1987). Study on Mist Cooling for Heat Exchangers (4th Report, An Experiment on a Horizontal Cylinder with Uniform Wall Temperature Under the Influence of Blockage) **53**: 2567-2574.
- Alkhedhair, A., H. Gurgenci, I. Jahn, Z. Q. Guan and S. Y. He (2013). "Numerical simulation of water spray for pre-cooling of inlet air in natural draft dry cooling towers." Applied Thermal Engineering **61**(2): 416-424.
- Alkhedhair, A., I. Jahn, H. Gurgenci, Z. Q. Guan and S. Y. He (2016). "Parametric study on spray cooling system for optimising nozzle design with pre-cooling application in natural draft dry cooling towers." International Journal of Thermal Sciences **104**: 448-460.
- Allais, I. (1997). Transferts thermiques au cours de la réfrigération avec brumisation d'un empilement de denrées alimentaires. Thèse, ENSIA Massy.
- Anderson, T. M. and I. Mudawar (1989). "Microelectronic Cooling by Enhanced Pool Boiling of a Dielectric Fluorocarbon Liquid." Journal of Heat Transfer **111**(3): 752-759.
- Asvapoositkul, W. and M. Kuansathan (2014). "Comparative evaluation of hybrid (dry/wet) cooling tower performance." Applied Thermal Engineering **71**(1): 83-93.
- Basilico, C., G. Jung and M. Martin (1981). "Etude du transfert convectif entre un cylindre chauffé et un écoulement d'air chargé de gouttelettes d'eau." International Journal of Heat and Mass Transfer **24**(3): 371-385.
- Basinger, B., G. Aguilar and J. S. Nelson (2004). "Effect of skin indentation on heat transfer during cryogen spray cooling." Lasers in Surgery and Medicine **34**(2): 155-163.
- Beard, K. V. and H. R. Pruppacher (1971). "A Wind Tunnel Investigation of the Rate of Evaporation of Small Water Drops Falling at Terminal Velocity in Air." Journal of the Atmospheric Sciences **28**(8): 1455-1464.
- Belarbi, R., C. Ghiaus and F. Allard (2006). "Modeling of water spray evaporation: Application to passive cooling of buildings." Solar Energy **80**(12): 1540-1552.
- Ben Abdallah, R., D. Leducq, H.-M. Hoang, O. Pateau, B. Ballot-Miguet, A. Delahaye and L. Fournaison (2017). Modelling and experimental investigation of the transient thermal behaviour of open refrigerated display cabinet using Modelica environment. 30th International Conference of Efficiency, Cost, Optimisation, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems (ECOS). San Diego, California.
- Bollen, J., B. Guay, S. Jamet and J. Corfee-Morlot (2009). Co-Benefits of Climate Change Mitigation Policies: Literature Review and New Results, OECD Publishing.
- Boulet, P., A. Collin and G. Parent (2006). "Heat transfer through a water spray curtain under the effect of a strong radiative source." Fire Safety Journal **41**(1): 15-30.

- Boulet, P., J. Tissot, F. Trinquet and L. Fournaison (2013). "Enhancement of heat exchanges on a condenser using an air flow containing water droplets." Applied Thermal Engineering **50**(1): 1164-1173.
- Brown, W. (1990). "Fundamental concepts integrating evaporative techniques in HVAC systems." ASHRAE Transactions **96**(Part 1): 1227-1235.
- Budihardjo, Nasruddin and M. H. Nugraha (2015). "Experimental and simulation study on the performance of counter flow closed cooling tower systems." International Journal of Technology **6**(3): 365-379.
- Carpenter, R. A. (1972). Heat transfer coefficients for two-phase (water/air) flow over a tube bank, Air force institution of technologies Wright-Patterson Afb OH School of Engineering.
- Chang, Y. J., K. C. Hsu, Y. T. Lin and C. C. Wang (2000). "A generalized friction correlation for louver fin geometry." International Journal of Heat and Mass Transfer **43**(12): 2237-2243.
- Chen, C. W., C. Y. Yang and Y. T. Hu (2013). "Heat Transfer Enhancement of Spray Cooling on Flat Aluminum Tube Heat Exchanger." Heat Transfer Engineering **34**(1): 29-36.
- Chen, H., W.-l. Cheng, Y.-h. Peng, W.-w. Zhang and L.-j. Jiang (2016). "Experimental study on optimal spray parameters of piezoelectric atomizer based spray cooling." International Journal of Heat and Mass Transfer **103**: 57-65.
- Chen, R. H., L. C. Chow and J. E. Navedo (2002). "Effects of spray characteristics on critical heat flux in subcooled water spray cooling." International Journal of Heat and Mass Transfer **45**(19): 4033-4043.
- Cheng, W., B. Xie, F. Han and H. Chen (2013). "An experimental investigation of heat transfer enhancement by addition of high-alcohol surfactant (HAS) and dissolving salt additive (DSA) in spray cooling." Experimental Thermal and Fluid Science **45**(Supplement C): 198-202.
- Cheng, W. L., W. W. Zhang, S. D. Shao, L. J. Jiang and D. L. Hong (2015). "Effects of inclination angle on plug-chip spray cooling in integrated enclosure." Applied Thermal Engineering **91**: 202-209.
- Ciofalo, M., I. Di Piazza and V. Brucato (1999). "Investigation of the cooling of hot walls by liquid water sprays." International Journal of Heat and Mass Transfer **42**(7): 1157-1175.
- Da-Conceicao, C. and M. Youbi-Idrissi (2008). Simulation d'un condenseur à air brumisé : étude paramétrique. Congrès Français de Thermique - Thermique Aéronautique et Spatiale. Toulouse, France.
- Dewitte, J. (2006). Modélisation de l'impact d'un brouillard de gouttes en évaporation et sous pression sur une paroi chauffée. Thèse, Toulouse, ENSAE.
- Dreyer, A. A., D. E. Kriel and P. J. Erens (1992). "Analysis of spray-cooled finned-tube heat-exchangers." Heat Transfer Engineering **13**(4): 53-71.
- Dufour, T. (2017). Optimisation énergétique et environnementale de l'intégration des matériaux de stockage dans les systèmes de réfrigération. Thèse, Université Pierre et Marie Curie.
- Duursma, G., K. Sefiane and A. Kennedy (2009). "Experimental Studies of Nanofluid Droplets in Spray Cooling." Heat Transfer Engineering **30**(13): 1108-1120.
- Eckels, P. W. and T. J. Rabas (1987). "Dehumidification - On the correlation of wet and dry transport processes in plate finned-tube heat-exchangers." Journal of Heat Transfer-Transactions of the Asme **109**(3): 575-582.
- Elmahdy, A. (1975). Analytical and experimental multi-row, finned-tube heat exchanger performance during cooling and dehumidification processes. PhD Thesis, Carleton University.
- Elperin, I. (1961). "Heat transfer of two-phase flow with a bundle of tubes." Inzhererno Fizicheski Zhurnal **4**(8): 30-35.
- ElSherbini, A. I. and A. M. Jacobi (2006). "A model for condensate retention on plain-fin heat exchangers." Journal of Heat Transfer-Transactions of the Asme **128**(5): 427-433.



- Emmerson, G. S. (1975). "The effect of pressure and surface material on the leidenfrost point of discrete drops of water." International Journal of Heat and Mass Transfer **18**(3): 381-386.
- Erens, J. and A. Dreyer (1988). An improved procedure for calculating the performance of evaporative closed circuit coolers. The 25th National Heat Transfer Conference, Houston, AIChE Symposium Series.
- Esterhuysen, B. D. and D. G. Kröger (2005). "The effect of ionisation of spray in cooling air on the wetting characteristics of finned tube heat exchanger." Applied Thermal Engineering **25**(17): 3129-3137.
- Estes, K. A. and I. Mudawar (1995). "Correlation of sauter mean diameter and critical heat flux for spray cooling of small surfaces." International Journal of Heat and Mass Transfer **38**(16): 2985-2996.
- Fabris, D., S. Escobar-Vargas, J. E. Gonzalez, R. Sharma and C. Bash (2012). "Monodisperse Spray Cooling of Small Surface Areas at High Heat Flux." Heat Transfer Engineering **33**(14): 1161-1169.
- Facao, J. and A. Oliveira (2004). "Heat and mass transfer correlations for the design of small indirect contact cooling towers." Applied Thermal Engineering **24**(14-15): 1969-1978.
- Fansler, T. D. and S. E. Parrish (2015). "Spray measurement technology: a review." Measurement Science & Technology **26**(1).
- Finlay, I. (1967). "Heat transfer enhancement by addition of a liquid phase." Nature **214**(5086): 430-430.
- Finlay, I. C. and T. McMillan (1970). Pressure drop, heat and mass transfer during air/water mist flow across a bank of tubes, National Engineering Laboratory, Department of Trade and Industry.
- Fischer, O. and A. Sommer (1988). Experimental investigation of spray-enhanced tube and plate-fin heat exchangers 6th IAHR Cooling Tower Workshop. Pisa, Italy.
- Fraser, R. P. and P. Eisenklam (1953). "Research into the Performance of Atomizers for Liquids." Imp. Coll. Chem. Eng. Soc. J. **Vol. 7**: pp. 52-68.
- Fu, T. L., Z. D. Wang, X. T. Deng, G. H. Liu and G. D. Wang (2015). "The influence of spray inclination angle on the ultra fast cooling of steel plate in spray cooling condition." Applied Thermal Engineering **78**: 500-506.
- Geldorp, W., R. Rioboo, S. Jakirlic, C. Tropea and S. Muzaferija (2000). Numerical and experimental drop impact on solid dry surfaces. ICLASS-2000.
- Gnielinski, V. (1976). "New equations for heat and mass-transfer in turbulent pipe and channel flow." International Chemical Engineering **16**(2): 359-368.
- Gnielinski, V. (2013). "On heat transfer in tubes." International Journal of Heat and Mass Transfer **63**: 134-140.
- Grosshans, H., E. Kristensson, R. Z. Szász and E. Berrocal (2015). "Prediction and Measurement of the local extinction coefficient in sprays for 3D simulation/experiment data comparison." International Journal of Multiphase Flow **72**: 218-232.
- Hajidavalloo, E. and H. Eghtedari (2010). "Performance improvement of air-cooled refrigeration system by using evaporatively cooled air condenser." International Journal of Refrigeration- Revue Internationale Du Froid **33**(5): 982-988.
- Hall, D. D. and I. Mudawar (1995). "Experimental and numerical study of quenching complex-shaped metallic alloys with multiple, overlapping sprays." International Journal of Heat and Mass Transfer **38**(7): 1201-1216.
- Hamlin, S., R. Hunt and S. A. Tassou (1998). "Enhancing the performance of evaporative spray cooling in air cycle refrigeration and air conditioning technology." Applied Thermal Engineering **18**(11): 1139-1148.

- Hasan, A. and K. Siren (2003). "Performance investigation of plain and finned tube evaporatively cooled heat exchangers." Applied Thermal Engineering **23**(3): 325-340.
- Hayashi, Y., A. Takimoto and O. Matsuda (1986). "Study on mist cooling for heat exchangers." 2nd report Liquid film flow and heat transfer on a horizontal cylinder **52**: 3554-3562.
- Hnizdil, M. and P. Kotrbacek (2017). "Heat treatment of rails." Materiali in Tehnologije **51**(2): 329-332.
- Hodgson, J. and J. E. Sunderland (1968). "Heat transfer from a spray-cooled isothermal cylinder." Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals **7**(4): 567-572.
- Horacek, B., K. T. Kiger and J. Kim (2005). "Single nozzle spray cooling heat transfer mechanisms." International Journal of Heat and Mass Transfer **48**(8): 1425-1438.
- Horacek, B., J. Kim and K. T. Kiger (2004). "Spray cooling using multiple nozzles: Visualization and wall heat transfer measurements." Ieee Transactions on Device and Materials Reliability **4**(4): 614-625.
- Hsieh, S.-S., G.-W. Chen and Y.-F. Yeh (2015). "Optical flow and thermal measurements for spray cooling." International Journal of Heat and Mass Transfer **87**(Supplement C): 248-253.
- Huang, C. N. and Y. H. Ye (2015). "Development of a water-mist cooling system: A 12,500 Kcal/h air-cooled chiller." Energy Reports **1**: 123-128.
- Hwang, Y., S. Popli and R. Radermacher (2012). Enhancement of Round Tube and Flat Tube-Louver Fin Heat Exchanger Performance Using Deluge Water Cooling. International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Purdue, USA.
- Iribarne, J. V. and W. L. Godson (1973). Atmospheric Thermodynamics. D. R. P. Company. Dordrecht (Pays-Bas), Boston (É.U): 223.
- Jabardo, J. M. S. and W. G. Mamani (2003). "Modeling and experimental evaluation of parallel flow micro channel condensers." Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering **25**: 107-114.
- Jacobi, A. M. and V. W. Goldschmidt (1990). "Low Reynolds number heat and mass transfer measurements of an overall counterflow, baffled, finned-tube, condensing heat exchanger." International Journal of Heat and Mass Transfer **33**(4): 755-765.
- Jia, W. and H. H. Qiu (2003). "Experimental investigation of droplet dynamics and heat transfer in spray cooling." Experimental Thermal and Fluid Science **27**(7): 829-838.
- Jones, A. and P. F. Nolan (1995). "Discussions on the use of fine water sprays or mists for fire suppression." Journal of Loss Prevention in the Process Industries **8**(1): 17-22.
- Karthik, P., V. Kumaresan and R. Velraj (2017). "Fanning friction (f) and Colburn (j) factors of a louvered fin and flat tube compact heat exchanger." Thermal Science **21**(1): 141-150.
- Kays, W. M. and A. L. London (1984). Compact heat exchangers, McGraw-Hill, New York, NY.
- Khalfi, M. S., R. Benelmir and M. Feidt (2001). "Experimental study of a finned-tubes coil with wet wall conditions." International Journal of Thermal Sciences **40**(1): 42-51.
- Khan, J.-U.-R., M. Yaqub and S. M. Zubair (2003). "Performance characteristics of counter flow wet cooling towers." Energy Conversion and Management **44**(13): 2073-2091.
- Kim, J. (2007). "Spray cooling heat transfer: The state of the art." International Journal of Heat and Fluid Flow **28**(4): 753-767.
- Kim, M.-H., S. Song and C. W. Bullard (2002). "Effect of inlet humidity condition on the air-side performance of an inclined brazed aluminum evaporator." International Journal of Refrigeration **25**(5): 611-620.
- Kim, M.-H., B. Youn and C. W. Bullard (2001). "Effect of inclination on the air-side performance of a brazed aluminum heat exchanger under dry and wet conditions." International Journal of Heat and Mass Transfer **44**(24): 4613-4623.



Korte, C. and A. M. Jacobi (2001). "Condensate retention effects on the performance of plain-fin-and-tube heat exchangers: Retention data and modeling." Journal of Heat Transfer-Transactions of the Asme **123**(5): 926-936.

Kosky, P. G. (1976). "Heat transfer to saturated mist flowing normally to a heated cylinder." International Journal of Heat and Mass Transfer **19**(5): 539-543.

Kreid, D., H. Parry, L. McGowan and B. Johnson (1979). "Performance of a plate fin air-cooled heat exchanger with deluged water augmentation." ASME Paper(79-WA).

Kriel, D. E. (1991). Prediction and measurement of the performance of spray cooled heat exchangers. Phd Thesis, Stellenbosch: Stellenbosch University.

Kuwahara, H., W. Nakayama and Y. Mori (1981). "Heat transfer from the heated cylinders with various surfaces in air-water mist flows." Heat Transfer—Jap. Res **10**: 1-19.

Labergue, A., M. Gradeck and F. Lemoine (2015). "Comparative study of the cooling of a hot temperature surface using sprays and liquid jets." International Journal of Heat and Mass Transfer **81**: 889-900.

Le Moyne, L. (2010). "Trends in atomization theory." International Journal of Spray and Combustion Dynamics **2**(1): 49-83.

Lecoq, L., D. Flick and O. Laguerre (2017). "Study of the water evaporation rate on stainless steel plate in controlled conditions." International Journal of Thermal Sciences **111**: 450-462.

Lee, M. Y. and D. Y. Lee (2013). "Review on Conventional Air Conditioning, Alternative Refrigerants, and CO2 Heat Pumps for Vehicles." Advances in Mechanical Engineering.

Lefebvre, A. (1988). Atomization and sprays, CRC press.

Li, B. Q., T. Cader, J. Schwarzkopf, K. Okamoto and B. Ramaprian (2006). "Spray angle effect during spray cooling of microelectronics: Experimental measurements and comparison with inverse calculations." Applied Thermal Engineering **26**(16): 1788-1795.

Liang, G. and I. Mudawar (2017). "Review of spray cooling – Part 1: Single-phase and nucleate boiling regimes, and critical heat flux." International Journal of Heat and Mass Transfer **115**(Part A): 1174-1205.

Liang, G. and I. Mudawar (2017). "Review of spray cooling – Part 2: High temperature boiling regimes and quenching applications." International Journal of Heat and Mass Transfer **115**(Part A): 1206-1222.

Lin, L., R. Ponnappan, K. Yerkes and B. Hager (2004). Large Area Spray Cooling. 42nd AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit. Reno, Nevada, USA, American Institute of Aeronautics and Astronautics.

Lin, Y. T., K. C. Hsu, Y. J. Chang and C. C. Wang (2001). "Performance of rectangular fin in wet conditions: Visualization and wet fin efficiency." Journal of Heat Transfer-Transactions of the Asme **123**(5): 827-836.

Lindgren, R. (2004). Characterization of Gasoline Spray-Wall Interactions, Chalmers University of Technology.

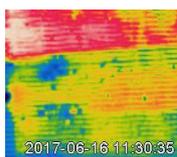
Liu, H., Q. Zhou, Y. Liu, P. Wang and D. Wang (2015). "Experimental study on cooling performance of air conditioning system with dual independent evaporative condenser." International Journal of Refrigeration **55**: 85-92.

Martinez, P., J. Ruiz, C. G. Cutillas, P. J. Martinez, A. S. Kaiser and M. Lucas (2016). "Experimental study on energy performance of a split air-conditioner by using variable thickness evaporative cooling pads coupled to the condenser." Applied Thermal Engineering **105**: 1041-1050.

Matsuda, O., A. Takimoto, T. Kitagawa and Y. Hayashi (1986). "Study on mist cooling for heat exchangers." **52**: 3545-3553.

Mednick, R. L. and C. P. Colver (1969). "Heat transfer from a cylinder in an air-water spray flow stream." AIChE Journal **15**(3): 357-362.

- Mesler, R. and G. Mailen (1977). "Nucleate boiling in thin liquid-films." *Aiche Journal* **23**(6): 954-957.
- Misyura, S. Y. (2017). "Contact angle and droplet heat transfer during evaporation on structured and smooth surfaces of heated wall." *Applied Surface Science* **414**(Supplement C): 188-196.
- Moreira, A. L. N. and M. R. O. Pano (2006). "Heat transfer at multiple-intermittent impacts of a hollow cone spray." *International Journal of Heat and Mass Transfer* **49**(21-22): 4132-4151.
- Mugele, R. and H. D. Evans (1951). "Droplet Size Distribution in Sprays." *Ind. Eng. Chem.* **Vol. 43**: pp. 1317-1324.
- Nakayama, W., H. Kuwahara and S. Hirasawa (1988). "Heat-transfer from tube banks to air water mist flow." *International Journal of Heat and Mass Transfer* **31**(2): 449-460.
- Navedo, J. E. (2000). *Parametric effects of spray characteristics on spray cooling heat transfer.* PhD Thesis, University of Central Florida.
- Nazarov, A. D., A. F. Serov and V. I. Terekhov (2014). "The influence of gas coflow in a pulse aerosol on evaporation cooling process." *High Temperature* **52**(4): 576-579.
- Nukiyama, S. and Y. Tanasawa (1939). Experiments on the Atomization of Liquids in an Air Stream. *Trans. Soc. Mech. Eng. Jpn.* Ottawa, Canada, Defense Research Board, Department National Defense. **Vol. 5**: pp.62-67.
- Oshima, T. (1972). "Design calculation method of air-cooled heat exchangers with water spray." *Heat Transfer - Japanese Research* **1**(4): 47-55
- Pais, M. R., L. C. Chow and E. T. Mahefkey (1992). "Surface-roughness and its effects on the heat-transfer mechanism in spray cooling." *Journal of Heat Transfer-Transactions of the Asme* **114**(1): 211-219.
- Panão, M. R. O., A. M. Correia and A. L. N. Moreira (2012). "High-power electronics thermal management with intermittent multijet sprays." *Applied Thermal Engineering* **37**: 293-301.
- Pano, M. R. O. and A. L. N. Moreira (2009). "Intermittent spray cooling: A new technology for controlling surface temperature." *International Journal of Heat and Fluid Flow* **30**(1): 117-130.
- Pano, M. R. O., A. L. N. Moreira and D. F. G. Durao (2011). "Thermal-fluid assessment of multijet atomization for spray cooling applications." *Energy* **36**(4): 2302-2311.
- Papaefthimiou, V. D., E. D. Rogdakis, I. P. Koronaki and T. C. Zannis (2012). "Thermodynamic study of the effects of ambient air conditions on the thermal performance characteristics of a closed wet cooling tower." *Applied Thermal Engineering* **33-34**: 199-207.
- Park, Y. and A. M. Jacobi (2006). Air-Side Performance of Flat-Tube Louver-Fin Heat Exchangers Under Wet Conditions: Wet-Surface Multipliers for Colburn j-and f-Factors. *International refrigeration and air conditioning conference.* Purdue, USA.
- Park, Y. G. and A. M. Jacobi (2009). "The Air-Side Thermal-Hydraulic Performance of Flat-Tube Heat Exchangers With Louvered, Wavy, and Plain Fins Under Dry and Wet Conditions." *Journal of Heat Transfer-Transactions of the Asme* **131**(6).
- Parker, R. O. (1959). *The Heat, Mass Transfer Characteristics of an Evaporative Cooler.* PhD Thesis, New York University.
- Pautsch, A. G. and T. A. Shedd (2005). "Spray impingement cooling with single- and multiple-nozzle arrays. Part I: Heat transfer data using FC-72." *International Journal of Heat and Mass Transfer* **48**(15): 3167-3175.
- Pawlowski, M. and B. Siwon (1988). "Heat transfer between gas-liquid spray stream flowing perpendicularly to the row of the cylinders." *Warme Und Stoffubertragung-Thermo and Fluid Dynamics* **22**(1-2): 97-109.
- Pawlowski, M. and B. Siwoń (1982). Heat transfer from a cylinder in a gas-liquid spray flow stream. *7th International Heat Transfer Conference.* Munich, Germany. **5**: 349-353.



Pearlmutter, D., E. Erell and Y. Etzion (2008). "A multi-stage down-draft evaporative cool tower for semi-enclosed spaces: Experiments with a water spraying system." Solar Energy **82**(5): 430-440.

Popli, S., Y. Hwang and R. Radermacher (2013). "Performance Enhancement of Enhanced Herringbone Wavy-Fin Round Tube Inclined Heat Exchangers With and Without Hydrophilic Coating Using Evaporative Spray and Deluge Cooling." (56352): V08BT09A035.

Qi, M., T. T. Yue, M. Hua, X. H. Pan and J. C. Jiang (2016). "Experimental research on water curtain diluting heavy gas dispersion in limited space with no ventilation." Journal of Loss Prevention in the Process Industries **43**: 471-478.

Qureshi, B. A. and S. M. Zubair (2005). "The impact of fouling on performance evaluation of evaporative coolers and condensers." International Journal of Energy Research **29**(14): 1313-1330.

Qureshi, B. A. and S. M. Zubair (2006). "A comprehensive design and rating study of evaporative coolers and condensers. Part I. Performance evaluation." International Journal of Refrigeration **29**(4): 645-658.

Ravikumar, S. V., J. M. Jha, S. S. Mohapatra, A. Sinha, S. K. Pal and S. Chakraborty (2013). "Experimental study of the effect of spray inclination on ultrafast cooling of a hot steel plate." Heat and Mass Transfer **49**(10): 1509-1522.

Rini, D. P. (2000). Pool boiling and spray cooling with FC-72. PhD Thesis, University of Central Florida.

Rini, D. P., R. H. Chen and L. C. Chow (2002). "Bubble behavior and nucleate boiling heat transfer in saturated FC-72 spray cooling." Journal of Heat Transfer-Transactions of the Asme **124**(1): 63-72.

Rioboo, R., M. Marengo and C. Tropea (2002). "Time evolution of liquid drop impact onto solid, dry surfaces." Experiments in Fluids **33**(1): 112-124.

Rioboo, R., C. Tropea and M. Marengo (2001). "Outcomes from a drop impact on solid surfaces." Atomization and Sprays **11**(2): 155-165.

Rosin, P. and E. Rammler (1933). "The Laws Governing the Fineness of Powdered Coal." J. Inst. Fuel **Vol. 7**: pp. 29-36.

Rudland, R. and J. Sunderland (1977). Experimental study of heat transfer from wake region of a spray cooled isothermal cylinder. Mechanical Engineering, Asme-Amer Soc Mechanical Eng 345 E 47th St, New York, NY 10017.

Sadafi, M. H., I. Jahn and K. Hooman (2015). "Cooling performance of solid containing water for spray assisted dry cooling towers." Energy Conversion and Management **91**: 158-167.

Sadafi, M. H., I. Jahn and K. Hooman (2016). "Nozzle arrangement effect on cooling performance of saline water spray cooling." Applied Thermal Engineering **105**: 1061-1066.

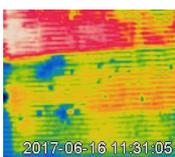
Scherberg, M. G., H. E. Wright and W. C. Elrod (1972). Heat transfer potential of liquid-gas spray flows Proceedings of the International Symposium on Two-Phase Systems. S. Sideman and J. P. Hartnett, Pergamon: 739-752.

Schwake, D. O., A. Alum and M. Abbaszadegan (2015). "Automobile windshield washer fluid: A potential source of transmission for Legionella." Science of the Total Environment **526**: 271-277.

Selvam, R. P., S. Bhaskara, J. C. Balda, F. Barlow, A. Elshabini and Asme (2005). Computer modeling of liquid droplet impact on heat transfer during spray cooling. ASME Summer Heat Transfer Conference San Francisco, California, USA. **2**: 179-188.

Sen, G. N. (1973). Heat Transfer During Air-water Mist Flow Across Annular Finned Tube Banks. PhD Thesis, University of Strathclyde.

- Senda, J., M. Ohnishi, T. Takahashi, H. Fujimoto, A. Utsunomiya and M. Wakatabe (1999). Measurement and Modeling on Wall Wetted Fuel Film Profile and Mixture Preparation in Intake Port of SI Engine. SAE International Conference. Warrendale, Pennsylvania, USA: 18.
- Shin, J. and S. Ha (2002). "The effect of hydrophilicity on condensation over various types of fin-and-tube heat exchangers." International Journal of Refrigeration **25**(6): 688-694.
- Šikalo, Š., M. Marengo, C. Tropea and E. N. Ganić (2002). "Analysis of impact of droplets on horizontal surfaces." Experimental Thermal and Fluid Science **25**(7): 503-510.
- Silk, E. A., E. L. Gollhofer and R. P. Selvam (2008). "Spray cooling heat transfer: Technology overview and assessment of future challenges for micro-gravity application." Energy Conversion and Management **49**(3): 453-468.
- Silk, E. A., J. Kim and K. Kiger (2006). "Spray cooling of enhanced surfaces: Impact of structured surface geometry and spray axis inclination." International Journal of Heat and Mass Transfer **49**(25-26): 4910-4920.
- Simpson, H., G. Beggs and G. Sen (1974). Heat transfer from extended surface tubes to an air/water mist. Symposium on Multiphase Flow System Conference, Glasgow, Scotland, United Kingdom.
- Simpson, H. C., G. C. Beggs and M. I. N. Raouf (1984). Air-water mist flow over extended surface tube banks. First U.K. National Conference on Heat Transfer, Pergamon: 745-760.
- Smakulski, P. and S. Pietrowicz (2016). "A review of the capabilities of high heat flux removal by porous materials, microchannels and spray cooling techniques." Applied Thermal Engineering **104**: 636-646.
- Somasundaram, S. and A. A. Tay (2012). Intermittent Spray cooling - Solution to Optimize Spray Cooling. 14th Electronics Packaging Technology Conference. Singapore: 588-593.
- Sukri, M. F., M. N. Musa, M. Y. Senawi and H. Nasution (2015). "Achieving a better energy-efficient automotive air-conditioning system: a review of potential technologies and strategies for vapor compression refrigeration cycle." Energy Efficiency **8**(6): 1201-1229.
- Tan, S. W. (2001). Computer simulation of a spray cooling system with FC-72. PhD Thesis, College of Engineering and Computer Science.
- Tang, Z. H., M. Y. Xiong and D. B. Lei (2012). The Characteristics Research of Spray Evaporative Condenser. Advanced Research on Engineering Materials, Energy, Management and Control, Pts 1 and 2. H. Zhang and D. Jin. **424-425**: 1032-1036.
- Tate, R. W. (1969). Sprays. Kirk-Othmer Encyclopedia of Chemical Technology. J. W. a. Sons. New York. **Vol. 18**: pp.634-654.
- Tirawat, D., D. Flick, V. Merendet, E. Derens and O. Laguerre (2017). "Combination of fogging and refrigeration for white asparagus preservation on vegetable stalls." Postharvest Biology and Technology **124**: 8-17.
- Tissot, J. (2011). Amélioration des performances énergétiques et environnementales des systèmes frigorifiques au moyen de la brumisation des condenseurs à air. Thèse, Nancy 1.
- Tissot, J., P. Boulet, A. Labergue, G. Castanet, F. Trinquet and L. Fournaison (2012). "Experimental study on air cooling by spray in the upstream flow of a heat exchanger." International Journal of Thermal Sciences **60**: 23-31.
- Tissot, J., P. Boulet, F. Trinquet, L. Fournaison, M. Lejeune and F. Liaudet (2014). "Improved energy performance of a refrigerating machine using water spray upstream of the condenser." International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid **38**: 93-105.
- Tissot, J., P. Boulet, F. Trinquet, L. Fournaison and H. Macchi-Tejeda (2011). "Air cooling by evaporating droplets in the upward flow of a condenser." International Journal of Thermal Sciences **50**(11): 2122-2131.



Tree, D., V. Goldschmidt, R. Garrett and E. Kach (1978). Effect of water sprays on heat transfer of a fin and tube heat exchanger. 6th International Heat Transfer Conference, Toronto, Canada.

Tsay, Y. L., T. F. Lin and W. M. Yan (1990). "Cooling of a falling liquid-film through interfacial heat and mass-transfer." International Journal of Multiphase Flow **16**(5): 853-865.

Vakiloroaya, V., B. Samali, A. Fakhar and K. Pishghadam (2014). "A review of different strategies for HVAC energy saving." Energy Conversion and Management **77**: 738-754.

Vende, P. E., S. O. L. Lacour, F. Trinquet, A. Delahaye and L. Fournaison (in review). "Clogging and overlapping in long-term multi-nozzle water spraying: influence on spraying efficiency and water film formation." International Journal of Thermal Sciences.

Vrachopoulos, M. G., A. E. Filios, G. T. Kotsiovelos and E. D. Kravvaritis (2007). "Incorporated evaporative condenser." Applied Thermal Engineering **27**(5-6): 823-828.

Walczyk, H. (1993). "Enhancement of heat transfer from air-fin coolers with water spray." Chemical Engineering and Processing: Process Intensification **32**(2): 131-138.

Wang, C. C., Y. C. Hsieh and Y. T. Lin (1997). "Performance of plate finned tube heat exchangers under dehumidifying conditions." Journal of Heat Transfer-Transactions of the Asme **119**(1): 109-117.

Wang, T., C. Sheng and A. G. A. Nnanna (2014). "Experimental investigation of air conditioning system using evaporative cooling condenser." Energy and Buildings **81**: 435-443.

Wang, Y. Q., M. H. Liu, D. Liu, K. Xu and Y. L. Chen (2010). "Experimental study on the effects of spray inclination on water spray cooling performance in non-boiling regime." Experimental Thermal and Fluid Science **34**(7): 933-942.

Webb, R. L. (1984). "A Unified Theoretical Treatment for Thermal Analysis of Cooling Tower, Evaporative Condensers and Fluid Coolers." American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Publication KC-84-07 no. 3 (RP-322).

Wen, M.-Y., C.-Y. Ho, K.-J. Jang and C.-H. Yeh (2014). "Experimental study on the evaporative cooling of an air-cooled condenser with humidifying air." Heat and Mass Transfer **50**(2): 225-233.

Xiao, L., T. Wu, S. Feng, X. Du and L. Yang (2017). "Experimental study on heat transfer enhancement of wavy finned flat tubes by water spray cooling." International Journal of Heat and Mass Transfer **110**(Supplement C): 383-392.

Yan, Z., R. Zhao, F. Duan, T. N. Wong, K. C. Toh, K. F. Choo, P. K. Chan and Y. S. Chua (2011). Spray cooling. Two Phase Flow, Phase Change and Numerical Modeling, InTech.

Yang, J., K. T. Chan, X. S. Wu, X. F. Yang and H. Y. Zhang (2012). "Performance enhancement of air-cooled chillers with water mist: Experimental and analytical investigation." Applied Thermal Engineering **40**: 114-120.

Yang, J., L. C. Chow and M. R. Pais (1996). "Nucleate boiling heat transfer in spray cooling." Journal of Heat Transfer-Transactions of the Asme **118**(3): 668-671.

Yang, W. J. and D. W. Clark (1975). "Spray cooling of air-cooled compact heat-exchangers." International Journal of Heat and Mass Transfer **18**(2): 311-317.

Yao, S. C. and K. Y. Cai (1988). "The dynamics and Leidenfrost temperature of drops impacting on a hot surface at small angles." Experimental Thermal and Fluid Science **1**(4): 363-371.

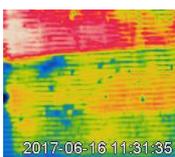
Youbi-Idrissi, M., H. Macchi-Tejeda, L. Fournaison and J. Guilpart (2007). "Numerical model of sprayed air cooled condenser coupled to refrigerating system." Energy Conversion and Management **48**(7): 1943-1951.

Yu, F. W. and K. T. Chan (2011). "Improved energy performance of air-cooled chiller system with mist pre-cooling Mist improvement on air-cooled chillers." Applied Thermal Engineering **31**(4): 537-544.

- Zaleski, S. (2004). Direct numerical simulation of droplet formation and breakup. IUTAM Symposium on Computational Approaches to Multiphase Flow. S. Balachandar and A. Prosperetti. Argonne, Illinois, USA. **81**: 283-292.
- Zhang, F., J. Bock, A. M. Jacobi and H. Wu (2014). "Simultaneous heat and mass transfer to air from a compact heat exchanger with water spray precooling and surface deluge cooling." Applied Thermal Engineering **63**(2): 528-540.
- Zhang, P. and L. Ruan (2013). Theoretical Study of the Effect of Spray Inclination on Spray Cooling for Large-scale Electronic Equipment. 2013 International Conference on Electronic Engineering and Computer Science. G. Lee. **4**: 118-125.
- Zietz, B. P., H. Dunkelberg, J. Ebert and M. Narbe (2006). "Isolation and characterization of Legionella spp. and Pseudomonas spp. from greenhouse misting systems." Journal of Applied Microbiology **100**(6): 1239-1250.

Autres

- Barbusse, S. and L. Gagnepain (2003). La climatisation automobile, impact énergétique et environnemental : Données et Références. Paris, Ademe, Direction de l'Air et des Transports, Département Technologies des Transports.
- Barthel, C., L. Tholen, T. Götz and A. Durand (2013). Halving worldwide electricity demand for residential cold appliances through appropriate policy packages, Stockholm, Europ. Council for an Energy Efficient Economy.
- Coulomb, D., J.-L. Dupont and A. Pichard (2015). Le rôle du froid dans l'économie mondiale, 29e Note d'Information sur les technologies du froid, Institut International du Froid (IIF).
- Darding, G. (2014). "Dossier: fonctionnement de la climatisation." from <https://www.guillaumedarding.fr/dossier-fonctionnement-de-la-climatisation-4415037.html>.
- Dudley, B. and D. Spencer (2017). Statistical Review of World Energy, Beyond Petroleum (BP).
- Duminil, M. (1996). "Air humide." Techniques de l'ingénieur. Génie énergétique **1**(B2230): B2230. 2231-B2230. 2213.
- Farrington, R. B. and J. Rugh (2000). Impact of Vehicle Air-conditioning on Fuel Economy, Tailpipe Emissions, and Electric Vehicle Range, National Renewable Energy Laboratory.
- Gagnepain, L. (2006). La climatisation automobile: Impacts consommation et pollution, ADEME.
- IPCC (2014). Climate Change 2014-Impacts, Adaptation and Vulnerability: Regional Aspects, Cambridge University Press.
- OICA (2015). The world's vehicles production reached 89.5 million in 2014, +3 % compared to 2013.
- Sloley, A. (2013). "Heat exchangers: Is mist a Must ?", from <https://www.chemicalprocessing.com/articles/2013/heat-exchangers-is-mist-a-must/>.
- Sousanis, J. (2011). "World vehicle population tops 1 billion units." Wards Auto **15**.



Résumé

La brumisation du condenseur à air d'une machine frigorifique permet une augmentation des échanges thermiques avec l'évaporation de l'eau dans l'air ou en paroi, ce qui augmente la puissance frigorifique et diminue le travail de compression. Ce phénomène est appliqué dans le cadre automobile afin d'abaisser la consommation supplémentaire de carburant induite par la climatisation lorsque le véhicule est à l'arrêt ou roule à faible vitesse. Un dispositif de brumisation autosuffisant en eau, peu énergivore et peu encombrant a ainsi été implémenté afin d'impacter le condenseur du système de climatisation d'un véhicule. Une étude de dimensionnement a montré que le dispositif ne devait pas consommer plus de 1 kg.h^{-1} récupérés à partir des condensats de l'évaporateur. Les buses étudiées (cône creux et jet plat) ont été choisies en fonction de ce critère. Le condenseur de la machine frigorifique a été isolé dans une maquette expérimentale afin de caractériser et optimiser l'effet de la brumisation. Une méthode d'analyse thermique des surfaces impactées a été développée pour caractériser le phénomène de bouchage étant donné que l'échange thermique se fait à la fois par impact sur la surface de l'échangeur et par l'évaporation du film d'eau. Il a ainsi été montré que, sur le long terme, si la surface frontale de l'échangeur est bouchée à 17 %, cela entraîne 45 % de pertes de charge supplémentaires et 20 à 25 % de transfert thermique en moins. Mais le bouchage peut être bénéfique et stocker de l'énergie thermique lorsque la durée de pulvérisation ne dépasse pas 25 minutes. Enfin, au terme de l'étude, le dispositif de brumisation a été implémenté sur le véhicule et des premiers essais ont montré un réel gain apporté par la brumisation, ce qui est encourageant pour une éventuelle industrialisation du dispositif.

Mots-clefs : Brumisation d'eau, buse(s), basse pression, encombrement, impactation, gain de performance, bouchage, intermittence, échangeur mini-canaux, surface impactée

Abstract

Spraying the air condenser of a refrigerating unit increases the heat exchange thanks to the evaporation of water in the air or on the wall, which increases the cooling capacity and decreases the compression work. This phenomenon is applied to the automotive context in order to lower the additional fuel consumption induced by the air conditioning when the vehicle is stopped or is at low speed. A self-sufficient, low-energy, space-saving spraying device was thus implemented in order to impact the condenser of the air conditioning system of a vehicle. A sizing study showed that the spraying device should not consume more than 1 kg.h^{-1} recovered from the condensates on the evaporator. The studied nozzles (hollow cone and flat fan) were therefore chosen according to this criterion. The condenser of the refrigerating unit was isolated in an experimental device to characterize and optimize the water spraying effect. A thermal analysis method of impacted surfaces has been developed to characterize the clogging phenomenon as the heat is exchanged mainly by the surface impact of the exchanger followed by the water film evaporation. For the long term spraying, 17 % clogging area of the exchanger front surface induces 45 % additional pressure drop and around 25 % degradation in the heat transfer. But clogging can be beneficial and store thermal energy when the spraying time does not exceed 25 minutes. Finally, at the end of the study, the spraying device was implemented on the vehicle and first tests showed a real gain brought by spraying, which is encouraging for a possible industrialization of the device.

Keywords: water spraying, nozzle(s), low pressure, space saving, impaction, performance enhancement ratio, clogging, intermittence, minichannel heat exchanger, impacted surface

PIERRE-EMMANUEL VENDÉ

UNIV. PARIS 6, ED 391 SMAER, 4 place Jussieu 75252 Paris cedex 5
IRSTEA, GPAN, 1 rue Pierre Gilles de Gennes 92761 Antony Cedex