

Amélioration des performances énergétiques et environnementales des systèmes frigorifiques au moyen de la brumisation des condenseurs à air

Julien Tissot

▶ **To cite this version:**

Julien Tissot. Amélioration des performances énergétiques et environnementales des systèmes frigorifiques au moyen de la brumisation des condenseurs à air. Autre [cond-mat.other]. Université Henri Poincaré - Nancy 1, 2011. Français. NNT : 2011NAN10099 . tel-01746240

HAL Id: tel-01746240
https://hal.univ-lorraine.fr/tel-01746240

Submitted on 29 Mar 2018

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

AVERTISSEMENT

Ce document est le fruit d'un long travail approuvé par le jury de soutenance et mis à disposition de l'ensemble de la communauté universitaire élargie.

Il est soumis à la propriété intellectuelle de l'auteur. Ceci implique une obligation de citation et de référencement lors de l'utilisation de ce document.

D'autre part, toute contrefaçon, plagiat, reproduction illicite encourt une poursuite pénale.

Contact : ddoc-theses-contact@univ-lorraine.fr

LIENS

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 122. 4
Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 335.2- L 335.10
http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg_droi.php
http://www.culture.gouv.fr/culture/infos-pratiques/droits/protection.htm

Faculté des Sciences et Techniques

École Doctorale EMMA (Énergétique, Mécanique, MAtériaux) - ED 409

Département de Formation Doctorale : Mécanique Énergétique

THÈSE

présentée et soutenue publiquement le vendredi 07 octobre 2011

présentée pour l'obtention du

Doctorat de l'Université Henri Poincaré – Nancy Université

en Mécanique et Énergétique

par

Julien TISSOT

Amélioration des performances énergétiques et environnementales des systèmes frigorifiques au moyen de la brumisation des condenseurs à air

Composition du jury

Président :	M. Feidt	Professeur, LEMTA Nancy université
Rapporteurs :	L. Tadrist	Professeur, IUSTI, Polytechnique Marseille
	C. Marvillet	Professeur de chaire, CNAM-Paris
Directeurs de thèse :	P. Boulet	Professeur, LEMTA Nancy université
	L. Fournaison	Directeur de recherche, Cemagref GPAN-Antony
Examinateurs :	F. Trinquet	Ingénieur de recherche, Cemagref GPAN-Antony
	N. Doré	Ingénieur ADEME-Nice

Laboratoire d'Énergétique et de mécanique Théorique et Appliquée -UMR 7563
Cemagref - Institut de recherche en sciences et technologies pour l'environnement

Remerciements

Je tiens ici à remercier toutes les personnes qui ont de loin ou de près contribué au bon déroulement de ma thèse.

Tout d'abord je tiens à remercier mes directeurs de thèse, Laurence Fournaison au Cemagref et Pascal Boulet au LEMTA qui ont toujours été là pour me prêter une oreille attentive, me conseiller, m'orienter et bien évidemment me corriger. En effet je ne vous ai pas ménagé en vous sollicitant très souvent et encore plus dans les derniers mois de la thèse. De travailler avec vous durant ces trois années a été très agréable et m'a apporté énormément. Pour tout cela je vous remercie.

Un merci plus particulier à Pascal qui m'a permis plus tôt dans mes études de me réorienter et qui par la suite m'a fait confiance en me permettant de réaliser cette thèse.

Je remercie également Lounès Tadrist, Christophe Marvillet et Nicolas Doré d'avoir accepté de participer à mon jury de thèse et d'avoir examiné mon travail de thèse.

Je remercie aussi l'Ademe pour son soutien financier et les différents partenaires industriels pour leurs contributions et leurs aides dans ce projet.

J'adresse mes remerciements ensuite au Cemagref.

Je remercie tout d'abord Mohammed Youbi-Idrissi de m'avoir permis de réaliser cette thèse. Je remercie ensuite Hélène Macchi-Téjéda et François Trinquet qui ont encadré ma thèse. Merci pour le temps que vous m'avez consacré, pour vos conseils et votre gentillesse.
Je souhaite également témoigner ma reconnaissance à Bouchaid Mabchour, Christophe Jouquin, Françoise Ollivon, Jérôme Gahartian, Joseph Andreu, Romuald Hunlede pour leur aide précieuse notamment pour le montage des pilotes expérimentaux et aussi pour votre bonne humeur.

Je souhaite également remercier tous les collègues qui ont contribué au bon déroulement de ma thèse et surtout à la bonne ambiance souvent autour d'un café. Un grand merci à Denis Leduc, Jean Moureh, Patrick, Pati et Patou (c'est vrai ça fait un peu riri, fifi et loulou), Rado, Mourad. Merci également à Salem pour son soutien et son organisation en Suède. Un grand merci à toutes les personnes du Cemagref et plus particulièrement du bâtiment "H" pour leur accueil, leur disponibilité et leur bonne humeur. Vous avez tous rendu mes séjours parisiens ou devrais-je dire antoniens très agréable.

Merci aux différents stagiaires qui ont participé et contribué avec motivation et bonne humeur à ce projet : Akila, Araksan, Maxime, Rabah. Ce fut très agréable de travailler avec vous.

Enfin, je remercie tout particulièrement Enrique Gonzalez Ramirez avec qui j'ai occupé le bureau durant une grande partie de ma thèse. Toujours là pour partager la pause café ou cigarette, pour m'apprendre les coutumes mexicaines, la langue espagnole ou encore à lancer le Trompo. Je te remercie également pour toute l'aide que tu m'as apportée à chaque fois que j'en avais besoin, pour ta compagnie (avec July que je n'oublie pas) notamment dans les soirées Polyglot, consoles ou cartes.

J'adresse maintenant mes remerciements au LEMTA.

Je remercie Gérard Jeandel, David Lacroix, Gilles Parent, Sébastien Fumeron, Fatmir Asllanaj et Bernard Monod, permanents de l'équipe rayonnement ou j'ai travaillé lors de mes passages à Nancy. Merci pour votre accueil, votre gentillesse et votre disponibilité. J'ai beaucoup apprécié travailler avec vous et encore plus manger les croissants aux nombreuses fêtes, anniversaires, articles ou congrès.

Un grand merci également aux jeunes et anciens doctorants et post-doctorants maintenant jeune maître de conférences : Benjamin, Issiaka, Jonathan, Lionel, Simon, Sullivan, Valentin, Zoubir. On s'est retrouvé pour la plupart dans le même bureau ("le bureau des thésards"). Un lieu d'entraide autant morale que scientifique, il y a toujours quelqu'un pour apporter une solution à un problème ou des encouragements quand c'est nécessaire. Ce fût très motivant de travailler avec vous. Je n'oublierai pas non plus les parties de "Tout le monde veut prendre sa place", les discussions "philosophiques", les plaisanteries et pauses café qui ont rendu ces années très plaisantes. Merci à vous.

Je tiens à remercier Guillaume Castanet et Alexandre Labergue (LEMTA) de m'avoir permis de réaliser des mesures de granulométrie avec le PDA et d'avoir pris le temps de m'expliquer, régler et installer tout le système de mesure.

Enfin je tiens à exprimer ma reconnaissance ainsi que mon affection à ma famille et à mes proches qui m'ont toujours soutenu et cru en moi.

Table des matières

Remerciements ..... **i**

Table des matières ..... **iii**

Introduction générale **1**
1 Contexte général 1
2 Principe de la brumisation 3
3 Etat de l'art sur la brumisation des condenseurs 8
4 Objectifs et moyens mis en œuvre 9
5 Plan de thèse 10

Partie I : Refroidissement de l'air par la brumisation **11**

Introduction de la première partie **13**

Nomenclature **15**

Chapitre 1 - Évaporation d'un spray dans un écoulement d'air **19**
1.1 Modèle Lagrangien 19
1.1.1 Généralités 19
1.1.2 Dynamique de la particule 20
1.1.3 Bilan massique: Modèle d'Abramzon et Sirignano 24
1.1.4 Bilan thermique sur une goutte 26
1.1.5 Autres modèles 30
1.2 Comparaison et validation des modèles 31
1.2.1 Incrémentation du temps pour le suivi des particules 31
1.2.2 Validation du modèle 32
1.2.3 Etude paramétrique 35
1.3 Modèle de dispersion 37
1.3.1 Généralités 37
1.3.2 Modélisation des fluctuations de vitesses du fluide 38
1.3.3 Modélisation des fluctuations de température du fluide 38
1.4 Simulation eulérienne 38
1.4.1 Équations de conservation liées à notre problème 39
1.4.2 Modèle de turbulence 41
1.4.3 Résolution des équations de conservation par la méthode des volumes finis 42
1.5 Couplage du suivi lagrangien à la simulation eulérienne 42

1.5.1 Echanges de quantité de mouvement 42
1.5.2 Echanges d'énergie 43
1.5.3 Couplage sur la turbulence 43
1.5.4 Principe de fonctionnement du code de Calcul MIRABELLES 44
1.6 Étude de sensibilité de la simulation 45
1.7 Parallélisation du code de calcul MIRABELLES 50

Annexe A - Corrélations utilisées pour l'eau et la vapeur d'eau 55
A.1 Propriétés de l'eau liquide 55
A.2 Propriétés de l'eau gazeuse 57
A.3 Coefficient de diffusivité 61

Chapitre 2 - Stratégie de brumisation : sens d'injection et granulométrie du spray 63
2.1 Choix des simulations à réaliser 63
2.1.1 Propriétés de l'air 63
2.1.2 Propriétés du spray 64
2.2 Étude de la brumisation à co-courant 65
2.2.1 Analyse d'une simulation numérique 65
2.2.2 Influence de la taille des gouttes 71
2.3 Étude de la brumisation à contre-courant 74
2.4 Conclusion 76

Partie II : Échanges thermiques air-gouttes/condenseur 77

Introduction de la deuxième partie 79

Nomenclature 81

Chapitre 3 - Modélisation des échanges 85
3.1 Descriptif du système étudié 85
3.1.1 Hypothèses 85
3.1.2 Caractéristique du condenseur 85
3.2 Bilan massique 88
3.2.1 Représentation d'un élément du système 88
3.2.2 Interaction gouttelettes/condenseur 89
3.2.3 Taux de captation et drainage 89
3.2.4 Bilan massique sur l'eau 92
3.3 Bilan de chaleur 92
3.3.1 Transfert de chaleur à travers l'échangeur 92
3.3.2 Influence de la captation 94
3.3.3 Bilan de chaleur 94
3.4 Application du modèle au pilote expérimental 95
3.5 Application du modèle à une machine frigorifique 97
3.5.1 Données d'entrée du problème 97
3.5.2 Modélisation des changements de phases 97
3.5.3 Modélisation des condenseurs multi-nappes 98
3.5.4 Détermination de la température de condensation 98

Annexe B - Corrélations air humide 101
B.1 Enthalpie, température humide et humidité absolue 101
B.2 Humidité relative 101

Annexe C - Taux de captation 103
C.1 Etude numérique 103
C.2 Etude expérimentale 108
C.3 Conclusion 110

Chapitre 4 - Dispositif expérimental 111
4.1 Descriptif expérimental 111
4.1.1 Description générale 111
4.1.2 Échangeur 112
4.1.3 Soufflerie 113
4.1.4 Dispositif de brumisation 114
4.2 Instrumentation et incertitudes 114
4.2.1 Appareils de mesure des débits et incertitude 116
4.2.2 Mesure des températures 118
4.2.3 Mesure d'hygrométrie 123
4.2.4 Récapitulatif des incertitudes de mesure 125
4.3 Incertitude sur les calculs de puissances 125
4.3.1 Puissance échangée côté eau 125
4.3.2 Puissance échangée côté air 126
4.4 Choix de la buse de brumisation 127
4.4.1 Caractérisation des buses 128
4.4.2 Comparaison des buses : Mesure de température de l'air 136
4.5 Influence de la distance et des débits d'eau et d'air sur le refroidissement 141
4.5.1 Influence de la distance 141
4.5.2 Influence du débit d'eau 143
4.5.3 Influence du débit d'air 145
4.6 Validation du code de calcul 145

Annexe D - Influence du débit d'air sur le refroidissement 149
D.1 Débit d'air de 0,15 $m^3.s^{-1}$ 149
D.2 Débit d'air de 0,2 $m^3.s^{-1}$ 151

Chapitre 5 - Résultats expérimentaux obtenus sur le pilote 153
5.1 Présentation de l'étude 153
5.1.1 Conditions expérimentales 153
5.1.2 Mode Opératoire 154
5.2 Etude du cas de référence 155
5.2.1 Evolution des paramètres de consigne 155
5.2.2 Échange thermique au niveau de l'échangeur 157
5.2.3 Influence de l'impact des gouttes sur l'échangeur 158
5.2.4 Influence du débit d'eau brumisée 160
5.3 Étude généralisée à différentes températures d'air 162
5.3.1 Transfert de chaleur sans brumisation 162
5.3.2 Transfert de chaleur avec brumisation 163
5.4 Comparaison numérique/expérimental 167
5.4.1 Comparaison des transferts thermiques sans brumisation 167

5.4.2 Comparaison des transferts thermiques avec brumisation 168

Chapitre 6 - Application à une machine frigorifique 173
6.1 Descriptif du système étudié 173
6.1.1 Descriptif général 173
6.1.2 Machine frigorifique 174
6.1.3 Circuit source froide 175
6.1.4 Circuit puit chaud 176
6.1.5 Récapitulatif des incertitudes de mesure 178
6.1.6 Conditions expérimentales 178
6.1.7 Mode Opératoire 179
6.2 Etude du cas de référence 180
6.2.1 Influence de la brumisation au niveau du condenseur 180
6.2.2 Impact de la brumisation sur l'évaporateur 183
6.2.3 Gain sur la consommation électrique de la machine frigorifique 184
6.2.4 Influence du débit d'eau brumisée 184
6.3 Étude généralisée à différentes températures d'air 188
6.3.1 Caractérisation de la machine frigorifique sans brumisation 188
6.3.2 Influence de la brumisation 190
6.4 Comparaison numérique/expérimental 194
6.4.1 Comparaison sans brumisation 194
6.4.2 Comparaison avec brumisation 197

Conclusion et perspectives 201

Liste des figures 205

Liste des tableaux 211

Références 213

Introduction générale

Cette partie fait à la fois office d'introduction et d'étude bibliographique. Dans un premier temps, le contexte et la problématique de l'étude liée à la brumisation des condenseurs à air sont présentés. Nous détaillons ensuite les propriétés de l'air et les phénomènes physiques impactant l'air et les systèmes frigorifiques à la suite de la brumisation. Une synthèse des travaux scientifiques et des systèmes industriels développés sur ce sujet est ensuite proposée. Une fois les bases et le cadre du problème exposés, nous présentons les objectifs de la thèse et les moyens mis en œuvre pour y parvenir. Enfin pour introduire et illustrer le plan de la thèse, on expose en parallèle une description générale du dispositif expérimental et la composition du document qui en découle.

1 Contexte général

La production et l'utilisation du froid sont en constante croissance depuis plusieurs années. Il s'emploie dans de nombreux domaines et plus particulièrement pour la conservation des aliments (pour empêcher le développement bactérien) et pour contribuer au rafraîchissement d'ambiance. Les enjeux dans ce secteur sont à la fois économiques et sanitaires. Ce secteur représente 15% de la consommation électrique mondiale [Coulomb, 2005]. Les performances des installations frigorifiques sont donc en perpétuelle amélioration afin d'obtenir un meilleur rendement d'une part pour réduire la consommation énergétique et d'autre part pour diminuer l'impact des fluides frigorigènes sur l'environnement.

Le système frigorifique le plus répandu est le système à compression de vapeur car sa conception est simple et peu onéreuse. Une machine frigorifique est composée principalement d'un compresseur, d'un condenseur, d'un détendeur et d'un évaporateur (figure 1).

De nombreuses études sont réalisées afin de trouver des moyens d'améliorer l'efficacité globale des systèmes frigorifiques. Il existe plusieurs axes de recherche dans ce domaine, avec des travaux focalisés sur le rendement des compresseurs, la mise en place de cogénération, l'ajout de cycles secondaires comportant des fluides à changement de phases ou encore l'amélioration des transferts thermiques à l'évaporateur et au condenseur.

Nous avons choisi de nous intéresser au condenseur, car il permet, compte tenu d'une grande liberté en termes de géométrie et de choix de médiums, d'obtenir de grandes économies énergétiques sur l'ensemble d'une machine frigorifique. Ainsi, les travaux effectués dans le cadre de cette thèse se concentrent sur l'amélioration des transferts thermiques au niveau des condenseurs à air.

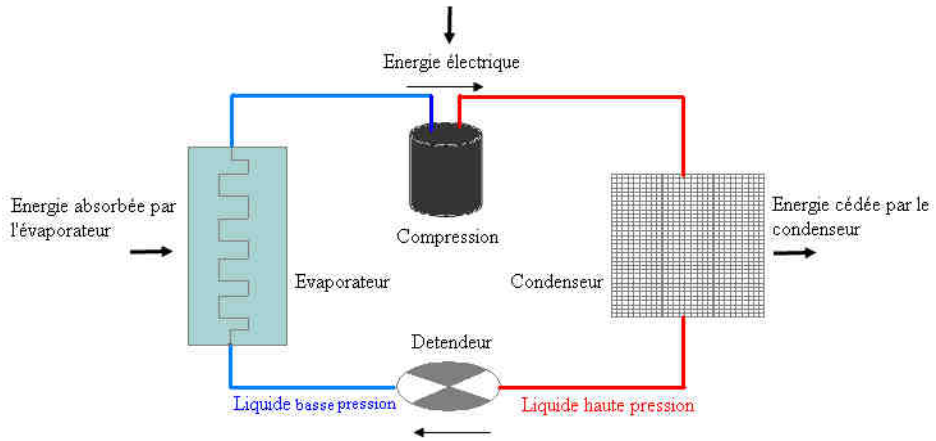


figure 1 - Principe d'une machine frigorifique mono-étagée

Trois types de condenseur sont couramment utilisés:

- Condenseur à air :

Les condenseurs à air sont les plus répandus pour les faibles et moyennes capacités de réfrigération car le medium de refroidissement (l'air) est une ressource naturelle et gratuite. Ils sont dimensionnés à partir des températures moyennes de l'air et leurs performances énergétiques sont gouvernées par la chaleur échangée avec l'air. Comme l'air n'est pas un bon medium de refroidissement, cela engendre une consommation d'énergie et une quantité de fluide frigorigène utilisée importantes. Les performances de ces systèmes, qui dépendent donc fortement des conditions climatiques, diminuent quand la température extérieure augmente, avec une baisse de l'efficacité de réfrigération et une augmentation de la consommation électrique.

- Condenseur à eau :

Les condenseurs refroidis à l'eau sont utilisés dans quelques applications particulières. Ils possèdent un coefficient de transfert thermique global plus élevé et une compacité bien meilleure que les autres types de condenseurs. La température de l'eau et le débit disponible sont les facteurs influant sur les performances des machines qui disposent de ces condenseurs. Or le coût élevé de l'eau et de son traitement obligent à limiter le débit à fournir au condenseur aux dépens des performances de la machine.

- Condenseur évaporatif :

Les condenseurs évaporatifs sont fréquemment rencontrés dans les applications de réfrigération et d'air conditionné de grandes capacités. Ils combinent un spray d'eau tombant sur les tubes de condensation avec un écoulement d'air. Cela permet de diminuer la température de condensation de 8 à 12 K par rapport à la température obtenue dans un condenseur à air. Ainsi, les systèmes équipés de cette technologie ont de plus hautes performances énergétiques et de plus grandes capacités de réfrigération qu'un système à air [Hosoz et Kilicarslan, 2004]. L'énergie économisée peut atteindre 10 à 25%. Cependant ces condenseurs, généralement installés en extérieur, nécessitent une surveillance et une maintenance régulière car la stagnation d'eau dans ces condenseurs peut être favorable au

développement de bactéries comme la légionella et entraîner de sérieuses infections pulmonaires de la population située proche de ces appareils. Suite au nombre grandissant de cas d'infections, le ministère de l'écologie et du développement durable a inscrit depuis 2008, plusieurs actions à mener concernant les tours aéroréfrigérantes visant notamment l'*amélioration de la conception des tours aéroréfrigérantes et les réflexions sur les technologies alternatives*.

Les limites de ces différentes technologies peuvent être résumées comme suit:
- les condenseurs à air ont un médium de réfrigération qui limite les transferts thermiques ;
- les condenseurs à eau ont un coût d'exploitation élevé relatif au coût de l'eau et à son traitement ;
- les condenseurs évaporatifs demandent un entretien fréquent dû aux risques sanitaires et sont de moins en moins acceptés.

Cette synthèse montre aussi l'importance d'évacuer au mieux la chaleur des condenseurs afin d'améliorer l'efficacité des systèmes frigorifiques. Dans ce sens et en accord avec les recommandations ministérielles, la brumisation des condenseurs à air semble une technologie alternative intéressante à développer. Elle représente un compromis entre les tours aéroréfrigérantes et les condenseurs à air qui permettrait entre autre d'approcher l'efficacité énergétique des tours aéroréfrigérantes tout en diminuant le volume des installations à air.

La brumisation d'eau est définie par la production et la dispersion dans l'air de fines gouttelettes d'eau. On appelle le mélange diphasique ainsi obtenu un spray. Ce spray est produit par des buses, également appelées tuyères ou atomiseurs.
L'utilisation de spray est une technologie qui est appliquée avec succès dans différents domaines depuis plusieurs années. Dans la protection contre les incendies et les pollutions chimiques les sprays sont utilisés sous formes de rideaux d'eau respectivement comme écran radiatif et comme barrière contre les composants aériens toxiques et inflammables. Dans l'industrie du métal des jets d'eau sont utilisés pour donner certaines propriétés à l'acier. Dans la réfrigération alimentaire, on utilise des brouillards d'eau pour la conservation de carcasses de viande après abattage [Jones et Robertson, 1988], ou pour limiter les pertes d'eau par évaporation des denrées alimentaires en palette [Hynry et Bennett, 1973] ou dans les étalages de supermarché [Létang et Moureh, 2005]. Enfin depuis quelques années les sprays sont également appliqués aux condenseurs à air de machines frigorifiques afin d'améliorer les transferts thermiques [Nakayama *et al*., 1988], [Dreyer *et al*., 1992].

2 Principe de la brumisation

2.1 Propriété de l'air

La brumisation d'eau dans l'air entraîne des modifications des propriétés de l'air. Les différents états hygrométriques de l’air sont alors définis par un vocabulaire particulier qui sera utilisé tout au long de ce travail. Il convient donc de présenter les principales définitions et caractéristiques:

L'air

Air sec : L’air sec est un mélange de plusieurs gaz sans présence de vapeur d’eau. L’azote et l’oxygène y sont majoritaires et représentent à eux deux plus de 99% de la composition. On trouve ensuite un grand nombre de gaz tels que le dioxyde de carbone, l’hélium, l’argon.

Air humide : L'air humide est un mélange d'air sec et de vapeur d'eau.

Air saturé : L'air saturé correspond à un air humide où la quantité de vapeur d'eau est maximale. Cette quantité est une fonction de la pression et de la température. On l'exprime souvent à l'aide de la pression de vapeur saturante. Au-delà de cette quantité, l'eau apparaît sous forme liquide ou solide. En dessous, l'air est dit insaturé.

Pression de vapeur

Pression partielle de vapeur d'eau : La pression partielle de vapeur d'eau, notée $P_{v,}$ est la pression qu'exerce la vapeur d'eau dans l'air. En effet, la pression à laquelle est soumis l'air correspond à la somme des pressions partielles des gaz qui le composent. La pression partielle de vapeur d'eau est alors proportionnelle à la fraction molaire qu'elle occupe dans l'air humide. On la note :

$$P_v = x_v \, P$$

P est la pression de l'air humide [Pa]
x_v est la fraction molaire de vapeur d'eau dans l'air humide [-]

Pression de vapeur saturante : La pression de vapeur saturante est la pression partielle maximale de vapeur d'eau dans l'air avant qu'il n'y ait apparition d'eau liquide dans l'air. La pression de vapeur saturante, notée P_{sat} dépend de la température et de la pression de l'air humide. Pour déterminer cette pression, on utilise la relation donnée par Wagner *et al.* [Wagner *et al*., 2000] présentée en Annexe A.

Humidité

Humidité absolue : L'humidité absolue appelée également humidité spécifique, correspond à la masse de vapeur d'eau contenue dans un kilogramme d'air sec. Elle s'exprime en $kg.kg^{-1}{}_{A\,S}$.

Humidité relative : L'humidité relative correspond au rapport de la pression partielle de vapeur d'eau dans l'air humide sur la pression de vapeur saturante dans les mêmes conditions de pression et de température. L'humidité relative s'exprime en %.

Température

Température de rosée : La température de rosée T_r correspond à la température thermodynamique T_d de l'air humide, à partir de laquelle, en conservant l'humidité absolue et la pression constante, la vapeur d'eau est à saturation.

Température de bulbe humide : La température de bulbe humide correspond à la température d'équilibre à laquelle s'évapore l'eau dans un air constamment renouvelé aux conditions initiales.

Température de bulbe sec : la température de bulbe sec ou température sèche T_s est la température mesurée par un thermomètre placé dans un air sec ou humide insaturé.

Température de saturation adiabatique : La température de saturation adiabatique T_h est la température de l'air après qu'il ait été porté adiabatiquement à saturation en eau en conservant la pression constante. La chaleur nécessaire pour évaporer l'eau est prélevée à l'air. En supposant négligeables les transferts thermiques liés à la capacité calorifique de l'eau sous

forme liquide et sous forme vapeur par rapport à la chaleur latente d'évaporation de l'eau, la température de saturation adiabatique correspond à la température de bulbe humide. On emploiera par la suite le terme de température humide pour désigner cette température.

Le diagramme psychrométrique est un outil qui récapitule les propriétés de l'air selon la pression. On l'utilisera par la suite pour visualiser les transformations que subit l'air.

2.2 Application aux condenseurs à air

Dans notre application, l'introduction de fines gouttes d'eau dans l'air a pour but de diminuer la température de l'air via l'évaporation de ces gouttes. L'énergie nécessaire à l'évaporation des gouttes est principalement puisée dans l'air, c'est une transformation quasi isenthalpique. En effet, une infime quantité d'énergie utilisée pour l'évaporation provient des gouttes. Le moteur de ce processus est la différence d'humidité absolue entre la surface des gouttes et l'air. L'évaporation est possible tant que l'air n'est pas saturé, au-delà les gouttes d'eau ne peuvent plus s'évaporer. Le diagramme psychrométrique figure 2 illustre bien cette transformation. Pour une température et une humidité initiales de l'air données, on peut déterminer la température et l'humidité que l'air peut atteindre. L'abaissement de température est directement proportionnel à l'humidité de l'air atteinte par évaporation. Le refroidissement de l'air sera donc d'autant plus efficace que la quantité d'eau évaporée est grande. Ainsi, si l'humidité de l'air est élevée ou sa température est faible, alors la quantité d'eau capable de s'évaporer est faible. L'intérêt de la brumisation pour le refroidissement de l'air est alors très limité.

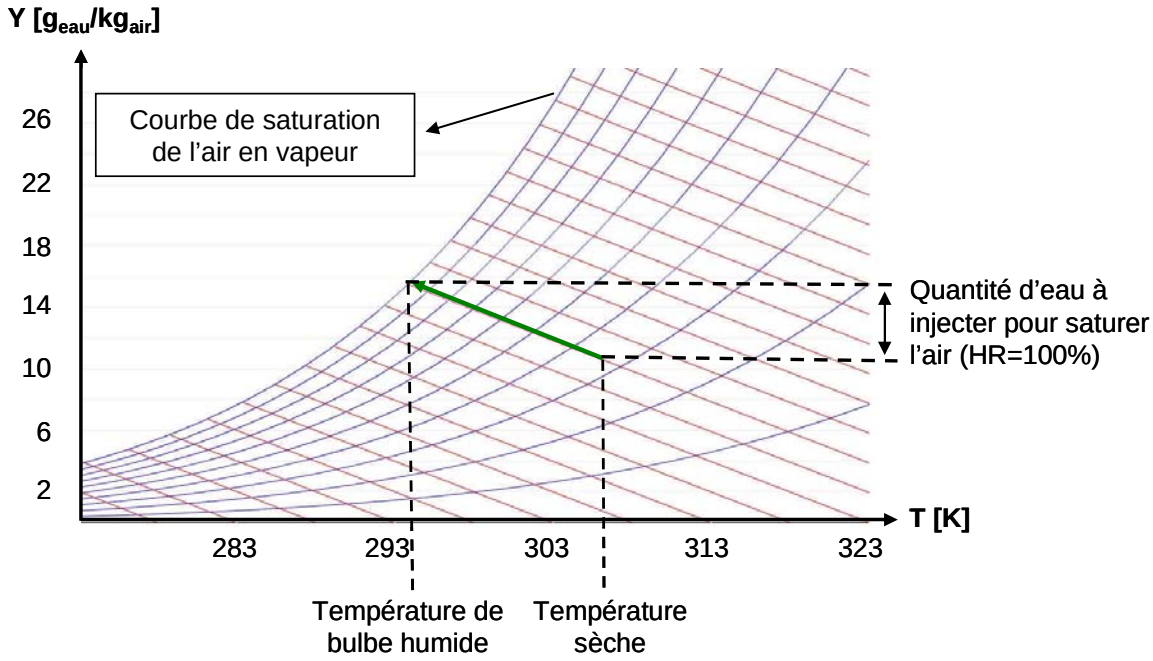


figure 2 - Impact de la brumisation sur les propriétés de l'air

Les propriétés thermodynamiques ainsi que le débit d'air sont les paramètres qui permettent de définir le débit d'eau nécessaire à injecter. Plusieurs technologies peuvent être employées pour produire le spray. Le choix des buses est alors réalisé par rapport au débit d'eau qu'elles fournissent et en fonction de la simplicité de leur mise en place. La taille des gouttes produites par les buses choisies est de l'ordre de quelques dizaines de microns.

D'après le spectre, donné par Jones et al. [Jones et Nolan, 1995], pour les différentes tailles de gouttes (figure 3), le spray que l'on utilise présente des tailles de gouttes intermédiaires entre celles du nuages et de la brume. On utilisera donc dans la suite de la thèse le terme de brumisation. Outre le débit et la taille des gouttes, les caractéristiques principalement utilisées pour les sprays sont les suivantes:

- l'angle de l'empreinte du spray ;
- la vitesse d'éjection des gouttes qui est directement liée au débit et au diamètre de l'orifice des buses ;
- la distribution granulométrique.

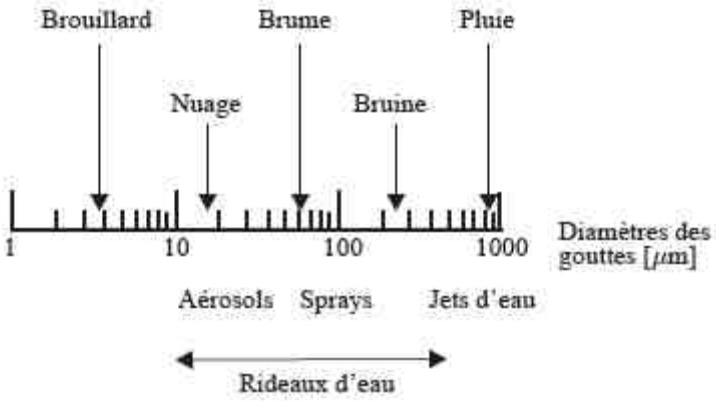


figure 3 - Spectre des différentes tailles de particules selon [Jones et Nolan; 1995]

La figure 4 illustre une application possible sur une machine frigorifique. Des buses de brumisations sont placées en amont du condenseur. Les gouttes d'eau sortant des buses et composant le spray sont transportées par l'air en direction du condenseur. Durant leur transport, elles s'évaporent, humidifiant et refroidissant ainsi l'air. L'air qui entre dans l'échangeur est alors refroidi.

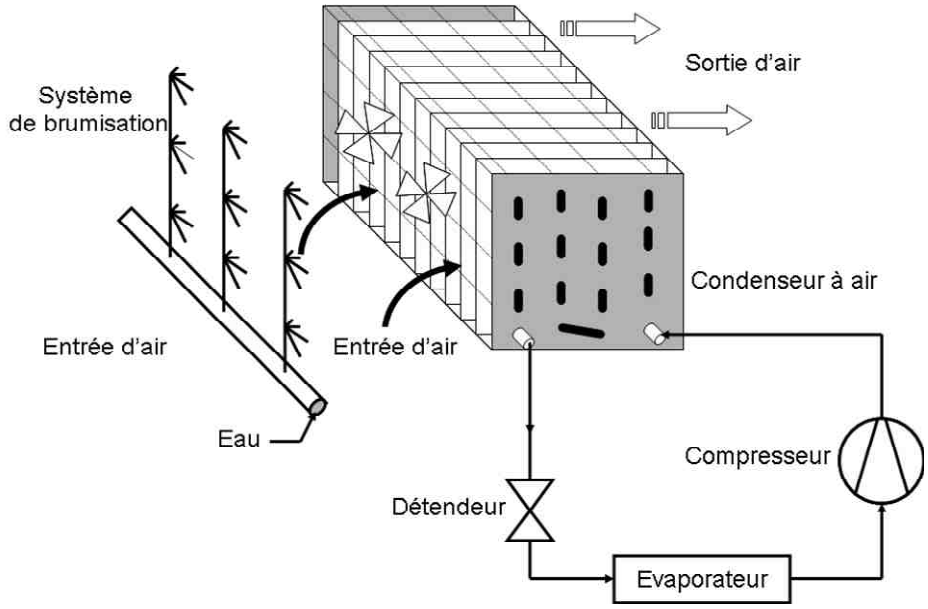


figure 4 - Schéma de principe de la brumisation d'un condenseur à air.
[Youbi-Idrissi *et al*., 2007]

La diminution de la température de l'air permet une augmentation des échanges thermiques entre l'air et le condenseur. La plupart des machines frigorifiques possèdent une régulation au niveau du condenseur qui impose le sous refroidissement par rapport à 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 figure 5. La diminution de la température de condensation, entraîne une baisse de la pression au refoulement du compresseur. La différence de pression entre l'aspiration et le refoulement du compresseur étant plus petite, le travail du compresseur et par conséquent sa consommation électrique s'en trouvent réduits. En plus du gain électrique obtenu, on observe une augmentation de la puissance de réfrigération. Le gain obtenu grâce à la brumisation est donc double. Sur une machine existante, pour une charge en réfrigération constante cela permet de restreindre le temps de fonctionnement de la machine et ainsi de réduire encore sa consommation électrique. Pour une nouvelle installation, cela permet de diminuer les volumes et débits en frigorigène diminuant également la consommation électrique. Le coefficient de performance "COP" que l'on peut exprimer pour une machine frigorifique comme le rapport de l'énergie de réfrigération sur l'énergie consommée par l'ensemble du système est supérieur, grâce à la brumisation.

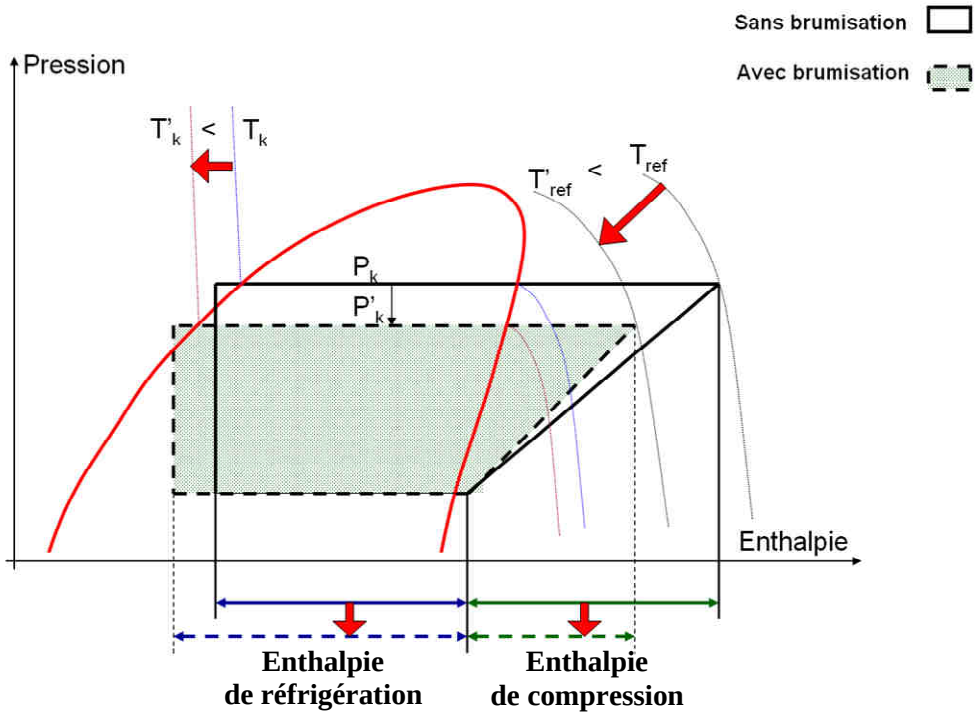


figure 5 - Impact de la brumisation du condenseur à air sur le cycle frigorifique dans un diagramme de Mollier.[Youbi-Idrissi *et al*., 2007]

3 Etat de l'art sur la brumisation des condenseurs

3.1 Travaux de recherche

La brumisation des condenseurs à air est une technique récente. Peu d'études sont disponibles dans la littérature. Les premières ont été réalisées au Cemagref par Youbi-Idrissi et al. [Youbi-Idrissi *et al*., 2007]. Les auteurs ont simulé numériquement l'impact de la quantité d'eau brumisée sur le COP, le travail du compresseur et sur la puissance frigorifique. Les conclusions de ce travail montrent que le COP d'une machine frigorifique augmente avec la quantité d'eau brumisée. Cette augmentation peut atteindre jusqu'à 55% par rapport au COP de la même machine sans brumisation. Pour obtenir ces résultats plusieurs hypothèses importantes sont posées, notamment:

- tant que l'air n'est pas saturé en humidité, l'eau brumisée s'évapore totalement avant d'atteindre le condenseur ;
- lorsque l'air entrant dans l'échangeur est saturé en humidité et chargé en gouttes d'eau, un taux de captation des gouttes sur les parois de l'échangeur et une surface mouillée sont fixés pour déterminer le débit d'eau évaporé dans l'échangeur ;
- les échanges entre l'air et le fluide frigorigène sont calculés comme entre deux fluides circulant à contre-courant.

Ensuite, une étude numérique a été réalisée par Yu et al. [Yu et Chan, 2011] à partir de données d'un système de refroidissement d'eau. Cette étude porte sur l'évolution du COP et de la consommation générale en électricité de l'installation obtenues avec brumisation du condenseur. Les paramètres de l'étude sont principalement les conditions de températures et d'humidité de l'air entrant dans le condenseur et le mode de régulation de l'appareil (régulation par la pression HPC et par la température de condensation CTC). Cette étude montre une augmentation du COP grâce à la brumisation jusque 10% avec une régulation HPC et jusque 61,7% pour une régulation CTC et une réduction de 18% de la consommation électrique annuelle avec la régulation CTC. Numériquement, les hypothèses sur l'évaporation sont les mêmes que dans les travaux de Youbi-Idrissi et al. L'écart entre les prédictions du modèle et les données expérimentales au niveau de la puissance du compresseur est au maximum de 10 %. La quantité d'eau brumisée dans cette étude n'est pas optimisée car des gouttes d'eau impactent puis ruissellent le long du condenseur. Cela pose le problème sur cette installation d'une accélération de l'érosion et d'un risque sanitaire (Traitement filtre particule et traitement UV en amont).

3.2 Applications industrielles

Quelques constructeurs d'échangeurs et installateurs de systèmes de brumisation proposent la brumisation des condenseurs à air. Voici quelques exemples d'installations :

Les sociétés LU-VE Contardo et Afatek commercialisent un condenseur possédant un système de brumisation. Parmi les informations techniques, on peut noter que le système de brumisation de ce condenseur ne fonctionne qu'une centaine d'heures par an correspondant aux jours les plus chauds de l'année.

La société Brumisud propose des systèmes de brumisation à adapter sur des condenseurs. Ces appareils sont utilisés également des jours de canicule lorsque la température est supérieure à 303 K. Pour obtenir des gouttes suffisamment petites afin que l'évaporation soit totale, cette société installe des buses hydrauliques haute pression sur mesure.

4 Objectifs et moyens mis en œuvre

On a vu au travers des documents disponibles dans la littérature l'intérêt de la brumisation en amont des condenseurs et le gain réel sur l'amélioration des transferts de chaleur et plus globalement du COP des machines frigorifiques. Ils laissent apparaître également le rôle de l'eau impactant le condenseur par l'amélioration des échanges thermiques mais aussi par l'accélération de l'érosion des ailettes.

Les différents exemples d'installations déjà commercialisées montrent que la brumisation est actuellement utilisée lors des périodes de canicule pour assurer une puissance de réfrigération suffisante et pour diminuer la consommation électrique. Leur fonctionnement est donc limité à quelques heures dans l'année correspondant à des conditions de température et d'humidité particulières de l'air. On constate également que la quantité d'eau brumisée, régulée par rapport à la température de condensation, ne prend pas en compte les besoins réels en eau, ce qui engendre des pertes d'eau par ruissellement.

L'efficacité de la brumisation étant démontrée dans ces différents cas, l'objectif de cette thèse est de définir la stratégie de brumisation permettant de limiter la consommation en eau tout en préservant l'efficacité du système. Une fois le système de brumisation installé, on cherche à quantifier le gain obtenu d'un point de vue performance énergétique et consommation électrique.

Les travaux sont réalisés en collaboration entre le Cemagref et le LEMTA et soutenus financièrement par l'ADEME. Deux axes de recherche, numérique et expérimentale sont développés en parallèle. Numériquement, deux codes sont utilisés. Le premier, développé au LEMTA, simule l'évaporation du spray dans l'écoulement d'air. Le second, développé au Cemagref, modélise les échanges thermiques entre l'air brumisé et le condenseur. Expérimentalement, un pilote a été conçu au Cemagref pour étudier les différents phénomènes physiques présents lors de la brumisation des condenseurs tout en contrôlant les paramètres liés au médium de refroidissement. Afin de limiter les paramètres de l'étude, le condenseur est remplacé par un échangeur à eau.

Les études réalisées et présentées dans ce document étant organisées autour du pilote expérimental, nous allons en décrire de façon générale la constitution. Cette description permettra à la fois de détailler le plan de la thèse et d'expliquer le cheminement des travaux qui y sont présentés.

Conçu pour étudier l'impact de la brumisation d'eau sur l'air et sur les échanges thermiques avec des condenseurs, les dimensions du pilote ont été volontairement réduites et sa mise en place simplifiée. La figure 6 illustre le pilote et les éléments qui le constituent.

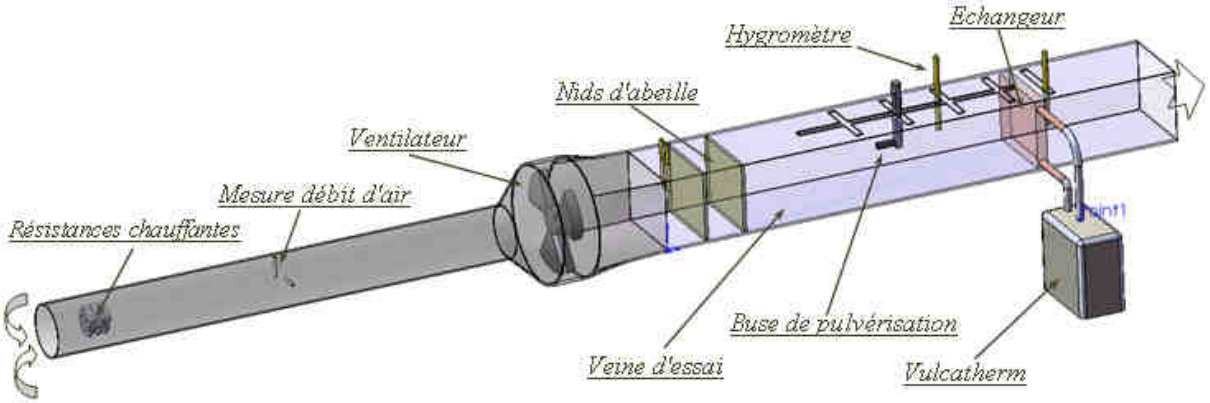


figure 6 - Schéma du pilote

La veine est un tunnel de section rectangulaire 26x38 cm^2 et de longueur 1,7 m. Elle permet de diriger l'écoulement d'air du ventilateur à l'échangeur. On assure ainsi que le débit d'air mesuré en amont du ventilateur est maintenu constant. La température de l'air peut être fixée entre 278 et 313 K et son débit entre 50 $l.s^{-1}$ et 250 $l.s^{-1}$. Le spray est introduit dans l'écoulement d'air par la buse de brumisation située dans la veine. Le refroidissement de l'air par évaporation du spray a lieu entre le point d'injection du spray et l'échangeur. On distingue deux zones dans ce pilote correspondant à des phénomènes physiques qui feront l'objet de deux parties distinctes dans la thèse. La première zone correspond à la veine où l'écoulement d'air est contrôlé et brumisé et la seconde correspond à l'échangeur où ont lieu les échanges entre l'air et le fluide circulant à l'intérieur.

5 Plan de thèse

Le refroidissement de l'air par l'évaporation du spray dans la veine est traité dans la première partie. Cette partie est composée des deux premiers chapitres. On présente dans le premier chapitre le code de calcul développé au LEMTA par Collin [Collin, 2006]. Ce code numérique simule, par un couplage eulérien-lagrangien, l'évaporation du spray dans l'écoulement d'air. Ce code est ensuite utilisé dans le second chapitre pour déterminer la stratégie de brumisation la mieux adaptée afin de refroidir au mieux l'air. L'influence de plusieurs paramètres sur le refroidissement y est présentée.

La seconde partie de la thèse est consacrée à l'étude des transferts thermiques entre l'air et l'échangeur définis dans la seconde zone du pilote. Cette partie est composée des chapitres 3 à 6. On présente dans le chapitre 3 le modèle initialement développé au Cemagref par Youbi-Idrissi [Youbi-Idrissi *et al*., 2007] et adapté à notre étude. Ce code simule les transferts thermiques entre l'air chargé de gouttes d'eau et le fluide circulant dans l'échangeur. Les chapitres 4 et 5 sont consacrés à l'expérimentation. On y trouve une présentation détaillée du pilote de son instrumentation, la détermination de la buse de brumisation ainsi que les résultats de mesure des transferts thermiques entre l'air, chargé ou non en gouttes d'eau, et l'échangeur. Ces résultats sont comparés aux résultats numériques obtenus avec le code numérique précédemment décrit et une évaluation du gain obtenu grâce à la brumisation est réalisée. Le chapitre 6 présente l'application de la brumisation à un système frigorifique existant et le gain énergétique obtenu.

Première partie

Refroidissement de l’air par la brumisation

Introduction de la première partie

Cette première partie est consacrée à l'étude numérique et expérimentale du refroidissement de l'air par la brumisation. En effet ce refroidissement par l'évaporation du spray dans l'air est le facteur prédominant dans l'amélioration des transferts thermiques au niveau des condenseurs. Pour optimiser l'évaporation et la consommation d'eau, des simulations numériques sont utilisées pour définir les choix et stratégies de brumisation à adopter. Cette étude numérique est la base des essais qui sont ensuite réalisés expérimentalement sur le pilote.

Le chapitre 1 décrit le code de calcul MIRABELLES développé par Collin [Collin, 2006]. Ce code modélise des sprays et leur évaporation dans un écoulement d'air. Il est construit à partir du suivi lagrangien des gouttes d'eau issues de la brumisation qui permet de suivre ces particules individuellement et d'enregistrer en chaque position leur taille, leur vitesse et leur température. Ce suivi lagrangien est couplé à la simulation eulérienne de la phase gazeuse qui permet de calculer les propriétés de l'air influencées par le passage et l'évaporation des gouttes d'eau.

Ce code est ensuite utilisé dans le chapitre 2 pour définir la stratégie de brumisation à adopter pour refroidir au maximum l'air. La géométrie utilisée pour effectuer les simulations correspond à celle de la veine située en amont de l'échangeur du pilote expérimental. L'amélioration du refroidissement passe par l'augmentation des échanges thermiques et massiques entre les gouttes et l'air. Ainsi plusieurs paramètres sont étudiés notamment la taille de gouttes et le sens d'injection du spray par rapport à l'écoulement (co-courant et contre-courant) afin d'évaluer l'influence respective de l'augmentation de la surface d'échange entre les gouttes et l'air et de la dispersion spatiale du spray dans l'écoulement d'air.

Nomenclature

Grandeurs

a	Coefficients associés à Φ [-]
b	Terme source [-]
B_M	Coefficient de transfert de masse de Spalding [-]
B_T	Coefficient de transfert thermique de Spalding [-]
$C_{1\varepsilon}$	Constante du modèle k-ε [-]
$C_{2\varepsilon}$	Constante du modèle k-ε [-]
C_{μ}	Constante du modèle k-ε [-]
$C_{\varepsilon 3}$	Constante du modèle k-ε [-]
C_p	Capacité calorifique massique [$J.kg^{-1}.K^{-1}$]
$C_{traînée}$	Coefficient de traînée [-]
d	Diamètre [m]
D	Coefficient de diffusion de la vapeur d'eau dans l'air [$m^2.s^{-1}$]
F	Force [N]
F_M	Facteur correctif pour le transfert de masse [-]
F_T	Facteur correctif pour le transfert thermique [-]
g	Gravité [$m.s^{-2}$]
h	Coefficient de convection [$W.m^{-2}.K^{-1}$]
H	Enthalpie [$J.kg^{-1}$]
$J_{diffusion}$	Densité de flux massique liée à la diffusion [kg de vapeur d'eau.$m^{-2}.s^{-1}$]
k_f	Énergie cinétique turbulente [$m^2.s^{-2}$]
L_v	Chaleur latente d'évaporation [$J.kg^{-1}$]
m	Masse [kg]
$\dot{m}$	Débit [$kg.s^{-1}$]

M	Masse molaire [g.mol^{-1}]
N	Nombre de particules par unité de volume [m^{-3}]
P	Pression [Pa]
P_{sat}	Pression de vapeur saturante [Pa]
Q_{conv}	Puissance échangée par convection [W]
$Q_{évap}$	Puissance échangée liée à l'évaporation [W]
Q_p	Puissance échangée entre la particule et l'air [W]
r	Abscisse radiale [m]
R	Constante des gaz parfait [J.K^{-1}.mol^{-1}]
S	Terme source modélisant la contribution des particules [-]
t	Temps [s]
T	Température [K]
T_h	Température humide [K]
T_r	Température de rosée [K]
T_s	Température de bulbe sec [K]
T_i^*	ième composante de l'échelle intégrale du fluide vu par la particule [s]
T_θ^*	Échelle intégrale temporelle de température du fluide vu par la particule [s]
u	Fluctuation de vitesse de la phase fluide [m.s^{-1}]
U	Vitesse [m.s^{-1}]
V	Vitesse [m.s^{-1}]
Vd	Volume de diffusion atomique [l]
x_v	Fraction molaire ou volumique [m^3 de vapeur d'eau.m^{-3}]
X_p	Position de la particule [m]
Y	Humidité absolue [kg de vapeur d'eau.kg^{-1} d'air sec]

Symboles grecs

α_t	Diffusivité thermique turbulente [m^2.s^{-1}]
Γ	Terme de diffusion [m^2.s^{-1}]
δ_m	Epaisseur du film autour d'une goutte avec soufflage[m]
δ_{mo}	Epaisseur du film autour d'une goutte sans soufflage[m]
Δt	Pas de temps [s]
ε_f	Taux de dissipation visqueuse [m^2.s^{-3}]
θ_f	Fluctuation de température de la phase fluide [K]
Λ	Conductivité thermique [W.m^{-1}.K^{-1}]

μ	Viscosité dynamique [$kg.m^{-1}.s^{-1}$]
ν	Viscosité cinématique [$m^2.s^{-1}$]
ξ	Variable gaussienne [-]
ρ	Masse volumique [$kg.m^{-3}$]
σ_k	Constante du modèle k-ε [-]
τ_p	Temps de relaxation dynamique de la particule [s]
τ_θ	Temps de relaxation thermique de la particule [s]
ϕ	Variable dépendante étudiée [-]
Φ_p	Grandeur calculée dans la cellule entourant P [-]
Φ_i	Grandeurs des i cellules entourant la cellule contenant P [-]
ψ	Variable gaussienne [-]

Indices

∞	Grandeur considérée loin de la particule
*	Grandeur modifiée avec le soufflage
o	Grandeur sans soufflage
air	Grandeur relative à l'air
eff	Grandeur dite « effective »
évap	Grandeur liée à l'évaporation
f	Grandeur relative au fluide
H2O	Grandeur relative à la vapeur d'eau
liq	Grandeur relative au liquide
m	Grandeur relative au mélange
p	Grandeur relative à la particule
r	Grandeur dite « relative »
s	Grandeur relative à la surface de la particule
sat	Grandeur considérée aux conditions de saturation
t	Grandeur relative à la turbulence
v	Grandeur relative à la vapeur

Nombres adimensionnels

Bi	Nombre de Biot	$Bi = h\ d\ /\ \Lambda_{solide}$
Le	Nombre de Lewis	$Le = Sc\ /\ Pr$
Nu	Nombre de Nusselt	$Nu = h\ d\ /\ \Lambda_{liquide}$

Pe	Nombre de Péclet	$Pe = d\,V / \alpha_t$
Pr	Nombre de Prandtl	$Pr = \mu\,C_p / \Lambda$
Re	Nombre de Reynolds	$Re = \rho\,V\,d / \mu$
Sc	Nombre de Schmidt	$Sc = \mu / D\,\rho$
Sh	Nombre de Sherwood	$Sh = h\,L / D$

Opérateurs

$\|\|X\|\|$	Norme de X
$\|X\|$	Valeur absolue de X
$< X >$	Moyenne de X
$\vec{X}$	Vecteur X

Liste des abréviations

CTC	Condensing Temperature Control
COP	Coefficient Of Performance
HPC	Head Pressure Control
HR	Humidité Relative
IAPWS	International Association of the Properties of Water and Steam
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes

Chapitre 1 Évaporation d'un spray dans un écoulement d'air

Un spray est composé d'un ensemble de gouttelettes, qui au contact de l'air dans lequel elles sont injectées peuvent se vaporiser. Le temps d'évaporation d'une goutte d'eau isolée dans un milieu dépend de nombreux facteurs liés au milieu environnant et aux propriétés mêmes de la goutte. Pour modéliser ce type d'évaporation, nous utilisons un modèle d'évaporation développé par Abramzon et Sirignano [Abramzon et Sirignano, 1989] puis repris à de multiples reprises par [Prétrel, 1997], [Miller *et al*., 1998], [Collin, 2006]. Ce modèle a été mis en place par Collin [Collin, 2006] dans le code de calcul MIRABELLES, qui simule des rideaux d'eau servant d'écran à une source rayonnante. Il est associé à un suivi Lagrangien dont les équations nous permettent de définir les caractéristiques d'une particule en terme de vitesse, de taille et de température.

Deux autres modèles d'évaporation ont été utilisés et présentés récemment dans des publications :

- le premier, un modèle utilisé par Guella [Guella *et al*., 2008] dans un travail de modélisation de la chute libre d'une goutte isolée ;
- Le second, un modèle utilisé par Belarbi [Belarbi *et al*., 2006] dans une étude sur l'utilisation des sprays dans les constructions à refroidissement passif.

Ces modèles sont tous associés à un suivi Lagrangien, mais les hypothèses utilisées sont différentes. Une comparaison de ces modèles est présentée à la fin de la section 1.1.

1.1 Modèle Lagrangien

1.1.1 Généralités

Dans un modèle lagrangien, les caractéristiques d'une particule sont régies par des équations générales en terme de trajectoire, vitesse, température et masse. Ces équations sont les suivantes :

L'équation de la trajectoire :

$$\frac{d\vec{X}_p}{dt} = \vec{V}_p \tag{1.1}$$

où : $\vec{V}_p$ est le vecteur vitesse de la particule

$\vec{X}_p$ est le vecteur position de la particule

t est le temps [s]

Le principe fondamental de la dynamique :

$$m_p \frac{d\vec{V}_p}{dt} = \sum \vec{F}_{ext} \tag{1.2}$$

où : $\sum \vec{F}_{ext}$ est la somme des vecteurs forces extérieures s'exerçant sur la particule
m_p est la masse de la particule [kg]

Equation de la chaleur :

$$m_p \, Cp_p \frac{dT_p}{dt} = Q_p \tag{1.3}$$

où : Q_p est la puissance échangée entre la particule et le milieu extérieur [W]
Cp_p est la capacité calorifique de la particule [$J.kg^{-1}.K^{-1}$]
T_p est la température de la particule [K]

Bilan massique :

$$\frac{dm_p}{dt} = -\dot{m}_{évap} \tag{1.4}$$

où : $\dot{m}_{évap}$ est le débit d'eau évaporée [$kg.s^{-1}$]

Ces équations sont générales et demandent des modèles précis, spécifiquement pour la dynamique et les échanges massiques et thermiques entre la particule et le milieu environnant.

1.1.2 Dynamique de la particule

Le principe fondamental de la dynamique décrit à partir de l'équation (1.2) l'évolution de la quantité de mouvement d'un système en fonction des forces extérieures qui lui sont appliquées. Dans le cas le plus général pour une particule circulant dans un milieu, cette somme des forces extérieures correspond à :

$$\sum \vec{F}_{ext} = \vec{F}_{trainée} + \vec{F}_{masse\ ajoutée} + \vec{F}_{gradient\ de\ pression} + \vec{F}_{historique} + \vec{F}_{portance} + \vec{F}_{gravité} + \vec{F}_{Archimède} \tag{1.5}$$

Comme l'a démontré Michaelides [Michaelides, 1977], plusieurs de ces forces sont négligeables dans notre cas. Ainsi, la force historique, la portance, la masse ajoutée et la force liée au gradient de pression peuvent être négligées. Les deux forces prédominantes sont dans notre cas la force de gravité et la force de traînée.

La force de gravité

La force de gravité est dirigée verticalement. On l'exprime par :

$$\vec{F}_{gravité} = \pi \frac{d_p^3}{6} \rho_p \ \vec{g} \tag{1.6}$$

où : ρ_p est la masse volumique de la particule [kg.m^{-3}]

d_p est le diamètre de la particule [m]

$\vec{g}$ est le vecteur gravité

La force d'Archimède

La force d'Archimède est également dirigée verticalement et opposée à la force de gravité. Elle est proportionnelle au volume de fluide déplacé par la particule. On l'exprime par :

$$\vec{F}_{Aarchimède} = \pi \frac{d_p^3}{6} \rho_f \ \vec{g} \tag{1.7}$$

où : ρ_f est la masse volumique du fluide porteur [kg.m^{-3}]

La force de traînée

La force de traînée est une force de résistance s'opposant au mouvement de la particule dans le fluide. Son expression est la suivante :

$$\vec{F}_{trainée} = C_{trainée} \ \rho_f \ \frac{\pi \, d_p^2}{8} V_r^2 \ \frac{\vec{V}_r}{\left\| \vec{V}_r \right\|} \tag{1.8}$$

où : $C_{trainée}$ est le coefficient de traînée [-]

$\vec{V}_r$ représente la vitesse relative de la particule par rapport au fluide

Cette force étant liée essentiellement à la viscosité du fluide et à l'inertie de la particule, on retrouve donc un nombre de Reynolds particulaire, noté Re_p, dans le coefficient de traînée:

$$\mathrm{Re}_p = \frac{\rho_f \ d_p \left\| \vec{U}_f - \vec{V}_p \right\|}{\mu_f} \tag{1.9}$$

où : μ_f est la viscosité dynamique du fluide [kg.m^{-1}.s^{-1}]

$\vec{U}_f$ représente la vitesse instantanée de la phase fluide

La différence de vitesse dans l'expression du nombre de Reynolds particulaire correspond à une vitesse relative du milieu environnant par rapport à la particule, dont l'expression est la suivante :

$$\vec{V}_r = \vec{U}_f - \vec{V}_p \tag{1.10}$$

Il existe plusieurs corrélations plus ou moins raffinées, pour une gamme de Reynolds particulaire donnée, pour exprimer le coefficient de traînée. Deux possibilités sont cependant à examiner compte tenu de notre application :

- le coefficient de traînée pour des particules sphériques non déformables
- le coefficient de traînée avec évaporation

Coefficient de traînée pour des particules sphériques non déformables :

-Loi de traînée établie par Stokes (1851) :

$$C_{trainée} = \frac{24}{\mathrm{Re}_p} \qquad \text{Si } \mathrm{Re_p} \to 0 \tag{1.11}$$

-Loi de Schiller et Naumann [Schiller et Naumann, 1935] :

$$C_{trainée} = \frac{24}{\mathrm{Re}_p}\left(1 + 0{,}15\,\mathrm{Re}_p^{0{,}687}\right) \qquad \text{Si } \mathrm{Re_p} < 700 \tag{1.12}$$

-Loi de Morsi et Alexander [Morsi et Alexander, 1972] :

$$C_{trainée} = \frac{k1}{\mathrm{Re}_p} + \frac{k2}{\mathrm{Re}_p^2} + k3 \qquad \text{Si } \mathrm{Re_p} < 50.10^3 \tag{1.13}$$

Les coefficients k1, k2 et k3 sont fixés pour des gammes de Reynolds particulaire données.

Coefficient de traînée avec évaporation :

La modification du coefficient de traînée liée à l'évaporation de la goutte est causée par l'augmentation de la couche de vapeur autour de la particule [Renksizbulut et Yuen, 1983].

Renksizbulut *et al*. proposent un coefficient dépendant du nombre de Spalding de transfert thermique B_T :

$$C_{trainée} = \frac{24}{\mathrm{Re}_p}\left(1 + 0{,}2\ \mathrm{Re}_p^{0{,}63}\right)\left(1 + B_T\right)^{-0{,}2} \tag{1.14}$$

Une corrélation issue des travaux de Faeth [Faeth, 1977] fait cependant référence. Elle est utilisée dans de nombreux codes de vaporisation de gouttes [Abramzon et Sirignano, 1989], [Berlemont *et al*., 1995]. On l'exprime par :

$$C_{trainée} = \frac{24}{\mathrm{Re}_p}\left(1+\frac{\mathrm{Re}_p^{2/3}}{6}\right) \tag{1.15}$$

Saboni et al. [Saboni *et al*., 2004] ont proposé une corrélation dépendant du coefficient k, rapport des viscosités dynamiques du liquide composant la particule et du milieu environnant et valable pour $Re_p<400$ et $d_p<10^{-3}$ m :

$$C_{trainée} = \frac{\left(k\left(\frac{24}{\mathrm{Re}_p}+\frac{4}{\mathrm{Re}_p^{0,36}}\right)+\frac{15}{\mathrm{Re}_p^{0,82}}-0{,}02\frac{k\ \mathrm{Re}_p^{0,5}}{1+k}\right)\mathrm{Re}_p^2+40\frac{3k+2}{\mathrm{Re}_p}+15k+10}{(1+k)\left(5+0{,}95\ \mathrm{Re}_p^2\right)} \tag{1.16}$$

La figure 1.1 présente une comparaison des corrélations de Morsi Alexander, de Faeth et de Saboni.

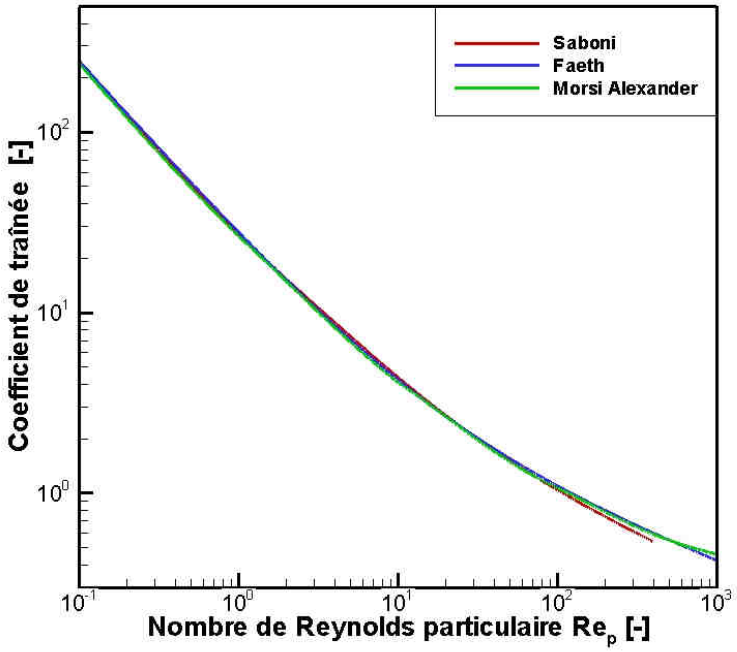


figure 1.1 - Evolution du coefficient de traînée en fonction du nombre de Reynolds

Les expressions de Morsi et Alexander, de Faeth et de Saboni donnent des résultats trés proches sur la gamme de Reynolds étudiée. L'écart de coefficient de traînée obtenu pour les différentes expressions est inférieur à 10^{-1} soit un écart relatif inférieur à 5 % pour des Reynolds inférieurs à 10^2. A noter que dans notre cas, les gouttes ont un très petit diamètre qui induit généralement des valeurs de $Re_p<10^2$. Dans ces conditions, le choix de la corrélation pour notre modèle n'a donc pas d'influence visible sur la trajectoire d'une goutte.

La relation proposée par Faeth étant la plus simple à mettre en œuvre, nous l'utiliserons pour déterminer la force de traînée.

1.1.3 Bilan massique: Modèle d'Abramzon et Sirignano

Concept de mélange autour d'une goutte

Le bilan massique dépend du débit d'évaporation de l'eau dans l'air. L'évaporation d'un liquide dans l'air est engendrée par le gradient d'humidité entre la surface du liquide (Y_s) et l'air environnant (Y_f). Cette évaporation a pour conséquence la création, autour de la goutte, d'un film composé d'un mélange de vapeur d'eau et d'air.

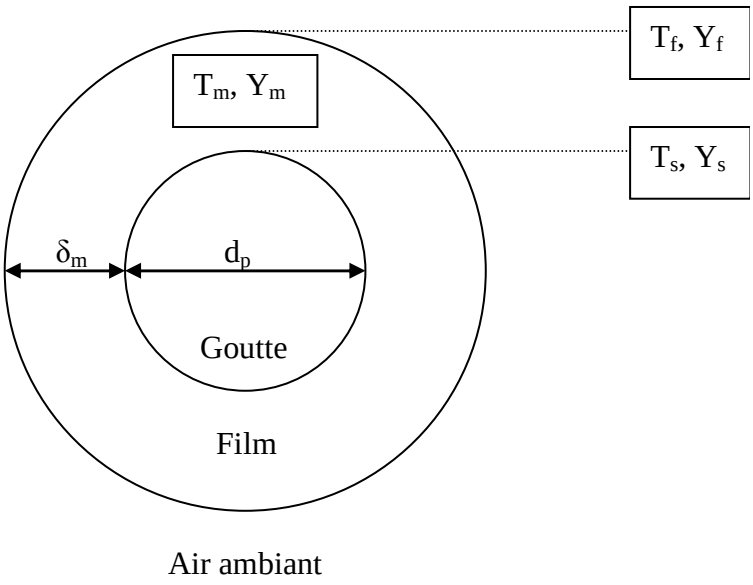


figure 1.2 - Phénomène d'évaporation autour d'une goutte

Les caractéristiques de ce film sont complexes à obtenir. Pour caractériser ce mélange gazeux Hubbard [Hubbard *et al*., 1975] propose d'utiliser le concept de mélange pour définir l'humidité Y_m et la température T_m au sein de ce film. Ces deux grandeurs sont obtenues par :

$$T_m = T_s + \frac{1}{3}\left(T_f - T_s\right) \tag{1.17}$$

$$Y_m = Y_s + \frac{1}{3}\left(Y_f - Y_s\right) \tag{1.18}$$

Modèle d'évaporation

Pour définir l'évaporation d'une goutte, le modèle choisi est le modèle de diffusion avec soufflage que l'on retrouve dans les travaux de Sirignano [Sirignano, 1999]. Ce modèle comparé à un modèle de diffusion sans soufflage (diffusion de Fick pure), par la prise en compte du flux de Stephan dans le bilan massique, augmente le flux d'évaporation et

l'échange thermique par convection. Nous obtenons ce modèle d'évaporation à partir de l'équation générale de transport de l'humidité absolue Y autour de la goutte.

$$\frac{d\rho Y}{dt} + div\left(\rho \vec{V} Y\right) = -div\left(\vec{J}_{diffusion}\right) \tag{1.19}$$

En résolvant analytiquement cette équation dans le cas d'une goutte sphérique [Collin, 2006], nous obtenons le débit d'évaporation $\dot{m}_{évap}$ suivant :

$$\dot{m}_{évap} = 4\,\pi\,\rho_m\,D\,r_p\left(\frac{r_\infty}{r_\infty - r_p}\right)\ln\left(1+\frac{Y_{sat}-Y_f}{1-Y_{sat}}\right) \tag{1.20}$$

Avec D le coefficient de diffusion moléculaire de la vapeur d'eau dans l'air et $r_\infty = r_p + \delta_m$ le rayon du film. On suppose également dans cette équation que l'humidité à la surface de la goutte est à saturation, $Y_s=Y_{sat}$.

L'expression du débit d'évaporation laisse apparaître deux termes adimensionnels. Le premier est le nombre de transfert massique de Spalding défini par : $B_M = \frac{Y_{sat}-Y_f}{1-Y_{sat}}$. Le second est le nombre de Sherwood modifié : $Sh^* = \left(\frac{2\,r_\infty}{r_\infty - r_p}\right) = \frac{d_p}{\delta_m} + 2$

L'épaisseur du film avec flux de Stefan δ_m étant inconnue, le nombre de Sherwood modifié est défini à partir d'un facteur correctif noté F_M et défini par :

$$F_M = \frac{\delta_m}{\delta_{mo}} = \frac{Sh_o - 2}{Sh^* - 2} \tag{1.21}$$

Où δ_{mo} est l'épaisseur du film sans flux de Stefan et Sh_o est le nombre de Sherwood sans soufflage, défini par :

$$Sh_o = 1 + \left(1 + \mathrm{Re}_p\,Sc\right)^{1/3} g\left(\mathrm{Re}_p\right) \quad \text{avec} \quad g\left(\mathrm{Re}_p\right) = \max\left(1, \mathrm{Re}_p^{0,077}\right) \tag{1.22}$$

Sc est le nombre de Schmidt défini par $Sc = \frac{\mu_m}{D\,\rho_m}$

Le facteur correctif F_M est quant à lui défini par la fonction suivante :

$$F_M = \left(1 + B_M\right)^{0,7}\frac{\ln\left(1+B_M\right)}{B_M} \tag{1.23}$$

Le débit d'évaporation devient alors :

$$\dot{m}_{évap} = \pi\,\rho_m\,D\,d_p\,Sh^*\ln\left(1+B_M\right) \tag{1.24}$$

1.1.4 Bilan thermique sur une goutte

Nous avons présenté au paragraphe précédent un modèle d'évaporation d'une goutte dans un fluide environnant. Nous avons vu que le moteur de cette évaporation était le gradient d'humidité entre la surface de la goutte et l'air environnant. Ce paragraphe présente donc les échanges et le bilan thermique qui accompagnent cette évaporation.

Les principaux phénomènes thermiques présents lors de l'évaporation d'une goutte sont :

- la convection avec l'air
- l'évaporation de la goutte
- le rayonnement incident sur la goutte
- la conduction dans la goutte

Simplification du problème

Deux modes de transfert semblent négligeables comparés à l'échange thermique global autour de la goutte.

Le premier est le rayonnement incident. Dans notre cas, l'air autour de la goutte peut être considéré comme transparent et la température de condensation dans le condenseur est telle que l'on peut considérer qu'il n'y a aucune source importante de rayonnement autour de la goutte, ce mode de transfert thermique peut donc être négligé.

Le second est la conduction à l'intérieur de la goutte. Il existe différents modèles de conduction :

- conduction infinie
- conduction limitée
- conduction effective

Modèle de conduction infinie

Le modèle de conduction infinie suppose que la température à l'intérieur de la goutte est homogène :

$$T_p(r,t) = Ts \tag{1.25}$$

Modèle de conduction limitée

Le modèle de conduction limitée s'appuie sur l'hypothèse que le transfert de chaleur dans la goutte est uniquement conductif avec une valeur de conductivité finie. L'obtention de la température se fait alors par résolution de l'équation suivante :

$$\rho_p \, Cp_p \frac{\partial T_p(r,t)}{\partial t} = \Lambda_p \left(\frac{\partial^2 T_p(r,t)}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial T_p(r,t)}{\partial r} \right) \tag{1.26}$$

Ce genre de modèle est associé à des conditions aux limites, traduisant en particulier l'échange en surface.

Modèle de conduction effective

Le modèle de conduction effective considère la présence de mouvements convectifs à l'intérieur de la goutte. Abramzon et Sirignano [Abramzon et Sirignano, 1989], montrent en effet que les frottements subis par la particule engendrent des mouvements convectifs dans la goutte. Pour prendre en compte cet effet, un coefficient multiplicateur est appliqué au coefficient de conductivité thermique :

$$\Lambda_{eff} = \Lambda_p \left(1{,}86 + 0{,}86 \tanh\left[2{,}245 \ln\left(\frac{Pe_p}{30} \right) \right] \right) \tag{1.27}$$

où : Pe_p est le nombre de Péclet de la particule.

Ces deux derniers modèles nécessitent un maillage radial de la goutte et une résolution numérique du transfert thermique interne à la goutte.

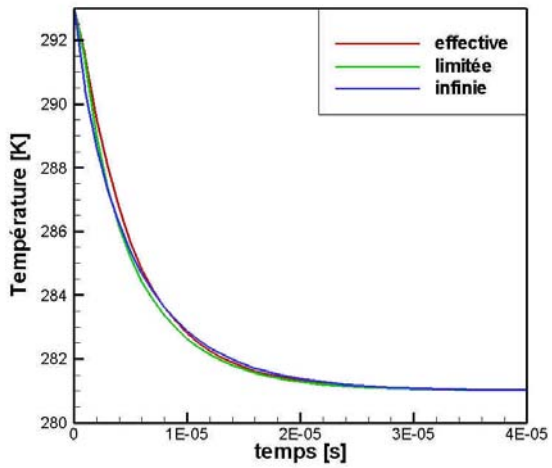
Le travail de Fan et Zhu [Fan et Zhu, 1998] conclut que la température au sein d'une particule soumise à un flux constant de chaleur peut-être considérée comme uniforme si :

$$Bi = \frac{h\, d_p}{2\, \Lambda_p} < 0{,}1 \tag{1.28}$$

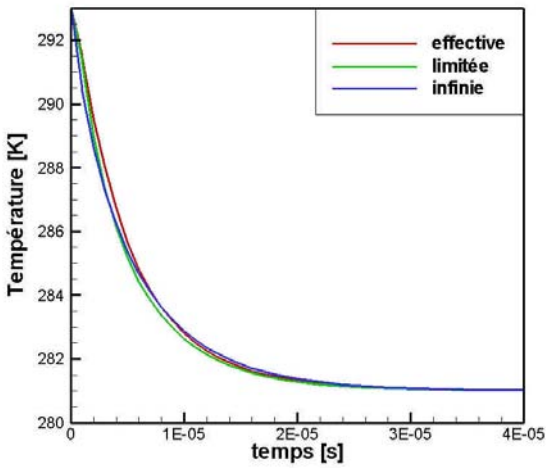
Nous verrons plus loin que c'est bien notre cas.

De même, Collin [Collin, 2006] a montré pour différents cas, en termes de température d'air et de diamètre de goutte, que la conduction pouvait être prise infinie à l'intérieur de la goutte (modèle le plus avantageux d'un point de vue du temps de calcul). Or les diamètres utilisés pour cette démonstration étaient de l'ordre de 10^{-4} à 10^{-3} m soit 10 à 100 fois plus grands que les diamètres rencontrés avec la brumisation. Pour vérifier que cette hypothèse est valable dans nos conditions, nous allons comparer les résultats de chaque modèle pour les différents cas suivants (résultats obtenus après programmation d'une goutte avec les différents modèles, dans une situation donnée) :

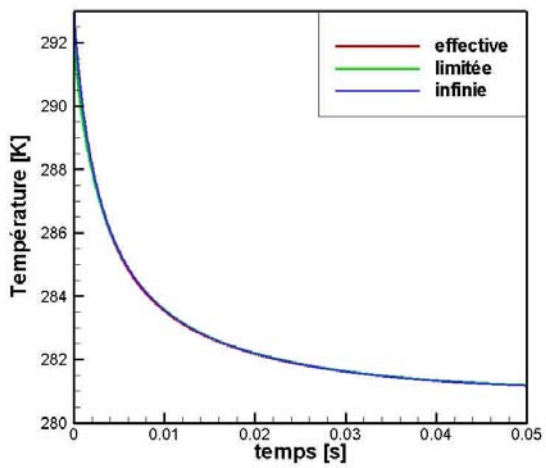
- deux tailles de gouttes (1 et 50 microns)
- deux humidités relatives (10 et 90%)



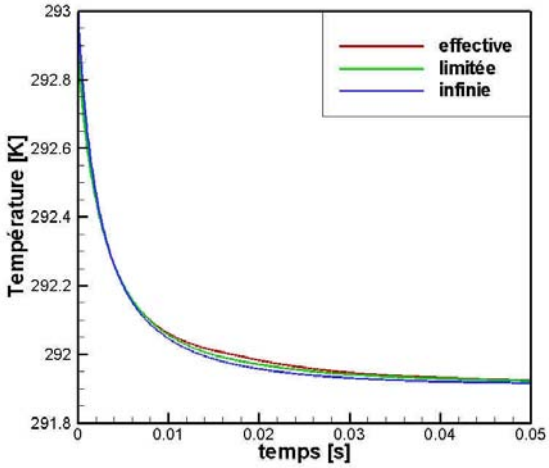
(a) dp=1 µm et HR= 10%



(b) dp=1 µm et HR= 90%

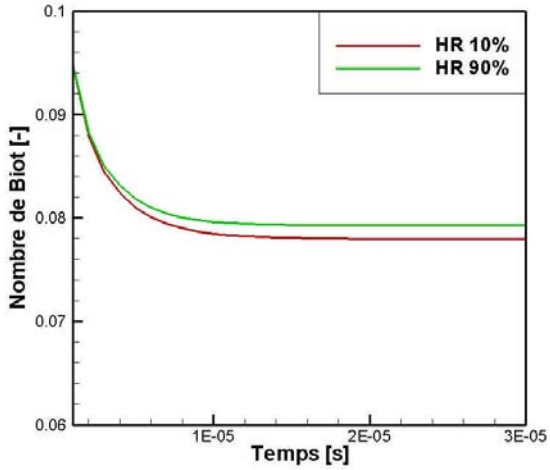


(c) dp=50 µm et HR= 10%

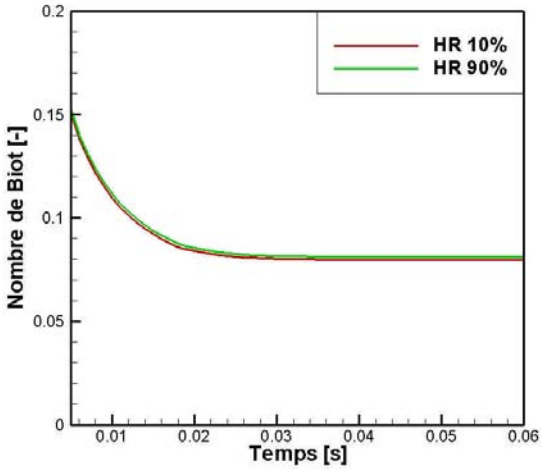


(d) dp=50 µm et HR= 90%

figure 1.3 - Influence du choix du modèle de conduction sur l'évolution de la température de la goutte en évaporation (conditions à t = 0, T_f =293 K, T_p =293 K, V_{fx} = 2 m.s^{-1}, V_{px} =50 m.s^{-1})



(a) dp=1 µm



(b) dp=50 µm

figure 1.4 - Évolution du nombre de Biot lors de l'évaporation d'une goutte (conditions à t = 0 : T_f=293 K, T_p=293 K, V_{fx}= 2 m/s, V_{px}=50 m/s)

La figure 1.3 et la figure 1.4 présentent l'influence du modèle de conduction sur la température de goutte et sur le nombre Biot que l'on suit dans un écoulement d'air humide donné. Les résultats figure 1.3 montrent que les températures calculées sont semblables pour les différents modèles. Cette tendance est confirmée par le nombre de Biot (figure 1.4) qui atteint très rapidement une valeur constante inférieure à 0,1. Ceci vérifie ainsi l'hypothèse de Fan et Zhu, indiquant que pour un nombre de Biot < 0,1, la conductivité au sein de la goutte pouvait être prise infinie. La constante obtenue pour le nombre de Biot s'explique par le développement suivant :

$$Bi = \frac{h\, d_p}{2\, \Lambda_p} = \frac{\Lambda_m\, Nu^*}{d_p} \frac{d_p}{\Lambda_p} = \frac{\Lambda_m}{\Lambda_p} Nu^* \qquad \text{Or si } d_p \to 0 \text{ alors } Nu^* \to 2 \tag{1.29}$$

où : Λ_m est la conductivité thermique du mélange air vapeur d'eau

Le rapport des conductivités étant quasi constant au cours d'une simulation, le nombre de Biot tendra alors toujours vers une valeur asymptotique correspondant à deux fois le rapport des conductivités. L'écart de valeur du nombre de Biot entre les simulations effectuées à 10 % et 90 % d'humidité relative s'explique par la variation de la conductivité du mélange correspondant à la variation de la quantité de vapeur d'eau dans le film.

Compte tenu des résultats observés, nous utiliserons le modèle de conduction infinie pour la détermination de la température dans la goutte.

Equation de la chaleur

A partir des simplifications faites précédemment et d'une équation de transport similaire au calcul du débit d'évaporation, appliqué au transfert de chaleur, nous obtenons [Collin, 2006] :

$$\dot{m}_{évap} = \pi\, d_p\, Nu^* \frac{\Lambda_m}{Cp_m} \ln(1 + B_T) \tag{1.30}$$

où : Cp_m est la capacité calorifique du mélange air vapeur d'eau

B_T est le nombre de transfert thermique de Spalding

Nu^* est le nombre de Nusselt modifié défini par :

$$Nu^* = 2 + \frac{Nu_o - 2}{F_T} \quad \text{avec} \quad F_T = (1 + B_T)^{0,7} \frac{\ln(1 + B_T)}{B_T} \tag{1.31}$$

$$\text{et } Nu_o = 1 + (1 + \mathrm{Re}_p\, \mathrm{Pr}_m)^{1/3} g(\mathrm{Re}_p) \quad \text{avec} \quad g(\mathrm{Re}_p) = \max(1, \mathrm{Re}_p^{0.077}) \tag{1.32}$$

où : Pr_m est le nombre de Prandtl du mélange défini par : $\mathrm{Pr}_m = \frac{\mu_m\, Cp_m}{\Lambda_m}$

L'analogie entre les deux expressions du débit d'évaporation permet d'établir une relation entre le nombre de Spalding de transfert thermique et celui de transfert de masse :

$$(1 + B_T) = (1 + B_M)^{\frac{Sh^*}{Nu^*} \frac{1}{Le_m}} \tag{1.33}$$

où : Le_m est le nombre de Lewis du mélange défini par : $Le_m = \frac{\Lambda_m}{Cp_m \rho_m\, D}$

La détermination de B_T nécessite la connaissance de Nu*. Il est donc nécessaire d'effectuer ce calcul de façon itérative :

1) Avec une estimation de B_T et le calcul de Nu_o, on détermine Nu*.
2) Avec la relation des nombres de Spalding, on détermine B_T.
3) Ce nouveau résultat est comparé à la valeur initiale de B_T.
4) On continue jusqu'à convergence de B_T.

Il est alors possible de déterminer la puissance échangée :

$$Q_P = \dot{m}_{évap}\left(\frac{Cp_v\left(T_f - T_s\right)}{B_T} - L_v\right) \tag{1.34}$$

1.1.5 Autres modèles

Modèle de Guella

Le modèle repris par Guella [Guella *et al*., 2008] est également associé à un modèle Lagrangien pour caractériser l'état des particules. Les hypothèses faites sur les forces extérieures sont les mêmes sauf pour l'expression du coefficient de traînée. Le coefficient de traînée de Saboni et al. [Saboni *et al*., 2004] a été choisi pour ce modèle, mais comme on l'a vu précédemment, ces différents coefficients donnent des valeurs très proches.
Il y a cependant deux grandes différences entre le modèle de Sirignano et le modèle de Guella concernant le concept de film autour de la goutte et le flux de Stephan.

Modèle d'évaporation

Aucune propriété de mélange n'est considérée dans ce modèle et le flux de Stephan n'est pas pris en compte. Cela revient donc à un cas de diffusion pure. La résolution de l'équation de transport de l'humidité nous donne l'expression du débit d'évaporation suivant :

$$\dot{m}_{évap} = \pi\, d_p\, Sh_o\, D\, \rho_f \left(Y_{sat} - Y_f\right) \tag{1.35}$$

Echanges thermiques entre la goutte, le milieu environnant et la partie évaporée

Le bilan énergétique est toujours le même :

$$m_p\, Cp_p \frac{dT_p}{dt} = Q_P \tag{1.36}$$

où Q_p correspond au flux de chaleur total entre la goutte et l'extérieur.

Le flux de chaleur $Q_{évap}$ dû à l'évaporation est défini par:

$$Q_{évap} = -\dot{m}_{évap}\, Lv \tag{1.37}$$

Le flux de chaleur Q_{conv} dû à la convection est exprimé par :

$$Q_{conv} = \pi\, d_p\; Nu_o\; \Lambda_m \left(T_f - T_p\right) \tag{1.38}$$

Le flux total devient donc :

$$Q_p = \pi\, d_p\; Nu_o\; \Lambda_m \left(T_f - T_p\right) - Lv\, \dot{m}_{évap} \tag{1.39}$$

Modèle de Belarbi

Ce modèle a été développé pour modéliser un ensemble de gouttes par une méthode cellulaire. Il utilise donc un concept de film autour de la goutte. Ce film est cependant différent de celui présenté dans le modèle de Sirignano. En effet, il correspond plutôt à une zone d'influence de la goutte dans l'air. De plus ses caractéristiques ne sont pas celles d'un mélange air vapeur.

La mise en place de ce modèle reprend les mêmes hypothèses que celles utilisées par Guella. On retrouve donc la même expression finale de flux thermique. Concernant le modèle d'évaporation, la résolution de la conservation de l'humidité est faite par une approche basée sur la séparation des variables. L'expression du débit d'évaporation résultante est la suivante :

$$\dot{m}_{évap} = \pi\, d_p\; Sh_o\; D\, \rho_f \left(Y_{sat} - Y_f\right) \exp\left(\frac{-3\, r_p\; D\, \Delta t}{\delta_m^{\,3}}\right) \tag{1.40}$$

Dans le cadre d'une goutte isolée dans un milieu infini, le film autour de la particule tend vers l'infini. Il en découle que le terme en exponentielle tend vers 1. On retombe donc sur la même expression de débit d'évaporation que celle utilisée par Guella.

1.2 Comparaison et validation des modèles

1.2.1 Incrémentation du temps pour le suivi des particules

La comparaison des résultats nécessite de déterminer un pas d'intégration temporel. Ce paramètre est primordial, car si le temps d'incrémentation est trop grand, la trajectoire des gouttes est mal prédite et les statistiques qui en découlent sont approximatives et s'il est trop petit, le temps de calcul est trop long. Le pas d'intégration est choisi en fonction du temps de relaxation de la particule. Dans notre cas, deux temps caractéristiques peuvent être pris en compte :

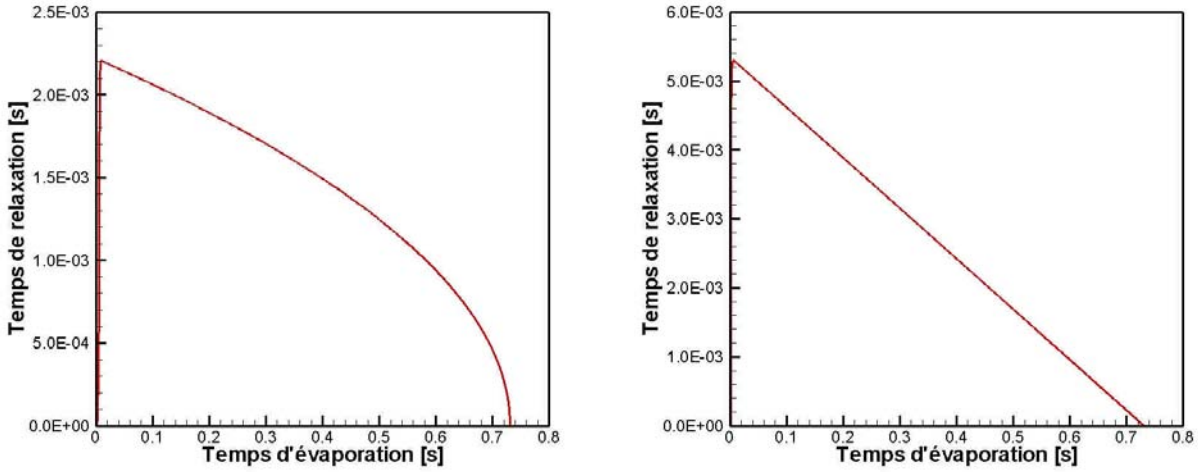
Le temps de relaxation dynamique τ_p, défini par :

$$\tau_p = \frac{4}{3}\frac{\rho_p}{\mu_f}\frac{d_p^2}{C_{traînée}\ \mathrm{Re}_p} \tag{1.41}$$

Le temps de relaxation thermique τ_θ, défini par :

$$\tau_\theta = \frac{d_p^2 \, \rho_p \, Cp_p}{6 \, \Lambda_f \, Nu} \tag{1.42}$$

Le temps d'intégration est fixé à chaque itération. Il correspond au dixième du temps de relaxation le plus faible. La figure 1.5 illustre les temps de relaxation obtenus lors de l'évaporation totale d'une goutte de 20 microns dans les conditions initiales suivantes : $T_p = T_f = 293$ K, $V_{fx} = 2$ m.s^{-1}, $V_{px} = 50$ m.s^{-1}, HR = 50 %.



(a) Relaxation dynamique (b) Relaxation thermique

figure 1.5 - Temps de relaxation durant l'évaporation d'une goutte

On constate que le temps de relaxation thermique est inférieur au temps de relaxation dynamique. Dans ce cas, le temps de relaxation thermique est le critère principal pour définir le temps d'intégration. En moyenne sur une telle simulation ce pas est de 10^{-5} seconde.

1.2.2 Validation du modèle

Validation de la dynamique de la particule

Afin de comparer le modèle de Sirignano et le modèle de Guella, les relations permettant de calculer les différents paramètres utilisés, tels que les propriétés thermodynamiques de l'air et de l'eau, ont donc été prises identiques dans chaque modèle. Les cas choisis pour cette comparaison correspondent aux résultats expérimentaux de Sartor et Abbot [Sartor et Abbott, 1975] et de Guella, tout deux présentés dans [Guella *et al.*, 2008]. Il s'agit d'une étude de gouttes en chute libre.

Sartor et Abbot ont réalisé, pour plusieurs tailles de gouttes, des mesures de vitesses de chute en fonction du temps. Ces mesures se sont déroulées sous les conditions suivantes :
$T_f = T_p = 293{,}15$ K et P = 0,828 bar.

Guella a réalisé, pour plusieurs tailles de gouttes, des mesures de vitesses de chute libre en fonction de la hauteur de chute. Ces mesures se sont déroulées sous les conditions suivantes : $T_f = T_p = 293{,}15$ K et HR = 80 %. La figure 1.6 et la figure 1.7 représentent les résultats des expériences décrites ci-dessus.

Les modèles de Guella et de Sirigano donnent des résultats très proches des mesures expérimentales. Ces comparaisons montrent que les hypothèses réalisées sur certaines forces dans le principe fondamental de la dynamique sont correctes, validant ainsi le modèle de la dynamique de la particule. Par contre, cela ne permet pas de conclure sur l'exactitude des modèles d'évaporation. En effet, la taille des particules dans ces expériences est trop importante pour que l'évaporation de celles-ci ne modifie suffisamment leur masse, leur diamètre et par conséquent leur vitesse de chute libre.

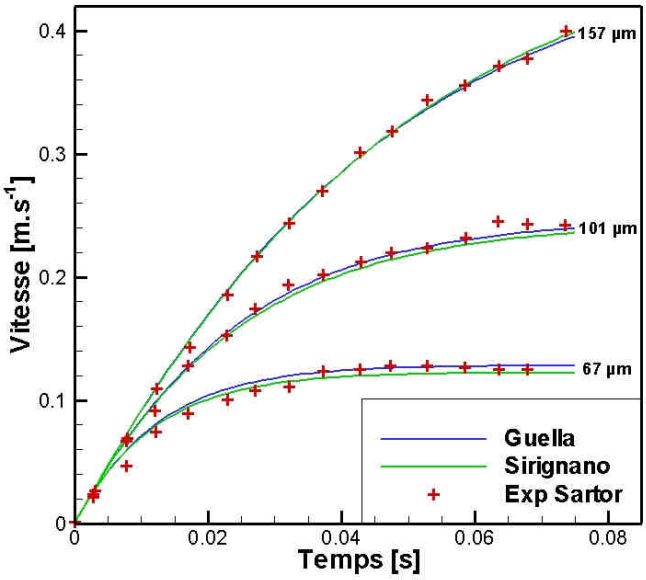


figure 1.6 - Évolution de la vitesse de chute libre au cours du temps pour des tailles de gouttes de 67, 101 et 157 µm

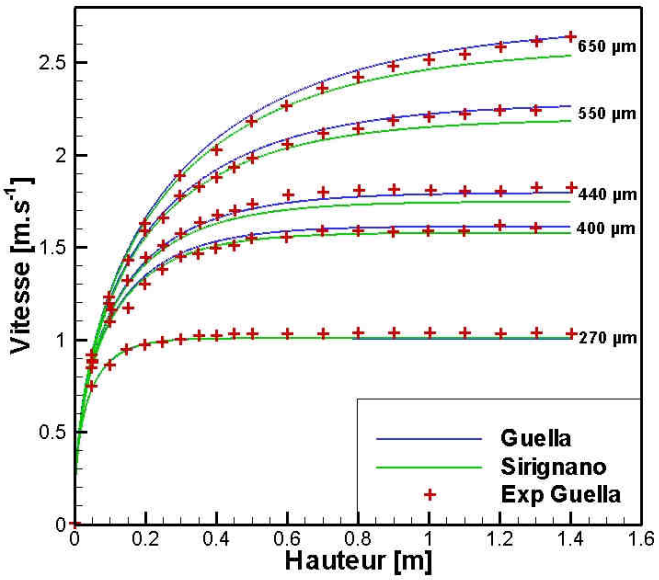


figure 1.7 - Évolution de la vitesse de chute libre en fonction de la hauteur pour des tailles de gouttes de 270, 400, 440, 550 et 650 µm

Validation du modèle d'évaporation

Pour valider les modèles d'évaporation de Sirignano et de Guella, nous réalisons une comparaison entre la température asymptotique atteinte par une goutte en évaporation et la température humide de l'air qui l'entoure. La température d'équilibre obtenue lors de l'évaporation d'une goutte isolée dans un milieu infini peut s'assimiler à la température de bulbe humide obtenue dans les mêmes conditions. Si le débit d'évaporation de la goutte est surestimé dans les modèles, la température d'équilibre de la goutte sera inférieure à la température humide de l'air et inversement. Cette comparaison est effectuée pour des humidités relatives de 0 à 90 %, à une température de 293 K et pour une pression de 1,013 bar. La taille initiale de la goutte ainsi que les vitesses de l'écoulement d'air et d'injection de la goutte n'ont pas d'influence sur la température d'équilibre de la goutte (seul le temps pour atteindre cet équilibre est modifié). On fixe alors pour ces simulations la taille de la goutte à 10 µm et sa température initiale à 293 K. Les vitesses d'écoulement d'air et d'injection des gouttes sont respectivement fixées à 1 et 50 $m.s^{-1}$. Enfin les valeurs de température humide nécessaire à la comparaison sont tirées de tables.

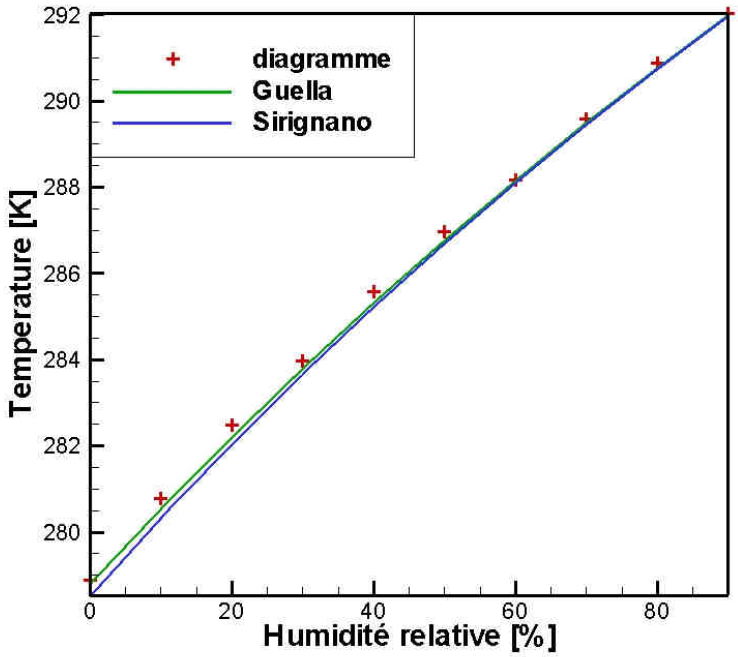


figure 1.8 - Comparaison de la température d'équilibre des gouttes et de la température humide

La figure 1.8 présente les températures d'équilibre d'une goutte en évaporation obtenues avec les modèles de Sirignano et de Guella dans les conditions définies ci-dessus. Les valeurs de températures relevées dans les tables sont représentées par les croix. Entre 0 et 90 % d'humidité relative, les températures obtenues numériquement sont très proches des températures issues des tables (écart maximum de l'ordre de 0,2 K). Ce résultat permet de vérifier la validité du modèle utilisé.

1.2.3 Etude paramétrique

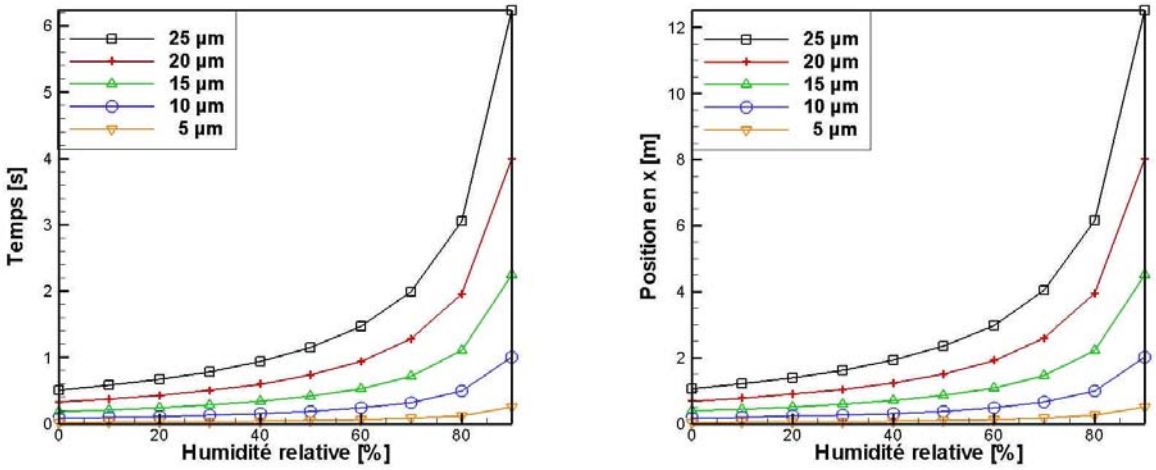
Afin de déterminer la granulométrie du spray nécessaire pour appliquer la brumisation en amont des condenseurs, une étude paramétrique est réalisée. Nous évaluons, en fonction de la taille initiale de goutte, le temps nécessaire avant évaporation totale de cette goutte et la distance parcourue durant ce temps pour les conditions suivantes :

Conditions extérieures

Deux cas de température pour l'air ambiant : T_f = 293 K et T_f = 308 K.
Vitesse horizontale de l'écoulement d'air : V_{fx}= 2 m.s^{-1}
Vitesse verticale de l'écoulement d'air: V_{fz}= 0 m.s^{-1}

Conditions initiales de la goutte

Diamètre des gouttes étudiées : 1, 5, 10, 15, 20, 25 µm
Température initiale de la goutte : $T_p = T_f$
Vitesse horizontale initiale de la goutte : V_{px}= 50 m.s^{-1}
Vitesse verticale initiale de la goutte: V_{pz}= 0 m.s^{-1}

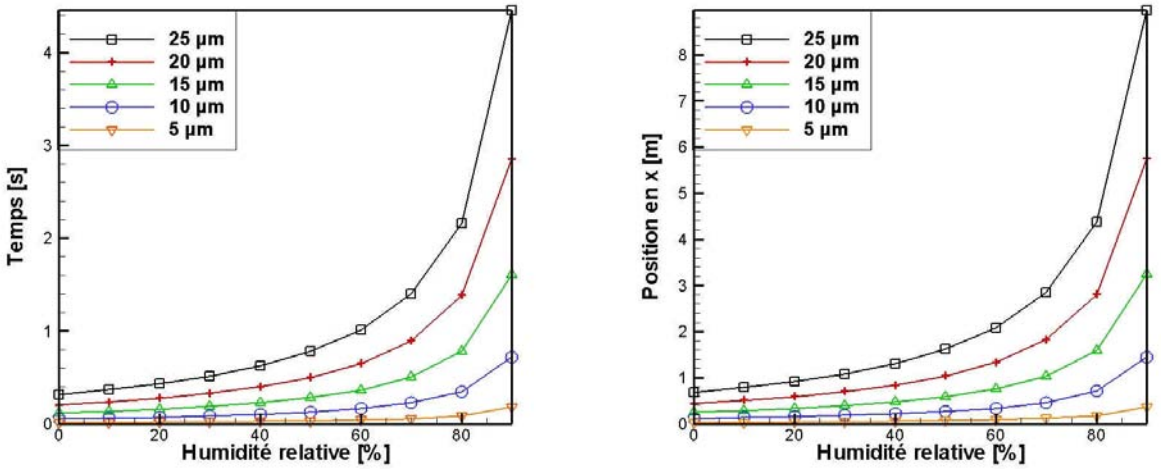


(a) Temps d'évaporation (b) Distance parcourue

figure 1.9 - Evolution du temps d'évaporation et de la distance parcourue en fonction du diamètre des gouttes et de l'humidité relative de l'air avec à t=0 : $T_p = T_f$ =293 K

Ces simulations, représentées en figure 1.9 et en figure 1.10, montrent clairement que le temps d'évaporation des gouttes augmente avec l'humidité de l'air. La différence d'humidité entre l'air et la surface de la goutte est le moteur de l'évaporation, or plus l'humidité de l'air est importante, plus l'évaporation est faible. Ce temps d'évaporation augmente également avec le diamètre des gouttes. L'augmentation du diamètre diminue le rapport surface sur volume, pénalisant le temps d'évaporation.

La température de l'air influence aussi considérablement le temps d'évaporation. Ceci provient principalement du fait que pour une humidité relative donnée, l'augmentation de la température de l'air a pour conséquence une hausse de la différence d'humidité absolue entre la surface de la goutte et l'air.



(a) Temps d'évaporation (b) Distance parcourue

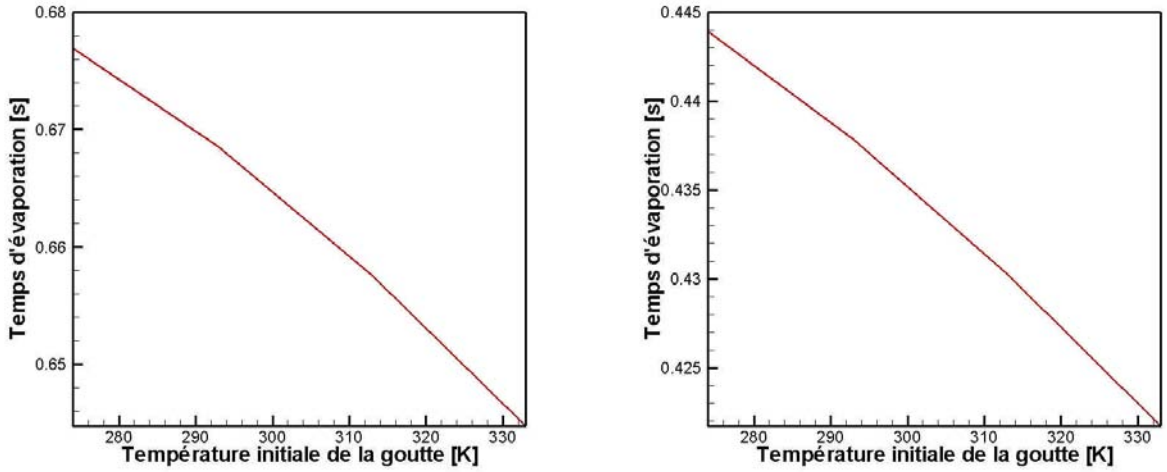
figure 1.10 - Evolution du temps d'évaporation et de la distance parcourue en fonction du diamètre des gouttes et de l'humidité relative de l'air avec à t=0 : $T_p = T_f = 308$ K

Expérimentalement, on désire évaporer le maximum d'eau avant que l'air n'atteigne le condenseur tout en ayant une distance buse/condenseur minimale. Les temps d'évaporation obtenus pour les différentes tailles de gouttes étudiées montrent que pour des humidités élevées, ces contraintes nécessitent l'emploi de gouttes de faible diamètre. D'autant plus que ces simulations sont réalisées pour des gouttes isolées et qu'elles ne prennent donc pas en compte les effets de couplage entre le spray et l'air ainsi que l'évolution de l'humidité et de la température de l'air due à l'évaporation. Cela implique que pour la mise en place d'un système de brumisation de condenseur, il est nécessaire d'avoir un spray composé de gouttes de petites tailles.

Influence de la température initiale des particules

Pour cette étude, il a été choisi d'étudier des gouttes de 25 µm. La température initiale de la goutte est fixée de 273 K à 333 K. Les autres paramètres concernant la goutte et l'air sont identiques à l'étude précédente et l'humidité relative est fixée à 20%. Les résultats sont présentés sur la figure 1.11, en (a) pour une température d'air de 293 K et en (b) pour une température de 308 K.

La variation de température initiale de gouttes modifie de quelques dizaines de millisecondes le temps d'évaporation. En comparaison au temps moyen d'évaporation, cela représente un écart de l'ordre de +/-3%. Cette chaleur est utilisée pour l'évaporation. Le transfert de chaleur, plus rapide au sein de la goutte qu'entre l'air et la goutte, entraîne une évaporation globalement plus rapide pour des gouttes de température plus élevée. Cependant, au vu des écarts obtenus, la température initiale des gouttes n'est pas un facteur influant sur le temps d'évaporation d'une goutte.



(a) T_f = 293 K (b) T_f = 308 K

figure 1.11 - Evolution du temps d'évaporation d'une goutte de 25 μm par rapport à sa température initiale

1.3 Modèle de dispersion

1.3.1 Généralités

L'écoulement de l'air en amont d'un condenseur est turbulent. La turbulence désigne le caractère tourbillonnaire et fluctuant des champs de vitesses, de températures voire d'humidités du fluide en mouvement (même si les fluctuations de cette dernière grandeur ne seront pas prises en compte par la suite). Elle va avoir pour conséquence, une modification de la trajectoire et du temps d'évaporation des gouttes d'eau injectées dans cet écoulement. Il est donc nécessaire pour réaliser le suivi lagrangien de ces gouttes de connaître les fluctuations de vitesse et de température du fluide en tout point. Pour déterminer ces caractéristiques instantanées de la phase fluide, on utilise un modèle de dispersion. Ce modèle consiste à décomposer les températures et les vitesses en une valeur moyenne, déterminée par la simulation eulérienne, et une fluctuation :

$$\vec{U}_f = \langle \vec{U}_f \rangle + \vec{u}_f \tag{1.43}$$

$$T_f = \langle T_f \rangle + \theta_f \tag{1.44}$$

Différentes approches sont couramment utilisées pour estimer les fluctuations, parmi lesquelles les modèles de types 'Eddy interaction' et les modèles utilisant des méthodes stochastiques. La seconde catégorie étant la plus évoluée et mise en place à l'origine dans le code MIRABELLES, c'est celle que nous utiliserons pour simuler la dispersion turbulente.

1.3.2 Modélisation des fluctuations de vitesse du fluide

Le principe de la modélisation des fluctuations de vitesse par un modèle stochastique du premier ordre a été proposé par Burry et Bergeles [Burry et Bergeles, 1993]. Il a été largement repris par les travaux de Pétrissans [Pétrissans, 2001], Moisette [Moisette *et al.*, 2001] et Collin [Collin, 2006]. On détermine les fluctuations de vitesse par :

$$u_{i\,f}^{\,n} = u_{i\,f}^{\,n-1} \exp\left(-\frac{\Delta t}{T_i^*}\right) + \psi_i \tag{1.45}$$

où : $u_{i\,f}^{\,n}$ est la i^{ème} composante des fluctuations de vitesse du fluide au pas de temps n

T_i^* est l'échelle intégrale temporelle du fluide vue par la particule ou la goutte suivie

Δt est le pas de temps

ψ_i est une variable gaussienne de moyenne nulle

1.3.3 Modélisation des fluctuations de température du fluide

De la même manière que pour les fluctuations de vitesse, les fluctuations de température du fluide sont déterminées par un modèle stochastique du premier ordre. On obtient donc l'expression suivante :

$$\theta_f^{\,n} = \theta_f^{\,n-1} \exp\left(-\frac{\Delta t}{T_\theta^*}\right) + \xi \tag{1.46}$$

où : $\theta_f^{\,n}$ est la fluctuation de température du fluide au pas de temps n

T_θ^* est l'échelle intégrale temporelle du fluide

ξ est une variable gaussienne de moyenne nulle

A noter qu'on impose des contraintes pour vérifier que les grandeurs $< u_i\ u_j >$ et $< u_i\ \theta >$ respectent les valeurs du tenseur de Reynolds et les flux de chaleur turbulents prédits par le modèle de turbulence de la phase continue [Moisette *et al.*, 2001].

1.4 Simulation eulérienne

Pour déterminer les champs de vitesses, de températures, d'humidités et les autres paramètres caractérisant l'air en amont du condenseur, nous utilisons une simulation eulérienne. Cette simulation consiste à résoudre les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement, de l'énergie et de l'humidité par la méthode des volumes finis. Il existe différentes manières de résoudre ces équations. Nous présenterons dans cette partie les équations à résoudre et les différentes résolutions qui ont été implémentées dans le code MIRABELLES.

1.4.1 Équations de conservation liées à notre problème

Toutes les équations de bilans que l'on va introduire dans la suite de ce chapitre obéissent à un principe de conservation général que l'on peut écrire de la façon suivante [Patankar, 1980]:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho_f U_{fj} \Phi\right) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial x_j}\right] + S \tag{1.47}$$

où : ϕ est la variable dépendante étudiée
Γ correspond à un coefficient de diffusion
S représente le terme source incluant les phénomènes de dissipation ou de production par unité de volume ainsi que les termes d'échanges entre phases

D'après Collin [Collin, 2006], afin de prendre en compte le caractère instantané des grandeurs physiques présentes dans les équations de conservation, on introduit une décomposition de Reynolds (notation classique pour une variable Φ : $\Phi = \langle\Phi\rangle + \phi$) et on moyenne les équations. La forme générique des équations de conservation devient alors:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho_f < U_{fj} >< \Phi >\right) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\Gamma \frac{\partial < \Phi >}{\partial x_j} - \rho_f < u_{fj}\,\phi >\right] + < S_{P\Phi} > \tag{1.48}$$

Les termes sources dans les équations de conservation seront explicités dans la partie 'Couplage eulerien-lagrangien'.

Les différentes équations de bilan sont simplement énoncées ci-dessous (les détails de leur dérivation pourront être trouvés dans Collin [2006]).

Equation de conservation de la masse

$$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho_f < U_{fj} >\right) = \dot{m}_{évap} \tag{1.49}$$

où : ρ_f est la masse volumique de l'air humide
U_f est la vitesse de l'air humide
$\dot{m}_{évap}$ est le débit d'eau évaporée dans l'air

Le débit d'eau évaporée étant très faible, on choisit ici de négliger ce terme source [Béard, 1994], [Rüger *et al*., 2000]. L'équation de conservation de la masse devient alors :

$$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho_f < U_{fj} >\right) = 0 \tag{1.50}$$

Equation de conservation de la vapeur d'eau

L'évaporation des gouttes d'eau dans l'air dépend directement de l'humidité présente dans l'écoulement. Il est donc déterminant de connaître cette grandeur dans notre milieu. On détermine l'humidité absolue par :

$$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho_f < U_{fj} >< Y_f >\right) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\rho_f D + \frac{\mu_t}{Sc_t}\right)\frac{\partial < Y_f >}{\partial x_j}\right] + \dot{m}_{évap} \qquad (1.51)$$

où : $\dot{m}_{évap}$ représente le terme source lié à l'évaporation des gouttes

Sc_t le nombre de Schmidt turbulent est pris égal à 1

Equation de conservation de l'énergie

Pour déterminer les variations de température dans la phase fluide, deux modes de transfert thermique sont pris en compte : la convection et la conduction. Pour prendre en compte les transferts de chaleur avec les gouttes d'eau, on introduit le terme source noté S_{PT}. La relation de fermeture utilisée est du type 'Simple Eddy Diffusivity'. L'équation de conservation de l'énergie s'écrit alors sous la forme :

$$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho_f < U_{fj} >< T_f >\right) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\left(\frac{\Lambda_f}{C_{pf}} + \rho_f \alpha_t\right)\frac{\partial < T_f >}{\partial x_j}\right) + < S_{PT} > \qquad (1.52)$$

où : α_t est la diffusivité thermique turbulente

Equation de conservation de la quantité de mouvement – modèle RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes)

L'écoulement du fluide est régi par les équations de Navier Stokes avec une relation de fermeture utilisée de type 'Linear Eddy Viscosity model'. L'équation de Navier Stokes s'écrit alors :

$$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho_f < U_{fi} >< U_{fj} >\right) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu_f + \mu_t\right)\frac{\partial < U_{fi} >}{\partial x_j}\right] + < Su_{fi} > \qquad (1.53)$$

avec pour terme source :

$$Su_{fi} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu_f + \mu_t\right)\frac{\partial < U_{fj} >}{\partial x_i}\right] - \frac{\partial}{\partial x_i}\left[< \mathrm{Pr} > + \frac{2}{3}\rho_f k_f\right] + < S_{pui} > \qquad (1.54)$$

où : S_{pui} représente l'influence de la phase dispersée sur la phase continue

La relation de fermeture a apporté deux termes supplémentaires : la viscosité turbulente μ_t et l'énergie cinétique turbulente k_f. Pour déterminer ces deux grandeurs, il est nécessaire d'introduire un modèle de turbulence.

1.4.2 Modèle de turbulence

Le modèle utilisé pour modéliser la turbulence est le modèle k-ε standard [Launder et Spalding, 1974]. La mise en forme conduit à deux équations de transport pour l'énergie cinétique k_f et le taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente ε_f.

L'énergie cinétique turbulente et son taux de dissipation sont respectivement définis par :

$$k_f = \frac{1}{2} < u_i \, u_i > \quad \text{et} \quad \varepsilon_f = \nu_t < \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} > \tag{1.55}$$

D'après les travaux de Grancher [Grancher, 1990] et de Berlemont et al. [Berlemont *et al*., 1995], l'équation de conservation sur l'énergie turbulente s'écrit ici :

$$\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho_f \, k_f < U_{f\,i} >\right) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu_f + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k_f}{\partial x_j}\right] + G - \rho_f \, \varepsilon_f + S_{p\,k} \tag{1.56}$$

avec :

$$G = \mu_t \frac{\partial < U_{f\,j} >}{\partial x_i}\left(\frac{\partial < U_{f\,i} >}{\partial x_j} + \frac{\partial < U_{f\,j} >}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}\left(\rho_f \; k_f + \mu_t \frac{\partial < U_{f\,l} >}{\partial x_l}\right)\frac{\partial < U_{f\,m} >}{\partial x_m} \tag{1.57}$$

L'équation de conservation sur le taux de dissipation ε_f s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho_f \, \varepsilon_f < U_{f\,i} >\right) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu_f + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon_f}{\partial x_j}\right] + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon_f}{k_f} G - C_{2\varepsilon}\,\rho_f \frac{\varepsilon_f^2}{k_f} + S_{p\varepsilon} \tag{1.58}$$

Les termes sources $S_{p\varepsilon}$ et $S_{p\,k}$ traduisent l'influence directe des particules sur la turbulence. Ils sont plus précisément décrits dans la section sur le couplage eulerien-lagrangien.

Les différentes constantes du modèle k-ε sont les suivantes : $\sigma_k = 1$; $\sigma_\varepsilon = 1{,}2$; $C_{1\varepsilon} = 1{,}44$ et $C_{2\varepsilon} = 1{,}99$. La modélisation de la viscosité turbulente est faite selon la relation suivante :

$$\mu_t = \rho_f C_\mu \frac{k_f^2}{\varepsilon_f} \tag{1.59}$$

avec $C_\mu = 0{,}09$

Pour ces équations de bilan, les conditions aux limites sont classiques (lois de parois et température fixée), voir [Collin, 2006].

1.4.3 Résolution des équations de conservation par la méthode des volumes finis

Pour résoudre les équations de conservation présentées précédemment nous utilisons la méthode des volumes finis. Cette méthode consiste à mettre sous une forme générale les équations de conservation de la façon suivante :

$$a_p \, \Phi_p = \sum_i a_i \, \Phi_i + b \tag{1.60}$$

où : Φ_p est la grandeur calculée dans la cellule entourant P

Φ_i désigne les grandeurs des i cellules entourant la cellule contenant P

a désigne les coefficients associés à Φ

b est le terme source

Le schéma de discrétisation utilisé est le schéma Upwind 1er ordre. Ce schéma prend en compte la valeur de Φ dans la cellule en amont de la position où l'on veut déterminer Φ. Bien que limitée au niveau précision, cette approche est tout à fait adaptée à notre étude et est réputée pour être très stable numériquement.
Concernant l'algorithme de correction de pression, deux techniques pourront être utilisées : SIMPLE et SIMPLER.

Enfin, la technique de résolution du problème numérique suit l'algorithme TDMA (TriDiagonal Matrix Algorithm)

1.5 Couplage du suivi lagrangien à la simulation eulérienne

Nous avons vu dans la section précédente que l'injection de gouttes d'eau dans un écoulement faisait apparaître des termes source dans les équations de conservation. En effet, les gouttes d'eau modifient l'écoulement gazeux au niveau des vitesses, de la température, de l'humidité et de la turbulence. Réciproquement, les modifications apportées à l'écoulement vont influencer l'évaporation et la trajectoire des gouttes. Un couplage entre le suivi lagrangien et la simulation eulérienne est donc nécessaire.

1.5.1 Echanges de quantité de mouvement

Dans notre étude, seule la force de traînée liée au mouvement des gouttes d'eau dans l'air est considérée dans les échanges de quantité de mouvement. Ce terme est déterminé par :

$$< S_{p\,ui} >= N \left\langle - m_p \left[\frac{\partial V_{pi}}{\partial t} - g_i \right] \right\rangle \tag{1.61}$$

où : N est le nombre de particules par unité de volume

V_{pi} représente la i-ème composante de la vitesse de la particule

g_i correspond à la i-ème composante de la gravité

1.5.2 Echanges d'énergie

Le terme source associé aux échanges d'énergie entre les particules et la phase fluide correspond à :

$$< S_{pT} >= N\left\langle -\dot{m}_{évap}\ C_{pv}\ \frac{\left(T_f - T_p\right)}{B_T}\right\rangle \tag{1.62}$$

où : C_{pv} est la capacité calorifique de la vapeur d'eau
B_T est le coefficient de transfert thermique de Spalding

1.5.3 Couplage sur la turbulence

L'injection des gouttes d'eau modifie la turbulence dans l'écoulement. Il est donc nécessaire d'introduire les termes $< S_{pk} >$ et $< S_{p\varepsilon} >$ pour représenter la modulation de la turbulence par les particules.

Deux modèles ont été étudiés :

Modèle standard

Ce modèle suppose que l'énergie cinétique turbulente produite dans le sillage des gouttes est immédiatement dissipée. Il en découle l'expression suivante :

$$< S_{pk} >=< S_{pu_i}\ u_i > \text{ soit } < S_{pk} >=< S_{pu_i}\ U_{fi} > - < S_{pu_i} >< U_{fi} > \tag{1.63}$$

Par analogie avec un écoulement de fluide pur, la modélisation du terme source dans l'équation de dissipation visqueuse amène à écrire:

$$< S_{p\varepsilon} >= C_{\varepsilon 3}\frac{\varepsilon_f}{k_f} < S_{pk} > \tag{1.64}$$

où : $C_{\varepsilon 3}$ est une constante que l'on connait mal.

D'après Chang [Chang, 1998], on prendra pour un écoulement en conduite $C_{\varepsilon 3}$ = 1,87. La limite de ce modèle est liée au fait qu'il ne peut prédire qu'une atténuation de l'énergie cinétique turbulente. Or expérimentalement, il a été montré qu'un écoulement chargé en grosses particules pouvait être le siège d'une production d'énergie cinétique turbulente.

Modèle de Crowe [Crowe and Gilandt,1998], [Crowe,2000]

Ce modèle prend en compte la production d'énergie cinétique turbulente créée dans le sillage des gouttes. Ce modèle s'écrit :

$$< S_{pk} >= \left| < S_{pu_i} > \left(< U_{fi} > - < V_{pi} > \right) \right| + < S_{pu_i}\ v_i > \tag{1.65}$$

Dans ce modèle, ε_f est évaluée de façon approchée par une relation dérivée de sa valeur en écoulement monophasique.

Modèle hybride

Ce modèle proposé par Boulet [Boulet et Moisette, 2002] est une combinaison des deux modèles précédents. Il associe la formulation du terme S_{pk} selon Crowe, tout en modélisant $S_{p\varepsilon}$ à partir d'une équation de bilan comme dans le modèle standard.

1.5.4 Principe de fonctionnement du code de Calcul MIRABELLES

Le code de calcul développé par Collin, [Collin, 2006] permet de modéliser les parties théoriques présentées précédemment. Voici un schéma décrivant le principe de la modélisation d'un spray dans une phase fluide :

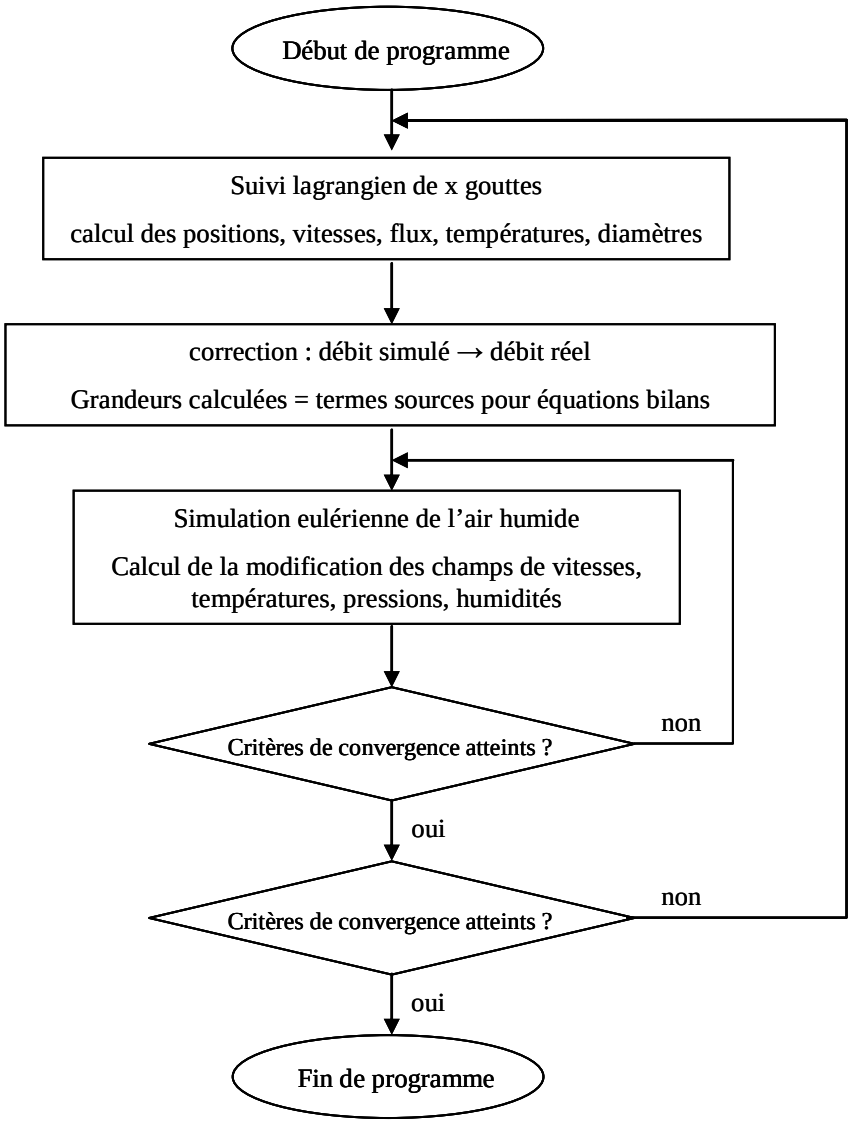


figure 1.12 - Algorithme du code de calcul MIRABELLES

Dans le suivi lagrangien, on détermine les trajectoires, vitesses, températures et diamètres des gouttes dans de l'air dont les conditions sont définies. Ce suivi permet de définir les termes sources qui sont exportés pour la simulation eulérienne de l'air. La simulation eulérienne de l'air permet de définir les vitesses, les températures et humidités de l'air en tout

point du système étudié. Les caractéristiques de l'air étant définies, on effectue un nouveau suivi lagrangien et ainsi de suite. On suit la convergence du calcul grâce aux résidus. Une fois les critères de convergences des résidus vérifiés, le calcul est stoppé.

1.6 Étude de sensibilité de la simulation

Afin de mener une étude de sensibilité, nous avons choisi les différents critères suivants :

- Algorithme : SIMPLE et SIMPLER
- Maillage: mailles homogènes de taille de 2x2x2 cm^3 et 1x1x1 cm^3
- Conditions "outflow" à la sortie du système : influence de la longueur de la veine pour tester l'effet de cette condition puisqu'on suppose un écoulement établi sur les champs prédits à l'intérieur du domaine
- Dispersion turbulente : avec ou sans dispersion turbulente
- Couplage avec la turbulence : comparaison des modèles standard et hybride

Présentation du système étudié

Le système étudié correspond au pilote expérimental dont voici un schéma représentatif :

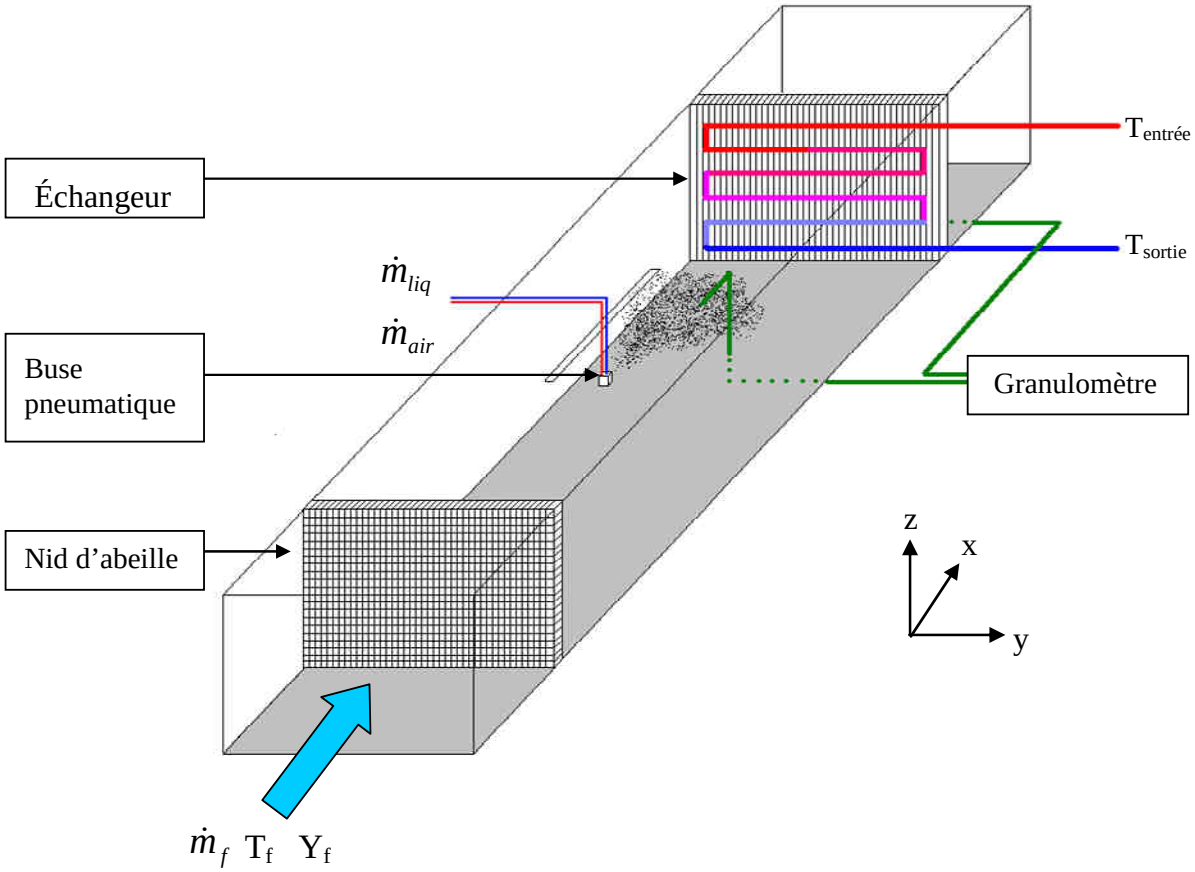


figure 1.13 - Schéma du pilote expérimental

La section qui sera modélisée dans cette étude est située entre le nid d'abeille et l'échangeur. Ces derniers ne seront pas intégrés dans les simulations. Les dimensions de cette

portion sont 170 x 38 x 26 cm^3. Le maillage mis en place est composé de mailles homogènes. La buse est positionnée suffisamment loin de l'entrée du conduit pour que l'écoulement d'air soit stabilisé (soit en X = 42 cm) et au centre du plan YZ (soit en Y = 18 cm et en Z = 16 cm). La figure 1.14 et la figure 1.15 représentent le maillage et la position de la buse (point rouge) dans les plans XY et YZ de la veine d'essai.

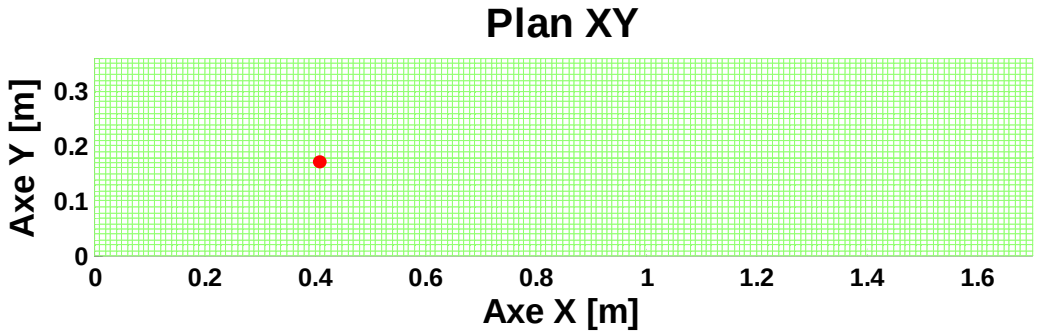


figure 1.14 - Représentation de la position de la buse dans le maillage du plan XY

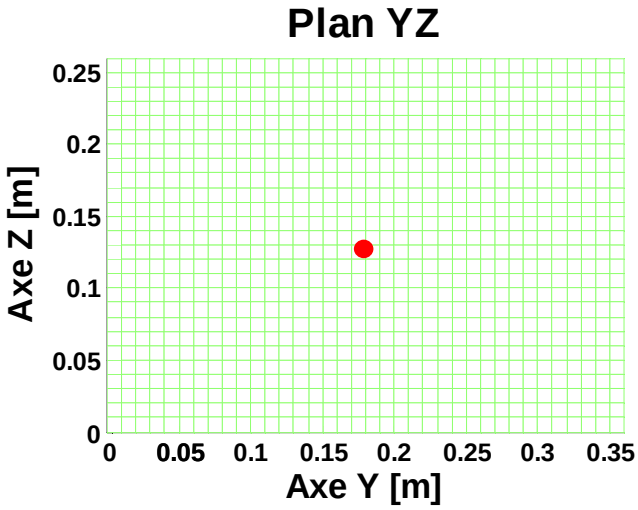


figure 1.15 - Représentation de la position de la buse dans le maillage du plan YZ

Pour effectuer les différents tests de sensibilité, nous conservons les caractéristiques de la phase fluide et de la phase dispersée identiques pour toutes les simulations qui vont suivre. Ces caractéristiques sont les suivantes :

Caractéristiques initiales de l'air dans la veine d'essai

Vitesse de l'écoulement : V_x = 2 $m.s^{-1}$
Température de l'air : T_f = 296 K
Humidité absolue : Y_f = 7,5 g de vapeur d'eau / kg d'air sec, soit HR = 43%

Caractéristiques du spray

Taille des gouttes : d_p = 50 µm
Angle du cône de pulvérisation : ψ = 72°
Débit d'eau injecté : Q_v = 1,5 $l.h^{-1}$
Vitesse d'injection : V_p = 2 $m.s^{-1}$
Température : T_p = 293 K

Utilisation d’un plan de symétrie

Afin de minimiser le temps de calcul, il est possible de ne simuler que la moitié du domaine. En pulvérisant horizontalement, l’effet de la gravité sur les gouttes d’eau ne permet d'utiliser qu’un seul plan de symétrie (XZ) qui passe par le centre de la buse. Notons que cette symétrie est effective car la buse est centrée sur l’axe Y.

Pour vérifier que l’implémentation dans le code de calcul de ce plan de symétrie n’a pas d’influence sur le résultat, nous avons effectué une simulation avec symétrie et une autre sans. La comparaison de ces deux simulations est réalisée sur trois axes représentés sur la figure 1.16. Les positions de ces axes sont les suivantes :

axe 1 : axe Z positionné au centre du cône du spray en X= 1 m
axe 2 : axe Z positionné au centre du cône du spray en X= 1,3 m
axe 3 : axe Y positionné 14 cm en dessous du niveau de la buse en X= 1,3 m

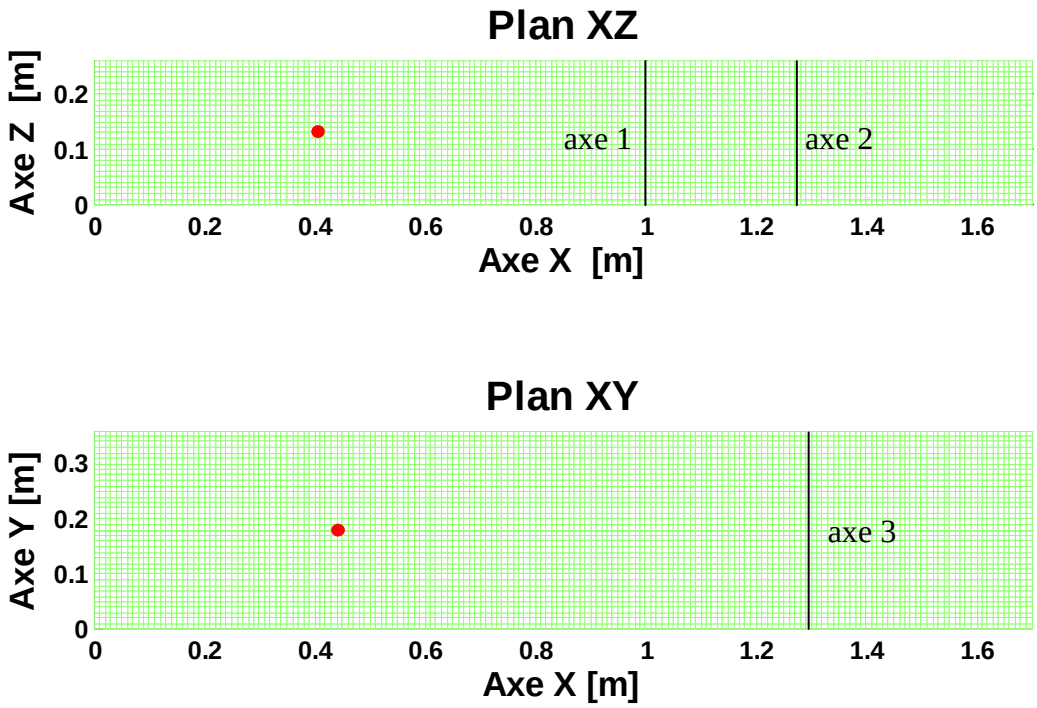


figure 1.16 - Représentation de la position des axes de contrôle dans le maillage des plans XY et XZ

La figure 1.17 montre que les résultats obtenus avec la simulation du système complet et avec la moitié du domaine sont identiques. Sur les trois axes où sont effectuées les comparaisons, les températures sont confondues. La température varie très fortement suivant la position des axes. Les seules informations présentées ici ne suffisent pas à expliquer ces grandes variations. Cette partie étant destinée uniquement à la validation de l'utilisation d'une symétrie, les explications concernant ces résultats seront présentées dans le chapitre suivant.

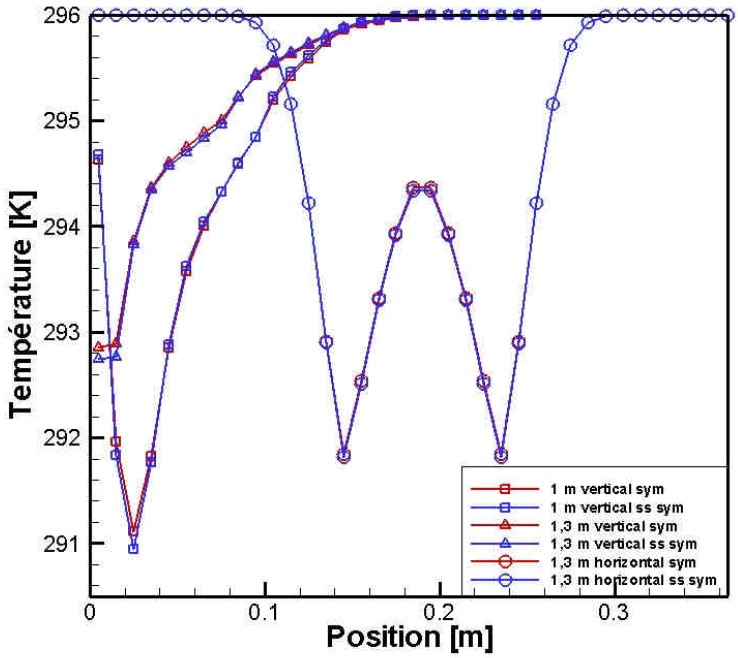


figure 1.17 - Températures sur les 3 axes de comparaison situés dans la veine

Influence de l'algorithme de résolution et des modèles de turbulence

Pour comparer les résultats des différentes simulations, nous regarderons les températures sur l'axe appelé précédemment axe 1. Pour clarifier la présentation, les résultats présentés en figure 1.18 et en figure 1.19 sont disposés sur quatre graphiques de la façon suivante :

	SIMPLE			
	Graphique 1		Graphique 2	
	Couplage Classique		Couplage Hybride	
Maillage	Avec Dispersion Turbulente	Sans Dispersion Turbulente	Avec Dispersion Turbulente	Sans Dispersion Turbulente
1cm	ClasTurb1cm	Clas1cm	HybTurb1cm	Hyb1cm
2cm	ClasTurb2cm	Clas2cm	HybTurb2cm	Hyb2cm
2cm long*	ClasTurb2cmlong	Clas2cmlong	HybTurb2cmlong	Hyb2cmlong

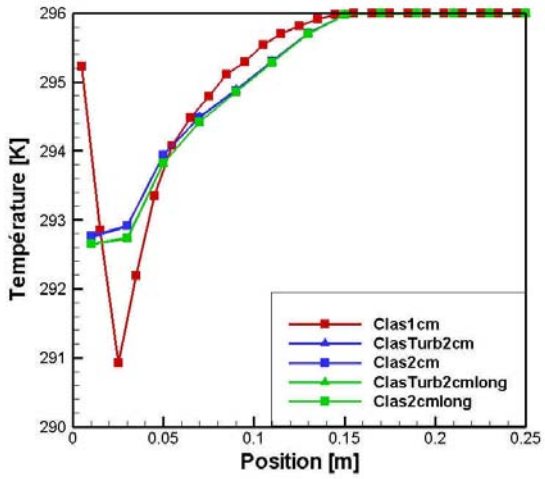
tableau 1.1 - Simulations réalisées avec l'algorithme SIMPLE

	SIMPLER			
	Graphique 3		Graphique 4	
	Couplage Classique		Couplage Hybride	
Maillage	Avec Dispersion Turbulente	Sans Dispersion Turbulente	Avec Dispersion Turbulente	Sans Dispersion Turbulente
1cm	ClasTurb1cm	Clas1cm	HybTurb1cm	Hyb1cm
2cm	ClasTurb2cm	Clas2cm	HybTurb2cm	Hyb2cm
2cm long*	ClasTurb2cmlong	Clas2cmlong	HybTurb2cmlong	Hyb2cmlong

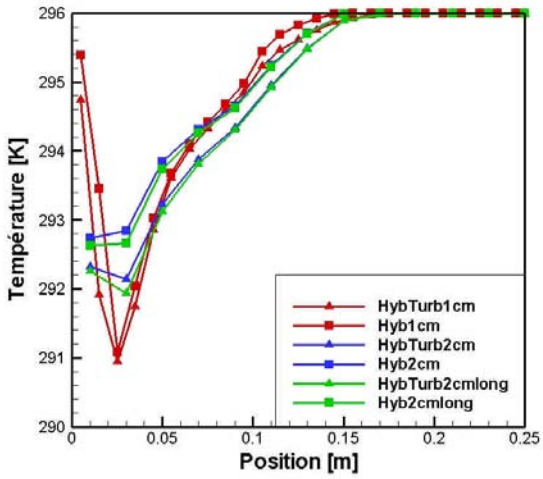
tableau 1.2 - Simulations réalisées avec l'algorithme SIMPLER

* Le maillage "2cm long" correspond à un domaine de longueur doublée (les mailles ayant une taille de 2x2x2 cm^3) pour tester l'influence de la condition aux limites « OUTFLOW ».

Résultats avec SIMPLE



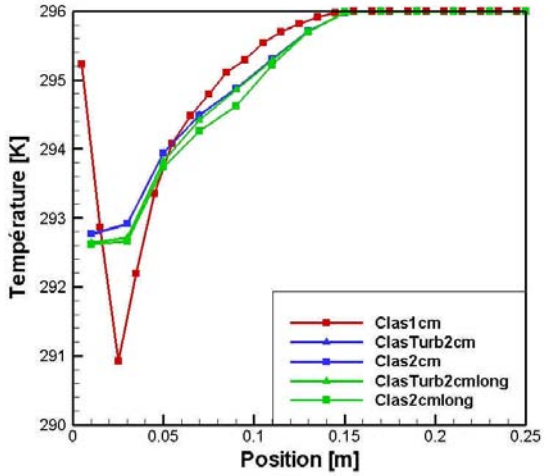
(a) graphique 1 : Couplage classique



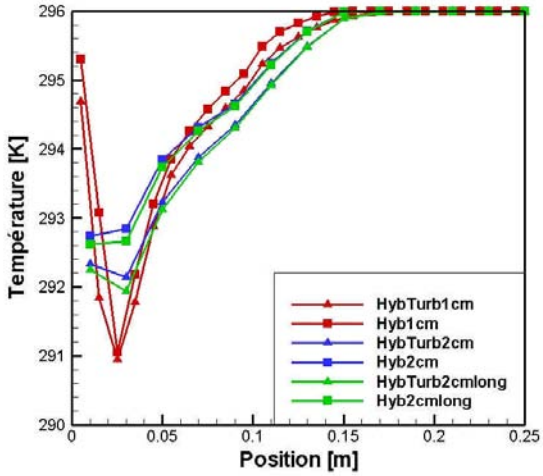
(b) graphique 2 : Couplage hybride

figure 1.18 - Résultats des simulations effectuées avec l'algorithme SIMPLE

Résultats avec SIMPLER



(a) graphique 3 : Couplage classique



(b) graphique 4 : Couplage hybride

figure 1.19 - Résultats des simulations effectuées avec l'algorithme SIMPLER

Les simulations en couplage classique avec la modélisation de la dispersion turbulente et des mailles de 1 cm de côtés ne sont pas présentées sur les figures ci-dessus car ces simulations ne convergent pas, elles oscillent. On peut donc exclure cette configuration pour effectuer nos futures études.

Choix de l'algorithme :

Les températures obtenues pour les simulations faites avec SIMPLE et SIMPLER sont identiques. On peut donc utiliser indifféremment l'un des deux algorithmes.

Conditions outflow à la sortie de la veine d'essai :

L'écart maximal de température obtenu entre les simulations avec une veine d'essai de longueur simple et une longueur doublée, est de l'ordre de 0,2 K. On en déduit que la condition outflow n'influence pas notablement les résultats lorsque la longueur de la veine d'essai est de 1,7 m.

Choix du modèle de couplage entre particules et turbulence

Les résultats diffèrent très légèrement, surtout avec les mailles de 2 cm. Malheureusement, nous n'avons pas d'informations pour déterminer lequel fournit de meilleurs résultats. Par conséquent, le couplage hybride paraissant le mieux adapté à nos simulations, sera préféré au couplage classique.

Choix de la taille des mailles :

La taille des mailles joue un rôle non négligeable en certains points de la veine. Effectivement, pour des mailles plus grossières, la valeur au sein de celles-ci peut être fortement moyennée. C'est le cas dans les endroits où le gradient de température est important. Ainsi, l'endroit le plus touché est le point bas de la veine. Il est donc important d'avoir un maillage suffisamment fin. Des maillages plus fins ont été testés (résultats non présentés dans ce document) et ont montré que le pic de température conserve la même valeur mais se décale légèrement vers le bas de la veine. Cette variation n'influence pas de façon notable les résultats. Afin de conserver un temps de calcul raisonnable, on a donc choisi d'utiliser des mailles cubiques de 1 cm de côté.

Prise en compte de la dispersion turbulente :

Avec l'algorithme SIMPLE, l'écart de température avec ou sans dispersion turbulente est négligeable. En revanche avec l'algorithme SIMPLER, l'écart est conséquent avec les mailles de 2 cm mais se résorbe avec des mailles de 1 cm. D'un point de vue théorique, la prise en compte de cette dispersion semble nécessaire. Elle sera donc utilisée.

1.7 Parallélisation du code de calcul MIRABELLES

Pour effectuer les simulations numériques, nous disposons de clusters au Cemagref et au LEMTA qui justifient la parallélisation du code de calcul pour effectuer ceux-ci simultanément sur plusieurs processeurs au lieu d'un seul. L'intérêt est de gagner en temps de calcul.

Parallélisation de la simulation lagrangienne

Pour simuler un spray, nous effectuons un suivi lagrangien sur un grand nombre de gouttes. Ce nombre doit être suffisamment élevé pour représenter statistiquement un spray réel. Pour gagner en temps de calcul, ce suivi lagrangien est calculé par plusieurs processeurs. Le principe est que chaque processeur peut effectuer indépendamment des autres le suivi de gouttes. Ainsi, le nombre de gouttes simulé par chaque processeur, et par conséquent le temps de calcul, est divisé par le nombre de processeurs utilisés. La figure 1.20 illustre la parallélisation de la partie lagrangienne, dans le cas où l'on veut effectuer le suivi de 180000

gouttes en utilisant 3 processeurs. P0, P1 et P2 sont les noms des 3 processeurs. P0 est le processeur maître et P1 et P2 sont des processeurs esclaves. Pour continuer le calcul et notamment la simulation eulérienne, P0 récupère les informations calculées par les processeurs esclaves.

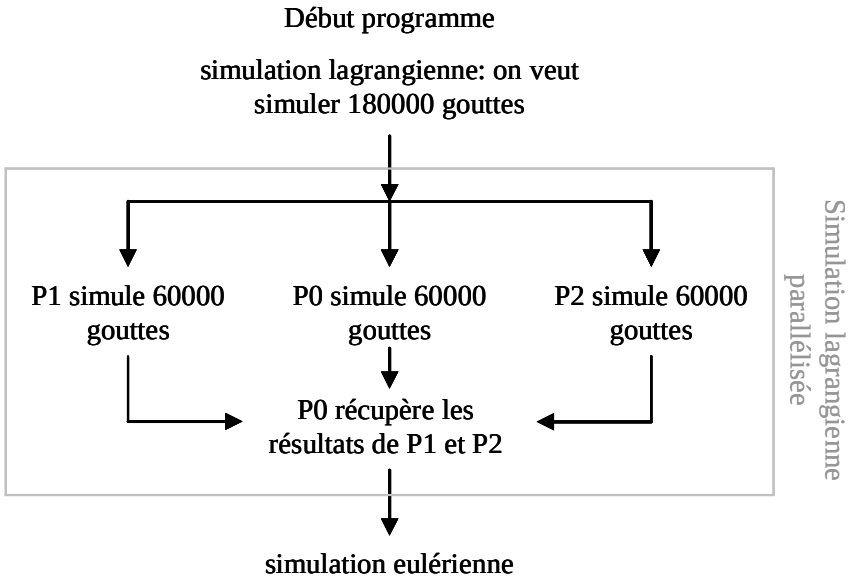


figure 1.20 - Représentation schématique de la parallélisation de la simulation lagrangienne

Parallélisation de la simulation eulérienne

La parallélisation de la simulation eulérienne ne peut pas se faire comme dans le cas de la simulation lagrangienne. Elle nécessite un découpage du maillage avec la difficulté liée au fait que les propriétés à l'intérieur d'une maille dépendent des propriétés des mailles adjacentes. Cependant, en transférant aux processeurs voisins les valeurs calculées aux frontières pour chaque itération, l'information peut-être utilisée à l'itération suivante. La plupart des propriétés étant liées les unes aux autres, l'échange des données calculées par les processeurs doit être fait chaque fois que l'on résout une équation de conservation. Comme précédemment, pour illustrer cette parallélisation, on représente sur la figure 1.21 le découpage du domaine de calcul par 3 processeurs P0, P1 et P2. Les traits noirs verticaux délimitent les zones de calcul Z0, Z1 et Z2 de chaque processeur. La figure 1.22 représente schématiquement la méthode de parallélisation de la simulation eulérienne.

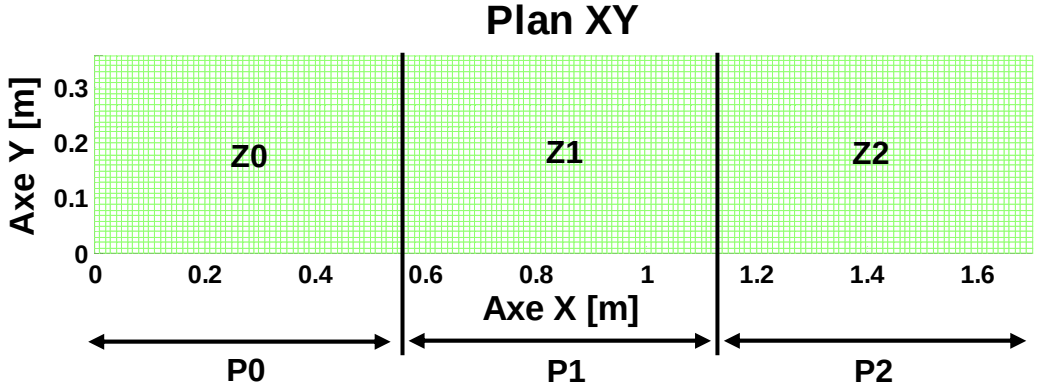


figure 1.21 - Représentation schématique du découpage du maillage entre les processeurs

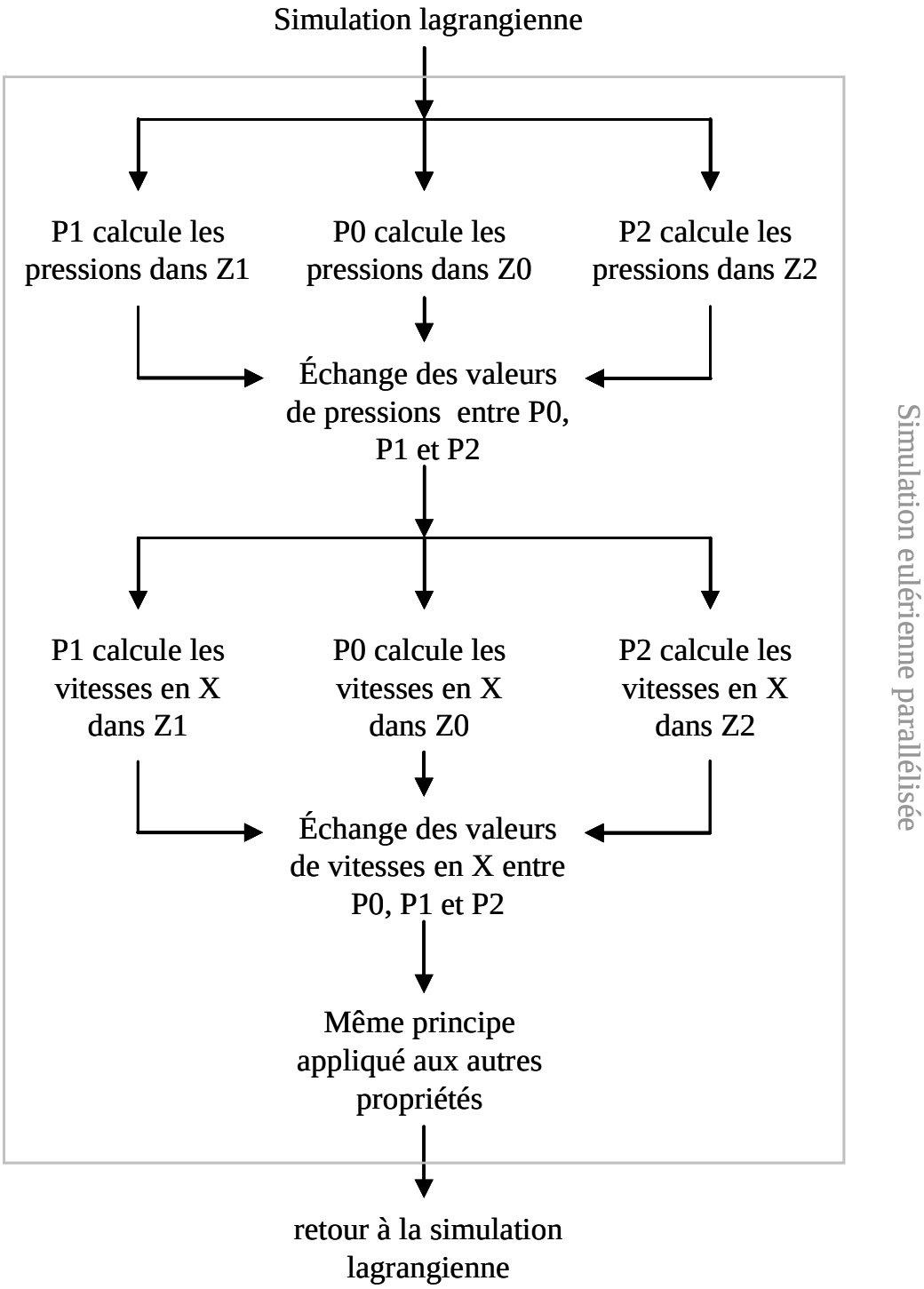


figure 1.22- Représentation schématique de la parallélisation de la simulation eulérienne

Validation de la parallélisation de la simulation eulérienne

A partir du cas étudié précédemment pour évaluer l'influence des choix de résolutions sur le résultat, on vérifie que les hypothèses faites pour paralléliser la partie eulérienne ne modifie pas le résultat final. La figure 1.23 montre les résultats obtenus avec et sans parallélisation.

Les résultats obtenus sont identiques, on en conclut que la parallélisation n'a pas d'influence visible sur la résolution de notre problème.

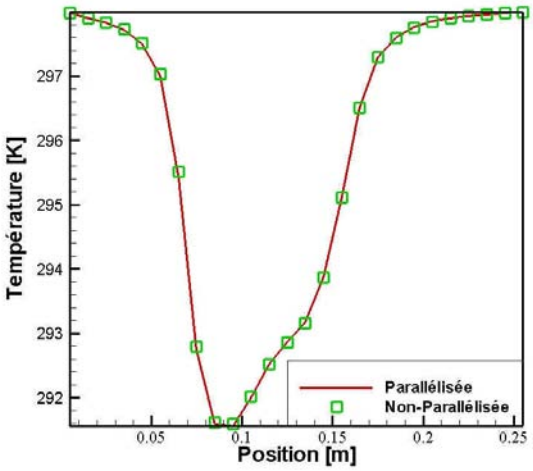


figure 1.23 - Comparaison de la température sur un axe pour une simulation avec et sans parallélisation

Pour évaluer le gain de temps par rapport au nombre de processeurs utilisés, on effectue plusieurs fois la même simulation avec un nombre de processeurs différent, dans les mêmes conditions, pour 76500 mailles dans le cas présent. Le gain de temps est ici déterminé par le rapport entre les temps de simulation d'une boucle eulérienne avec et sans parallélisation. Les résultats présentés sur la figure 1.24 montrent que le gain de temps est proportionnel au nombre de processeurs. Il est continu et régulier pour un nombre de processeurs allant jusque 6, puis s'infléchit au-delà de 6 processeurs parce que les transferts de données aux frontières entre processeurs commencent à pénaliser le temps de calcul global. Cette inflexion apparaîtrait plus tard pour un nombre de mailles supérieur. En effet, plus le nombre de mailles est important, plus le temps de transfert des données aux frontières est faible comparé au temps de calcul.
Ce gain dépend également de la structure du cluster (nombre de nœuds par processeurs), car le transfert de données est plus rapide au sein d'un processeur qu'entre différents processeurs.

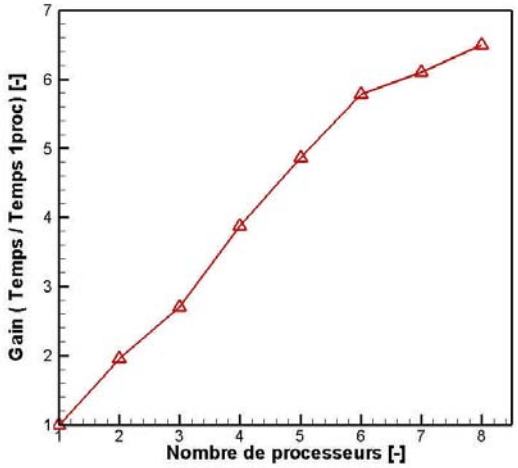


figure 1.24 - Gain de temps en fonction du nombre de processeurs utilisés

Annexe A Corrélations utilisées pour l'eau et la vapeur d'eau

Le choix des relations pour calculer l'évolution des gouttes d'eau en évaporation est très important, car certaines relations sont données avec des marges d'erreurs qui peuvent influencer fortement les résultats. Les relations proposées par l'IAPWS (International Association of the Properties of Water and Steam) dans [Wagner *et a*l., 00] sont apparues comme des relations de référence pour notre étude. Typiquement, les relations présentées ci-dessous sont valables pour des températures allant de 273,15 K à 373,15 K et donnent des valeurs dont les écarts relatifs maximaux, par rapport aux données expérimentales, sont inférieurs à 0,3%. Notons que l'état de référence est pour ces corrélations est de 273,15 K à pression atmosphérique.

A.1 Propriétés de l'eau liquide

A.1.1 Capacité calorifique Cp_{liq} et enthalpie H_{liq}

Domaine de validité : $273{,}15\ \text{K} \leq T \leq 623{,}15\ \text{K}$

$Psat\ (T) \leq P \leq 100$ MPa

$$\frac{cp_{liq}(\pi,\tau)}{R} = -\tau^2 \gamma_{\tau\tau} \quad \text{et} \quad \frac{H_{liq}(\pi,\tau)}{RT} = \tau\ \gamma_\tau \tag{A.1}$$

Avec :

$$\pi = \frac{P}{P^*} \quad et \quad \tau = \frac{T^*}{T} \tag{A.2}$$

$$\gamma_{\tau\tau} = \sum_{i=1}^{34} n_i\ (7{,}1-\pi)^{I_i}\ J_i (J_i - 1)(\tau - 1{,}222)^{J_i - 1} \tag{A.3}$$

$$\gamma_\tau = \sum_{i=1}^{34} n_i\ (7{,}1-\pi)^{I_i}\ J_i (\tau - 1{,}222)^{J_i - 1} \tag{A.4}$$

où : P est la pression [MPa]
T la température en [K]
P^*=16,53 MPa , T^*=1386 K et R=0,461526 kJ.kg^{-1}.K^{-1}
I_i, J_i, n_i sont des variables données dans le tableau A.1

i	I	J	n	i	I	J	n
1	0	-2	0,14632971213167	18	2	3	-0,44141845330846e-5
2	0	-1	-0,84548187169114	19	2	17	-0,72694996297594e-15
3	0	0	-0,37563603672040e1	20	3	-4	-0,31679644845054e-4
4	0	1	0,33855169168385e1	21	3	0	-0,28270797985312e-5
5	0	2	-0,95791963387872	22	3	6	-0,85205128120103e-9
6	0	3	0,15772038513228	23	4	-5	-0,22425281908000e-5
7	0	4	-0,16616417199501e-1	24	4	-2	-0,65171222895601e-6
8	0	5	0,81214629983568e-3	25	4	10	-0,14341729937924e-12
9	1	-9	0,28319080123804e-3	26	5	-8	-0,40516996860117e-6
10	1	-7	-0,60706301565874e-3	27	8	-11	-0,12734301741641e-8
11	1	-1	-0,18990068218419e-1	28	8	-6	-0,17424871230634e-9
12	1	0	-0,32529748770505e-1	29	21	-29	-0,68762131295531e-18
13	1	1	-0,21841717175414e-1	30	23	-31	0,14478307828521e-19
14	1	3	-0,52838357969930e-4	31	29	-38	0,26335781662795e-22
15	2	-3	-0,47184321073267e-3	32	30	-39	-0,11947622640071e-22
16	2	0	-0,30001780793026e-3	33	31	-40	0,18228094581404e-23
17	2	1	0,47661393906987e-4	34	32	-41	-0,93537087292458e-25

tableau A.1 - Valeurs des variables *I*, *J* et *n*

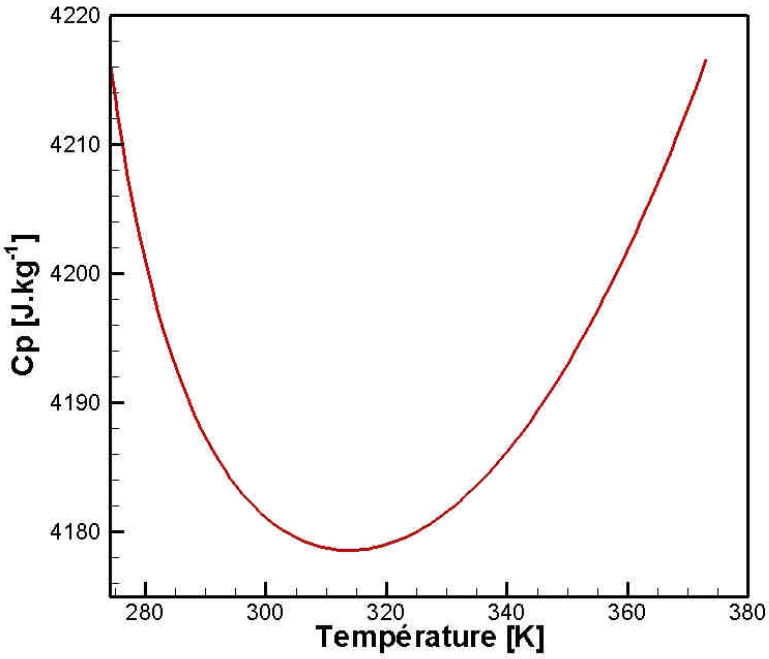


figure A.1 - Evolution de la capacité calorifique de l'eau liquide en fonction de la température à pression atmosphérique

A.2 Propriétés de l'eau gazeuse

A.2.1 Pression de vapeur saturante P_{sat}

Domaine de validité :

Valable le long de la courbe de saturation liquide-vapeur pour 273,15 K ≤ T ≤ 647,096 K

$$P_{sat} = \left(\frac{2 * C}{-B + \sqrt{B^2 - 4\,A\,C}} \right)^4 P* \tag{A.5}$$

$$A = v^2 + a1\,v + a2$$
$$B = a3\,v^2 + a4\,v + a5$$
$$C = a6\,v^2 + a7\,v + a8$$

$$v = \frac{T}{T*} - \frac{a9}{\frac{T}{T*} - a10} \tag{A.6}$$

Avec T* =1 K et P* =10^6 Pa
Les valeurs a_i sont données dans le tableau A.2

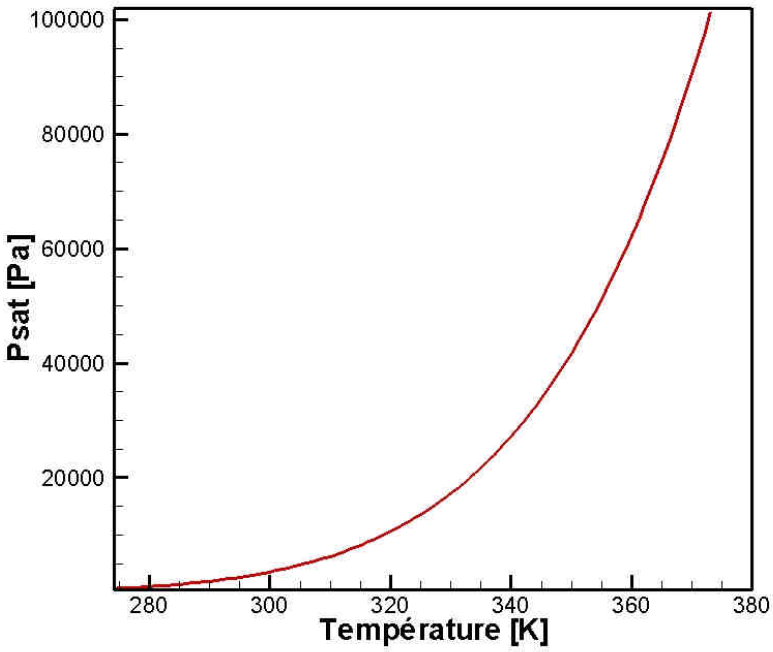


figure A.2 - Evolution de la pression de vapeur saturante en fonction de la température

a1	$0{,}11670521452767\ 10^{4}$
a2	$-0{,}72421316703206\ 10^{6}$
a3	$-0{,}17073846940092\ 10^{2}$
a4	$0{,}12020824702470\ 10^{5}$
a5	$-0{,}32325550322333\ 10^{7}$
a6	$0{,}14915108613530\ 10^{2}$
a7	$-0{,}48232657361591\ 10^{4}$
a8	$0{,}40511340542057\ 10^{6}$
a9	-0,23855557567849
a10	$0{,}65017534844798\ 10^{3}$

tableau A.2 - Valeurs des variables *ai*

A.2.2 Capacité calorifique Cp_v et enthalpie H_v de la vapeur d'eau

Domaine de validité :

273,15 K ≤ T ≤ 623,15 K $0 < P < P_{sat}(T)$
623,15 K ≤ T ≤ 863,15 K $0 < P < P(T)$
863,15 K ≤ T ≤ 1073,15 K $0 < P <$ 100 MPa

$$\frac{cp_v(\pi,\tau)}{R} = -\tau^2\left(\gamma^0_{\tau\tau} + \gamma^r_{\tau\tau}\right) \tag{A.7}$$

$$\frac{H_v(\pi,\tau)}{RT} = \tau\left(\gamma^0_{\tau} + \gamma^r_{\tau}\right) \tag{A.8}$$

Avec :

$$\pi = \frac{P}{P^*} \quad et \quad \tau = \frac{T^*}{T} \tag{A.9}$$

$$\gamma^0_{\tau\tau} = \sum_{i=1}^{9} n_i\ J_i\left(J_i - 1\right)\tau^{J_i - 2} \qquad \gamma^0_{\tau} = \sum_{i=1}^{9} n_i\ J_i\ \tau^{J_i - 1} \tag{A.10}$$

Les valeurs I_i, J_i, n_i sont données dans le tableau A.3.

$$\gamma^r_{\tau\tau} = \sum_{i=1}^{43} n_i\ \pi^{I_i} J_i\left(J_i - 1\right)\left(\tau - 0{,}5\right)^{J_i - 2} \qquad \gamma^r_{\tau} = \sum_{i=1}^{43} n_i\ \pi^{I_i} J_i\left(\tau - 0{,}5\right)^{J_i - 1} \tag{A.11}$$

Les valeurs I_i, J_i, n_i sont données dans le tableau A.4.

Où P est la pression partielle de vapeur et T la température
P*=1 Mpa , T*=540 K et R=0,461526 $kJ.kg^{-1}.K^{-1}$

i	J	n
1	0	-0,96927686500217e1
2	1	0,10086655968018e2
3	-5	-0,56087911283020e-2
4	-4	0,71452738081455e-1
5	-3	-0,40710498223928
6	-2	0,14240819171444e1
7	-1	-0,43839511319450e1
8	2	-0,28408632460772
9	3	0,21268463753307e-1

tableau A.3 - Evolution de la chaleur latente de l'eau en fonction de la température

i	I	J	n	i	I	J	n
1	1	0	-0,17731742473213e-2	23	7	0	-0,59059564324270e-17
2	1	1	-0,17834862292358e-1	24	7	11	-0,12621808899101e-5
3	1	2	-0,45996013696365e-1	25	7	25	-0,38946842435739e-1
4	1	3	-0,57581259083432e-1	26	8	8	0,11256211360459e-10
5	1	6	-0,50325278727930e-1	27	8	36	-0,82311340897998e1
6	2	1	-0,33032641670203e-4	28	9	13	0,19809712802088e-7
7	2	2	-0,18948987516315e-3	29	10	4	0,10406965210174e-18
8	2	4	-0,39392777243355e-2	30	10	10	-0,10234747095929e-12
9	2	7	-0,43797295650573e-1	31	10	14	-0,10018179379511e-8
10	2	36	-0,26674547914087e-4	32	16	29	-0,80882908646985e-10
11	3	0	0,20481737692309e-7	33	16	50	0,10693031879409
12	3	1	0,43870667284435e-6	34	18	57	-0,33662250574171
13	3	3	-0,32277677238570e-4	35	20	20	0,89185845355421e-24
14	3	6	-0,15033924542148e-2	36	20	35	0,30629316876232e-12
15	3	35	-0,40668253562649e-1	37	20	48	-0,42002467698208e-5
16	4	1	-0,78847309559367e-9	38	21	21	-0,59056029685639e-25
17	4	2	0,12790717852285e-7	39	22	53	0,37826947613457e-5
18	4	3	0,48225372718507e-6	40	23	39	-0,12768608934681e-14
19	5	7	0,22922076337661e-5	41	24	26	0,73087610595061e-28
20	6	3	-0,16714766451061e-10	42	24	40	0,55414715350778e-16
21	6	16	-0,21171472321355e-2	43	24	58	-0,94369707241210e-6
22	6	35	-0,23895741934104e2				

tableau A.4 - Evolution de la chaleur latente de l'eau en fonction de la température

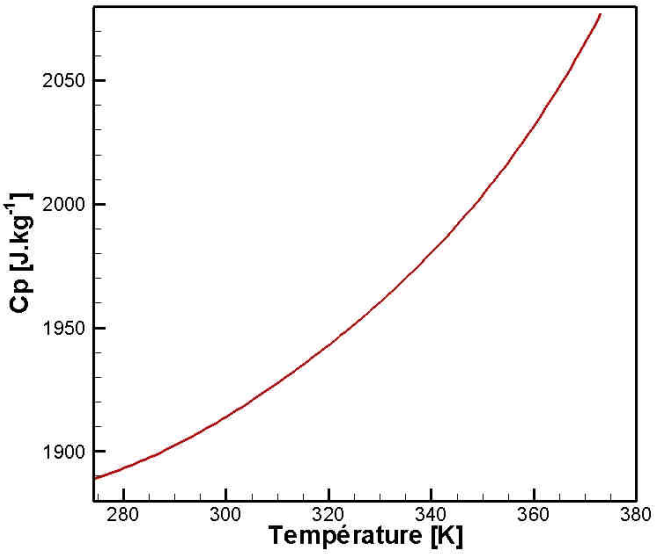


figure A.3 - Evolution de la capacité calorifique de la vapeur d'eau en fonction de la température

A.2.3 Chaleur latente

La chaleur latente est donnée par la différence d'enthalpie de la vapeur d'eau et de l'eau liquide. On obtient ainsi l'expression :

$$Lv = H_v - H_{liq} \tag{A.12}$$

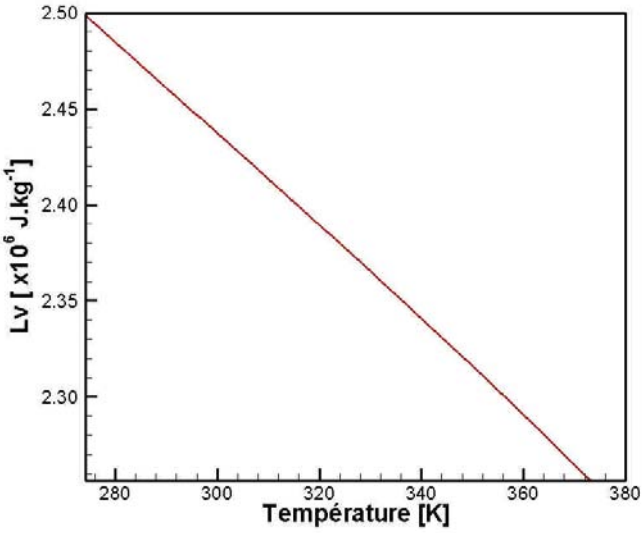


figure A.4 - Evolution de la chaleur latente de l'eau en fonction de la température

A.3 Coefficient de diffusivité

La relation utilisée pour déterminer le coefficient de diffusivité D est issue de Reid [Reid *et al*., 1987]. Cette relation provenant de l'expression de Chapman et Enskog est valable pour des mélanges binaires à faible pression. On détermine ce coefficient de la manière suivante :

$$D = \frac{0{,}00143\,T^{1{,}75}}{P\left(2\left(\frac{1}{M_{H2O}}+\frac{1}{M_{air}}\right)^{-1}\right)^{1/2}\left(Vd_{H2O}^{1/3}+Vd_{air}^{1/3}\right)^2}\,10^{-4} \qquad \text{(A.13)}$$

Où : T est la température [K]
P est la pression [Pa]
M_{air} et M_{H2O} sont les masses molaires de l'air et de l'eau [g.mol^{-1}]
Vd_{air} et Vd_{H2O} sont les volumes de diffusion atomique de l'air et de l'eau [l]

La courbe obtenue pour un mélange eau liquide et air est représentée par la figure A.5. Les volumes de diffusion sont les suivants :

Vd_{air} = 19,7 l
Vd_{H2O} =13,1 l

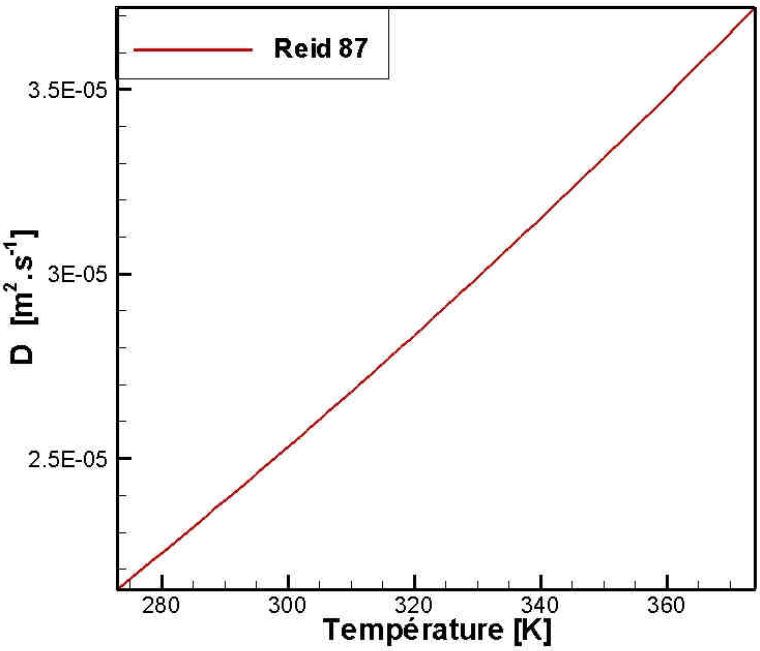


figure A.5 - Evolution du coefficient de diffusivité moléculaire de l'eau dans l'air en fonction de la température

Chapitre 2 Stratégie de brumisation : sens d'injection et granulométrie du spray

Ce deuxième chapitre est consacré à l'étude numérique de la brumisation d'eau dans un écoulement d'air. Le code de calcul MIRABELLES, présenté dans le chapitre précédent, est utilisé pour définir l'évolution du spray dans l'air et les modifications des propriétés psychrométriques dues à l'évaporation du spray. L'objectif de cette étude est d'évaluer l'influence de la taille des gouttes composant le spray ainsi que leur sens d'injection sur le refroidissement de l'air afin de définir la stratégie de brumisation à adopter pour optimiser la brumisation d'eau sur les condenseurs. Trois points majeurs sont plus particulièrement étudiés :

- l'humidité et la température de l'air à la sortie du système : dans le cadre de notre application, la saturation en humidité de l'air en écoulement est recherchée. En effet, la saturation de l'air signifie que l'évaporation d'eau est maximale et par conséquent que le refroidissement de cet air est également maximal.
- la taille des gouttes d'eau à la sortie du système : afin d'optimiser la consommation d'eau, il est important de connaître la quantité d'eau qui se vaporise dans l'air et par conséquent la quantité qui reste à évaporer lorsque celle-ci arrivera sur le condenseur.
- l'homogénéité du brouillard d'eau dans l'écoulement : afin que l'efficacité de la brumisation soit maximale, il est nécessaire que la baisse de température soit homogène sur un plan perpendiculaire à l'écoulement.

En déterminant l'influence de la taille des gouttes injectées sur l'air, il sera possible ensuite d'évaluer plus précisément quelle est la taille de goutte moyenne et le sens de brumisation permettant la meilleure efficacité du procédé.

Les résultats des simulations vont être présentés dans cette partie. Dans un premier temps, au regard du nombre important de simulations, nous détaillerons les informations qu'il est possible d'obtenir sur un cas précis. Ensuite, on s'intéressera principalement aux trois points mentionnés ci-dessus.

2.1 Choix des simulations à réaliser

Le système étudié est le pilote expérimental dont les dimensions sont 170 x 38 x 26 cm^3. Le maillage et les choix de résolution du modèle eulérien sont donnés dans la section 1.6

2.1.1 Propriétés de l'air

L'étude de la brumisation sur l'ensemble de la gamme de température, d'humidité et de vitesse d'air demanderait un grand nombre de simulations. Or, bien qu'une modification des

propriétés de l'air induirait une variation des résultats sur le refroidissement de l'air et sur l'évaporation du spray, les tendances obtenues resteraient inchangées. Ainsi afin de limiter le nombre de simulations, nous avons choisi d'utiliser un cas d'étude où la température, l'humidité et la vitesse de l'air sont fixées. Ces valeurs présentées dans le tableau 2.1 correspondent à des conditions normales d'utilisation de la brumisation des condenseurs.

Paramètre	Valeur
Température	298 K
Humidité	27 %
Vitesse	1 $m.s^{-1}$

tableau 2.1 - Propriétés de l'air entrant dans le système étudié

2.1.2 Propriétés du spray

Taille des gouttes

L'étude numérique réalisée dans la section § 1.2.3 a montré que plus la taille des gouttes est importante, plus le temps d'évaporation et par conséquent leurs temps de séjour est important. A 293 K pour une humidité relative de 30 %, le temps d'évaporation d'une goutte de 25 µm est inférieur à une seconde. Dans un écoulement d'air ayant une vitesse de 1 $m.s^{-1}$, une goutte de cette taille serait évaporée bien avant la sortie du domaine (1,7 m). Des gouttes de plus gros diamètres (50, 40 et 25 µm) sont donc également étudiées.

Débit d'eau brumisée

Le choix des propriétés de l'air en entrée du pilote fixe la quantité maximale d'eau pouvant être évaporée dans l'air. A 298 K et avec une humidité relative de 27 %, l'humidité absolue est d'environ 5 $g_{eau}.kg_{air}^{-1}$. Après avoir subi une transformation isenthalpique, l'air à saturation contient environ 10 $g_{eau}.kg_{air}^{-1}$. Ces valeurs d'humidité absolue nous permettent de définir le débit de brumisation à environ 1,5 $l.h^{-1}$ dans le cas de l'écoulement d'air dans la veine du pilote expérimental avec une vitesse de 1 $m.s^{-1}$. Notons que ce débit est purement théorique dans le cas d'un refroidissement isenthalpique de l'air, c'est à dire qu'il ne prend pas en compte la chaleur sensible des gouttes. Nous proposons donc d'utiliser ce débit dans les simulations qui vont être présentées.

Vitesse d'injection du spray

Différentes technologies de buses permettent d'obtenir des débits de 1,5 $l.h^{-1}$. Ces technologies sont les buses hydrauliques haute et basse pression et les buses pneumatiques. La vitesse d'éjection du spray d'une buse est très variable suivant le procédé utilisé. Ces vitesses peuvent varier pour le débit qu'on désire entre 5 et 100 $m.s^{-1}$. Pour cette étude, on choisit une vitesse de 10$m.s^{-1}$.

Paramètre	Valeur
Débit [$l.h^{-1}$]	1,5
Diamètre gouttes [µm]	50/40/25
Vitesse d'injection [$m.s^{-1}$]	10
Température [K]	298
Angle [°]	72

tableau 2.2 - Propriétés de l'air entrant dans le système étudié

2.2 Étude de la brumisation à co-courant

Nous allons étudier dans un premier temps l'influence de la taille des gouttes injectées à co-courant sur les paramètres principaux permettant de définir l'efficacité de refroidissement de la brumisation. Rappelons que ces paramètres sont la température et l'humidité de l'air, la surface (sur un plan perpendiculaire à l'écoulement) d'interaction entre le spray et l'air et la quantité d'eau évaporée.

2.2.1 Analyse d'une simulation numérique

Pour illustrer les informations obtenues par la simulation numérique, on choisit de présenter le cas d'un spray composé de gouttes de 50µm.

Trajectoires des gouttes

La figure 2.1 représente la trajectoire en 3 dimensions de 100 gouttes, choisies aléatoirement dans un spray. Les gouttes formant le spray sont injectées dans le sens de l'écoulement d'air à partir d'un point situé au centre du plan YZ à 42 cm sur l'axe X. Elles forment sur quelques centimètres un cône, dont l'angle est de 72°, avant d'être entraînées par l'air. La force de traînée responsable de cet entraînement ne permet plus au spray de se disperser spatialement. Il reste alors confiné jusqu'à la sortie du système. La trajectoire descendante observée pour ce spray est causée par la force de gravité subie par les gouttes.

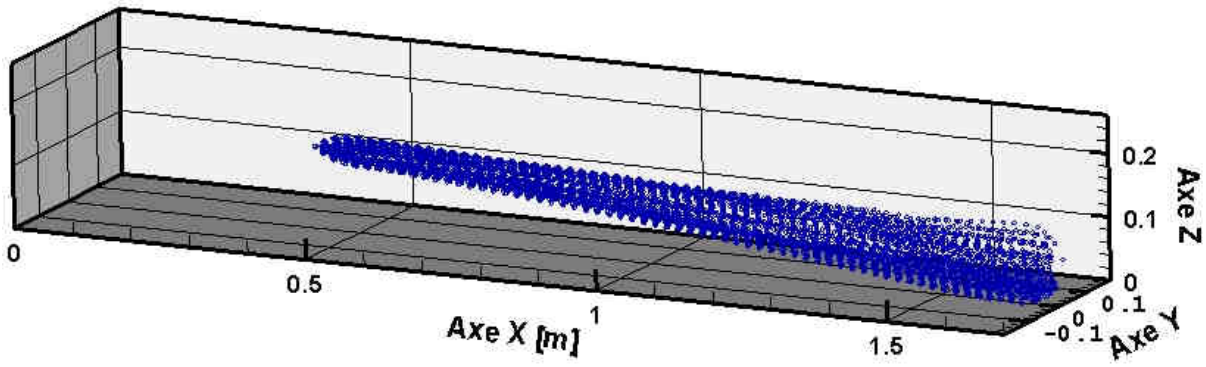


figure 2.1 - Visualisation en 3 D des trajectoires des gouttes d'eau composant le spray à co-courant

Température de l'air

La visualisation de l'ensemble des propriétés de l'air et des particules calculées numériquement ne peut se faire qu'en 2D. Chaque plan (XZ, XY et YZ) apporte des informations complémentaires sur l'évaporation du spray et le refroidissement de l'air. Les figures 2.2, 2.3 et 2.4 correspondent respectivement aux vues de côté, de dessus et de face de la température de l'air dans la veine. Les vues de côté et de dessus sont des coupes passant dans l'axe de la buse et pour la vue de face, le plan est pris à 1 mètre en aval de la buse (coordonnée en X =142 cm). La figure 2.2 montre une diminution de la température de l'air vers les X croissants. Cette diminution, créée par l'évaporation des gouttes, suit la trajectoire descendante du spray constatée sur la figure 2.1. Par conséquent, on observe sur la figure 2.3 cette même diminution de température jusqu'à la position en X = 110 cm et au-delà de cette position la température ré-augmente. En effet, cette zone, alors traversée par de l'air de moins

en moins chargé en gouttelettes d'eau, est beaucoup moins refroidie par l'évaporation du spray. L'évaluation de l'efficacité de refroidissement d'un spray à une distance donnée est réalisée par l'analyse des résultats sur le plan YZ, représentés sur la figure 2.4. En effet, sur ce plan, pris à un mètre en aval du point d'injection du spray, la diminution de la température de l'air, la surface impactée par le spray et l'homogénéité des températures peuvent être quantifiées. Dans ce cadre, sur le cas présenté, on constate que le spray ne refroidit pas de façon homogène l'ensemble de la surface de la veine, la température minimale relevée est de 290,3 K et la température moyenne de 297,6 K.

Notons qu'on observe sur ces différentes figures quelques singularités qui seront détaillées plus loin :

- Sur la figure 2.2 et la figure 2.3, on observe en X compris entre environ 42 cm et 70 cm, que la température au centre du spray est plus importante qu'en périphérie.
- La figure 2.3 laisse apparaître un contour de température "creusé" en son centre.

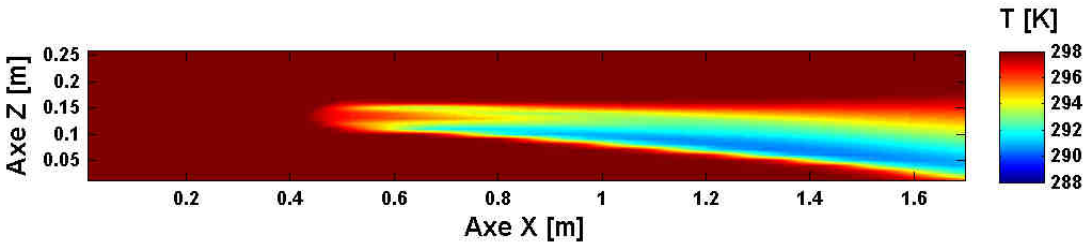


figure 2.2 - Champ de température de l'air dans le plan XZ dans l'axe de la buse

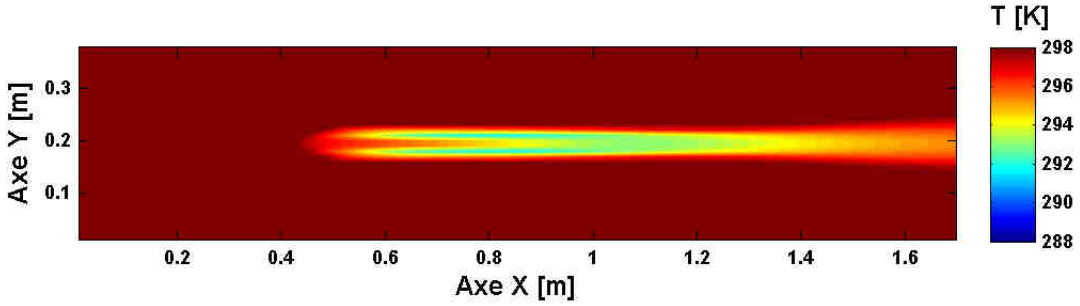


figure 2.3 - Champ de température de l'air dans le plan YX dans l'axe de la buse

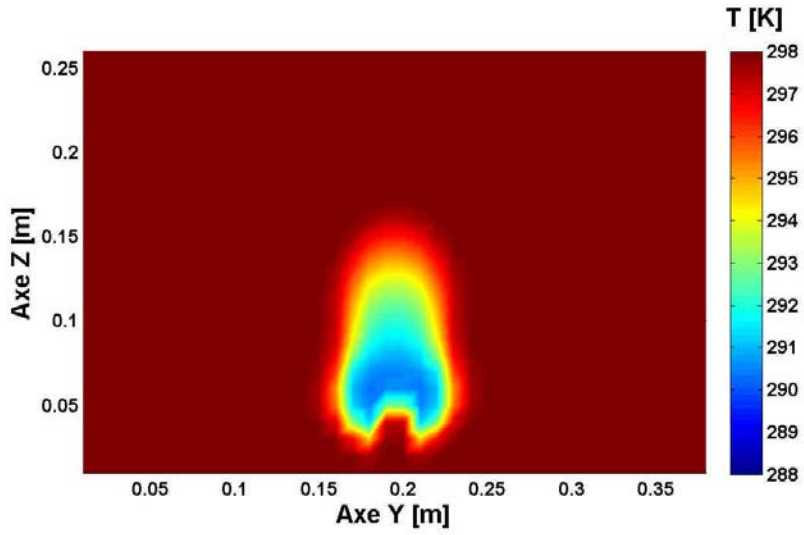


figure 2.4 - Champ de température de l'air dans le plan YZ à 1m de la buse

Humidité de l'air

La figure 2.5 représente l'évolution de l'humidité de l'air dans le plan XZ dans l'axe de la buse. On remarque que l'humidité dans l'air augmente très rapidement à la sortie de la buse et qu'elle diminue suivant l'axe X. Cette diminution est due à la diffusion de l'humidité des cellules les plus chargées en vapeur vers les cellules voisines les moins chargées. On remarque également que le champ d'humidité suit, comme pour le profil de température, la trajectoire descendante du spray vue sur la figure 2.1.
Localement (à quelques centimètres de l'injection des gouttes), l'humidité au cœur du spray est plus importante qu'en périphérie. La concentration en gouttelettes d'eau étant plus importantes en ce point, le débit d'évaporation y est plus important. Cette constatation est cependant contradictoire avec les résultats observés sur la température. Dans cette zone où l'humidité est maximale (correspondant à l'humidité de saturation de l'air), on s'attendait à une température égale à la température humide correspondant à une transformation isenthalpique, or la température y est proche de 298 K. On suppose donc que l'énergie nécessaire à l'évaporation provient en partie de l'abaissement de température des gouttes.

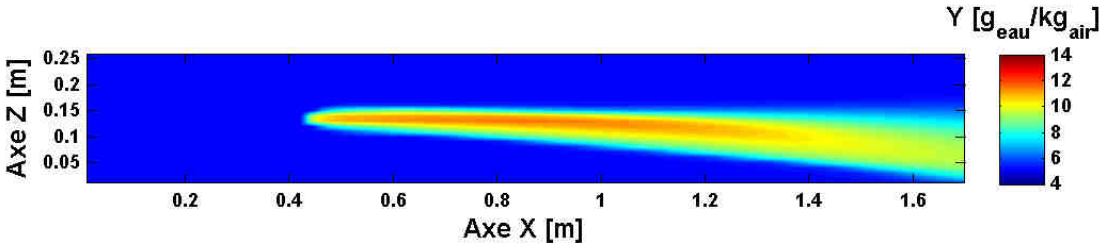


figure 2.5 - Champ d'humidité de l'air dans le plan XZ dans l'axe de la buse

Fraction volumique de l'eau dans l'air

La figure 2.6 montre que la fraction volumique en goutte est la plus élevée près de la buse. La fraction volumique en gouttes diminue ensuite de façon très importante, car le spray se disperse spatialement et une partie de l'eau s'évapore. On peut remarquer sur la figure 2.5, que dans la zone où la fraction volumique est très forte, l'humidité augmente très rapidement. En effet, du fait de la forte concentration en gouttes dans ces cellules, la surface d'échange et par conséquent les échanges massiques sont très importants.

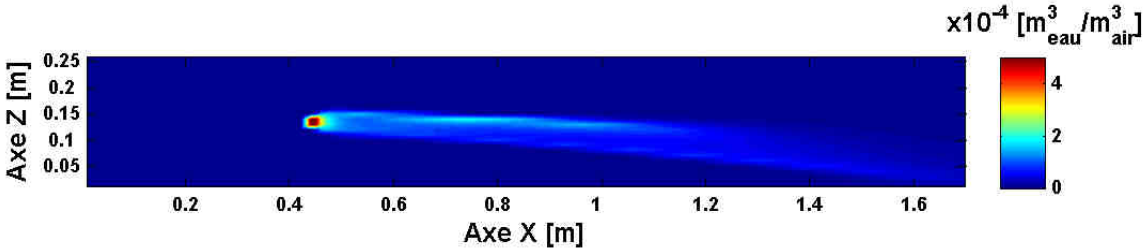


figure 2.6 - Fraction volumique d'eau liquide dans le plan XZ dans l'axe de la buse

Température moyenne des gouttes

La figure 2.7 représente la température moyenne des gouttes, de la buse jusqu'à la sortie du domaine de calcul. Au point d'injection les gouttes entrent dans le système avec une température de 298 K. En quelques centimètres, les gouttes perdent dans l'axe du spray plus

de 4 K. En périphérie cette diminution atteint 7 K. Ensuite, la température des gouttes continue à diminuer jusqu'à atteindre la température humide de l'air dans les zones les moins concentrées du spray.

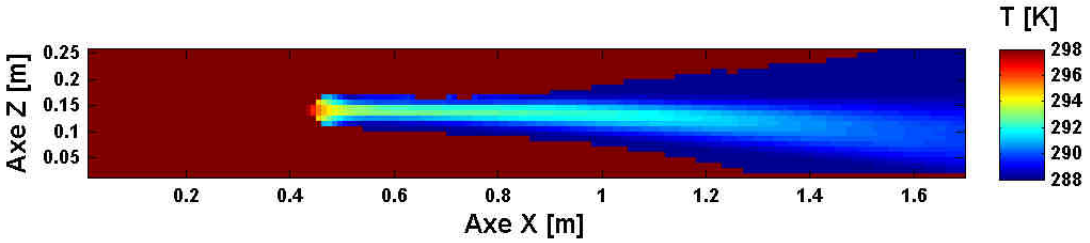


figure 2.7- Température moyenne des gouttes dans le plan XZ dans l'axe de la buse

Les différentes caractéristiques présentées précédemment laissent apparaître deux phénomènes importants :

- dans les zones de forte fractions volumiques (centre du spray), l'humidification augmente fortement mais la température de l'air et des gouttes diminue peu.

- dans les zones de faible fraction volumique (périphérie du spray), l'humidification augmente plus faiblement qu'au centre du spray mais la température de l'air et des gouttes diminue fortement.

On en déduit donc que l'énergie pour évaporer l'eau provient tout d'abord de l'abaissement de température des gouttes. Puis lorsque la température des gouttes se rapproche de la température humide, l'énergie est principalement puisée par convection dans l'air.

Pour visualiser ce phénomène, nous avons étudié une goutte unique lancée dans les mêmes conditions (initiales) que précédemment. En décomposant les équations, nous avons identifié l'énergie fournie par la goutte et par l'air dans le processus d'évaporation. La figure 2.8 représente l'évolution des puissances échangées entre l'air, la goutte et la partie évaporée au cours de l'évaporation. La figure 2.9 représente l'évolution de la température et du diamètre de cette goutte au cours de l'évaporation.

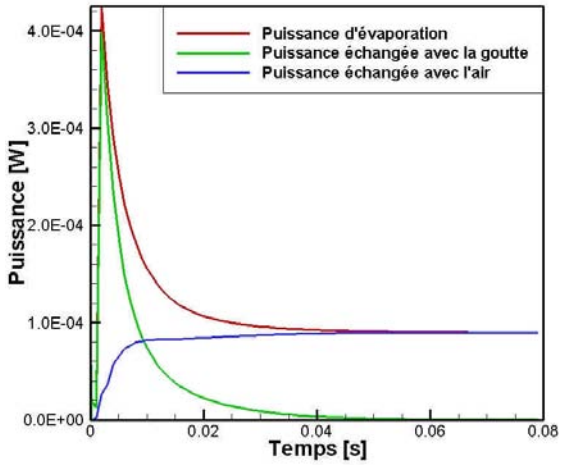
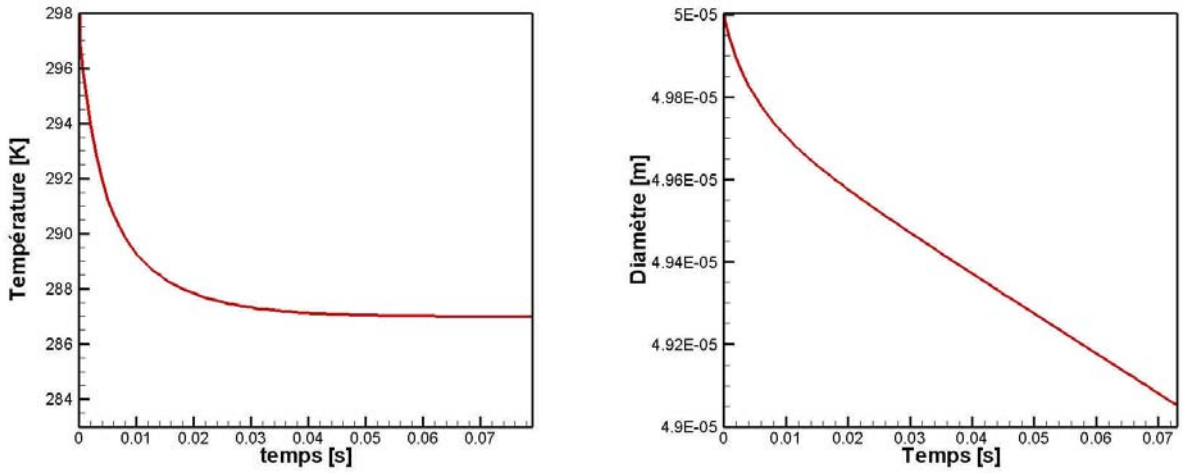


figure 2.8 - Évolution des puissances énergétiques échangées entre l'air, l'eau liquide et la partie évaporée au cours de l'évaporation

On observe entre 0 et 10 ms un pic de puissance causé par le fort gradient d'humidité entre la surface de la goutte et l'air. Ce pic d'énergie, fournie à la partie évaporée, provient pour la quasi-totalité de la goutte. Après 10 ms, l'énergie servant à l'évaporation est fournie principalement par l'air et l'énergie provenant de la goutte devient alors de plus en plus faible. En corrélant la figure 2.8 et la figure 2.9 (a), on constate que les allures des courbes de puissance fournie par la goutte et de température sont les mêmes. On en conclut que la puissance fournie par la goutte est directement liée à la différence de température entre la goutte et la température humide.

Concernant la diminution de la taille de la goutte, on s'aperçoit sur la figure 2.9 (b) que durant la période où l'énergie d'évaporation provient principalement de la goutte, le diamètre passe de 50 à 49,7 µm soit une perte volumique de 1,8%. Dans les zones les plus denses en gouttelettes, cet apport est suffisant pour saturer l'air en humidité sans le refroidir.



(a) Température (en K) (b) Diamètre de la goutte (en m)

figure 2.9 - Evolution de la température et du diamètre de la goutte au cours de l'évaporation

Taille moyenne des gouttes

L'étude de la taille des gouttes dans le spray est une manière de déterminer la quantité d'eau évaporée à la sortie du système. La figure 2.10 représente le diamètre moyen des gouttes traversant le domaine de calcul. On constate que la taille des gouttes passe de 50 µm à l'injection à environ 47,5 µm à la sortie du système. La perte de masse causée par l'évaporation représente alors environ 14,2 % de l'eau injectée.

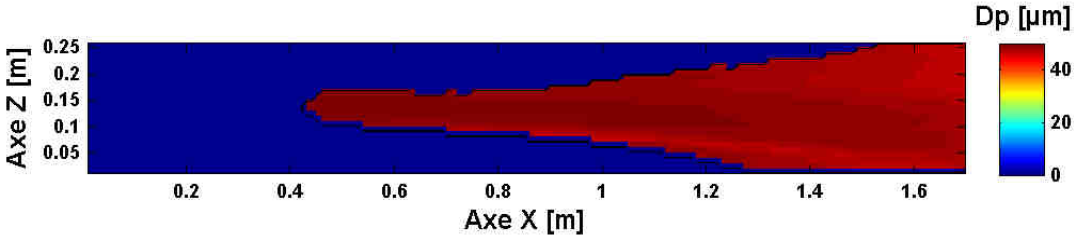


figure 2.10 - Taille moyenne des gouttes dans le plan XZ dans l'axe de la buse

Vitesse des gouttes

La figure 2.11 représente la vitesse moyenne des gouttes dans le système. La vitesse des gouttes à la sortie de la buse est de 10 $m.s^{-1}$. Cette vitesse décroît sur les premiers centimètres pour atteindre une vitesse d'environ 5 $m.s^{-1}$. La force de traînée est responsable de cette diminution. A la sortie du domaine les gouttes sont en moyenne à une vitesse comprise entre 1 et 3 $m.s^{-1}$. La quantité de mouvement que perdent les gouttes est transmise à l'air. Ensuite au fur et à mesure que les gouttes se dispersent, la vitesse diminue.

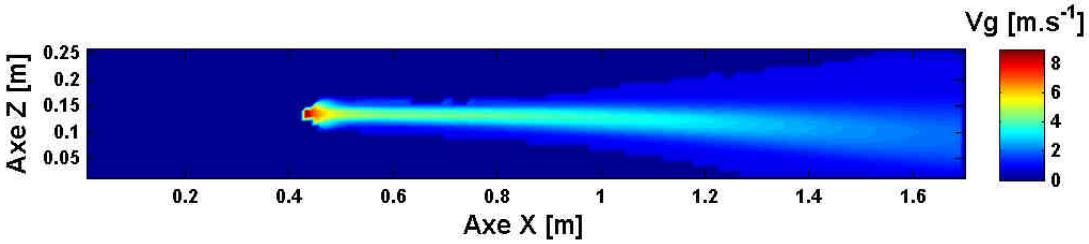


figure 2.11 - Vitesse moyenne des gouttes dans le plan XZ dans l'axe de la buse

Vitesse de l'air

La figure 2.12 présente le champ de vitesse dans un plan YZ situé en amont du point d'injection du spray (X= 20 cm). La vitesse de l'air à l'entrée de la veine est fixée à 1 $m.s^{-1}$ sur l'ensemble de la surface. Au niveau de la buse, l'air se situant dans la zone de spray va être entraîné par les gouttelettes d'eau. Cette augmentation de la vitesse est visible sur la figure 2.13 en X = 0,42 m. La vitesse ainsi atteinte est identique à celle des gouttes soit 5 $m.s^{-1}$ proche de l'injection puis 2 $m.s^{-1}$ lorsque l'on atteint la sortie du système. On notera que ce champ de vitesse a la même forme que les champs d'humidité et de température et que dans les mailles où la fraction volumique est nulle, la variation de vitesse est quasi nulle.

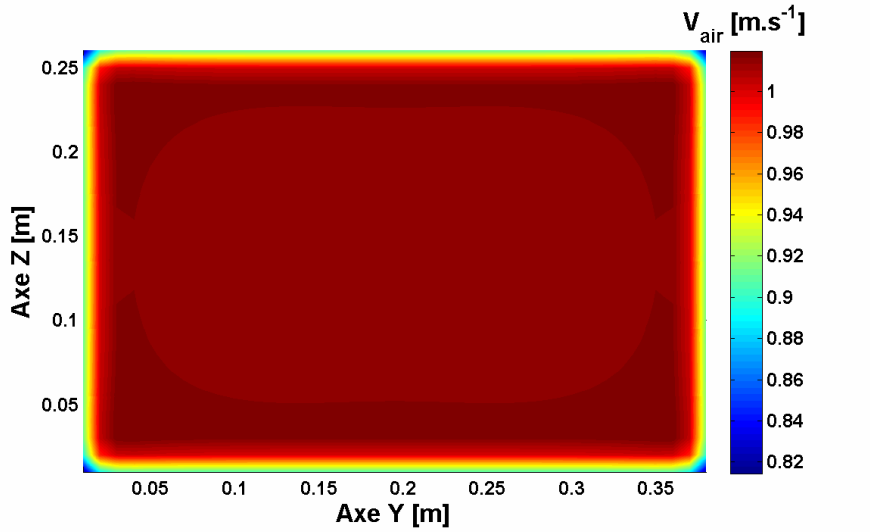


figure 2.12 - Vitesse de l'air dans le plan YZ en X = 20 cm (en amont de l'injection)

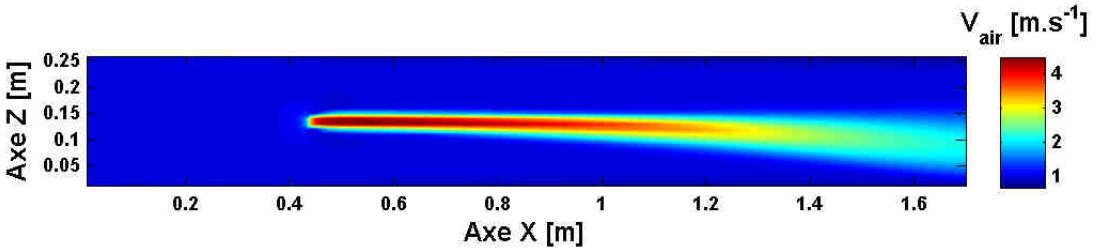


figure 2.13 - Vitesse de l'air dans le plan XZ dans l'axe de la buse

Conclusion

L'étude approfondie de la vaporisation d'un spray dans un écoulement d'air a permis de mettre en évidence l'importance des phénomènes physiques mis en jeu. Ces résultats de simulation permettent de mener une étude de sensibilité sur les paramètres opératoires.

2.2.2 Influence de la taille des gouttes

Dans le cadre de l'étude, les propriétés de l'air en amont du condenseur sont des paramètres essentiels pour évaluer l'efficacité de la brumisation. L'attention sera portée plus particulièrement sur la température, l'humidité et la taille des gouttes arrivant sur le condenseur. Nous étudierons ces données dans le plan YZ (plan perpendiculaire à l'écoulement) à une distance de la buse de 1 m (en X = 142 cm). La figure 2.14 représente les températures et humidités de l'air dans ce plan pour les différentes tailles de gouttes étudiées avec de l'air initialement à température 298 K et humidité 27 %.

On voit sur ces figures que plus la taille des gouttes injectées est faible, plus la surface sur le plan YZ des zones refroidies et humidifiées diminue. En effet, lorsque la taille des gouttes diminue, l'inertie de celles-ci diminue. Ainsi, dès leur entrée dans l'écoulement, elles sont plus facilement entraînées par l'air. La dispersion du spray est alors fortement réduite entraînant une concentration importante en gouttes dans un petit volume.

Du fait de l'influence de la gravité, la surface refroidie par le spray se déplace vers la partie basse de l'échangeur avec l'augmentation du diamètre des gouttes injectées. La température minimale atteinte dans les trois cas est quasi semblable et proche de 290,5 K. Il en est de même pour le maximum d'humidité absolue avec une valeur de 10,5 $g_{eau}.kg_{air}^{-1}$. Cette humidité correspond à l'humidité de saturation. La température est quant à elle assez éloignée de la température humide qui est de 287,3 K. On remarque également que ce minimum de température et ce maximum d'humidité ne se situent pas dans la même zone. Ceci est dû à l'apport d'énergie des gouttes pour évaporer une partie de l'eau. Comme on l'a expliqué plus tôt, cette énergie va s'accompagner d'une saturation de l'air en humidité en puisant un minimum d'énergie dans l'air.

Ainsi, bien que les gouttes de petit diamètre augmentent la surface d'échange entre le spray et l'air, leur confinement dans un plus petit volume va globalement réduire les échanges thermiques et massiques.

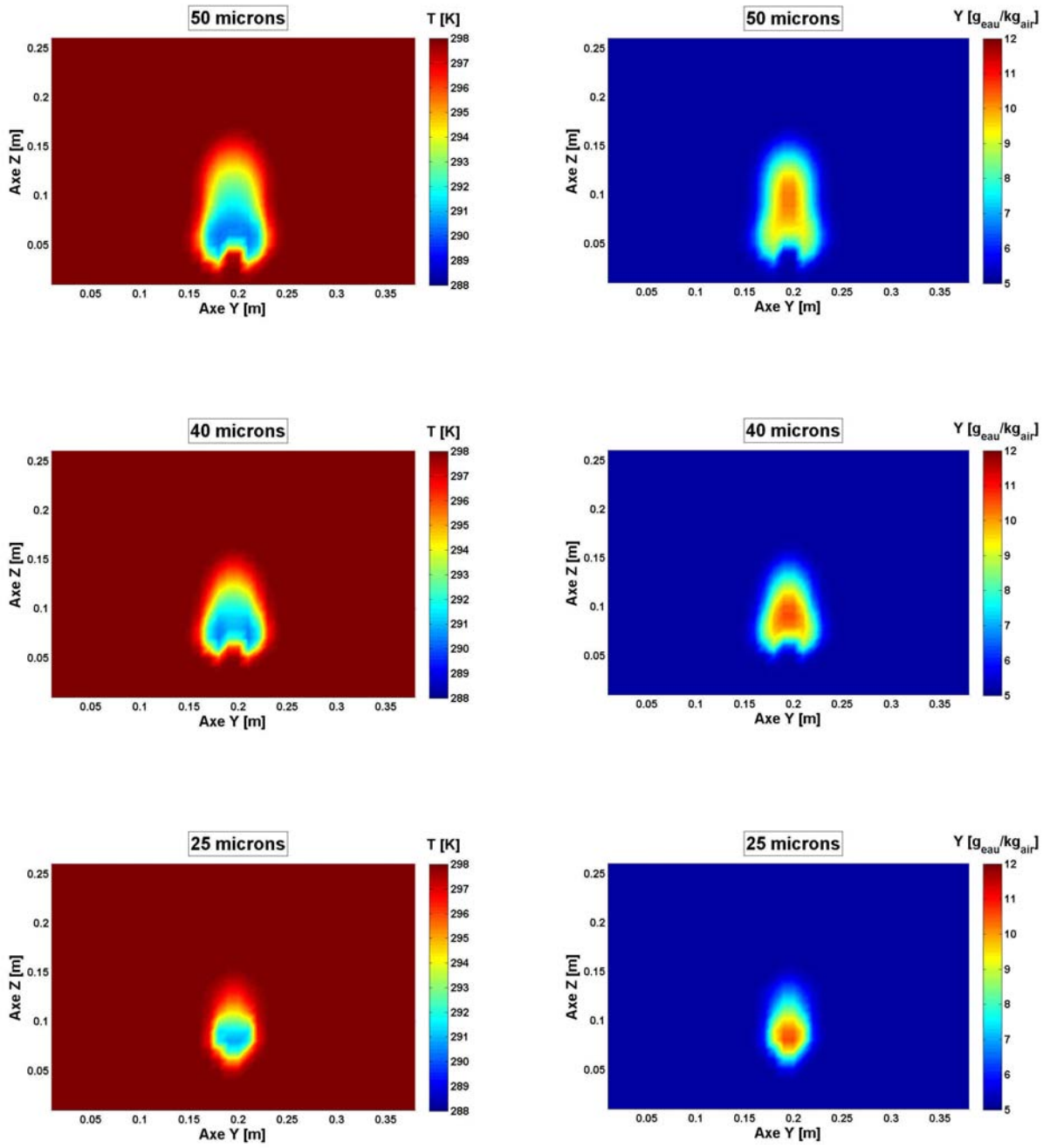


figure 2.14 - Représentation de la température (à gauche) et de l'humidité (à droite) de l'air dans le plan YZ et un mètre après le point d'injection (en X = 142 cm)

La quantification de l'eau évaporée à 1 m du point d'injection peut être évaluée en fonction des trois paramètres suivants:

-le diamètre des gouttes
-la fraction volumique d'eau liquide
-l'humidité absolue

La détermination de la quantité d'eau évaporée à partir de la variation du diamètre des gouttes ou de la fraction volumique d'eau, nécessite la prise en compte des gouttes qui sortent du domaine de calcul avant d'atteindre le plan étudié et leur contribution dans

l'humidification de l'air. La mise en place numérique pour obtenir ces deux paramètres étant complexe, nous avons choisi de mener nos calculs à partir de l'humidité absolue.

Pour effectuer un bilan sur la vapeur d'eau, la prise en compte du débit d'air en chaque position est nécessaire. En effet, le débit d'air étant inhomogène sur la surface étudiée l'augmentation de l'humidité en une cellule est pondérée par le débit d'air la traversant. La quantification de l'eau évaporée pour les trois simulations précédentes est présentée dans le tableau 2.3.

Le diamètre moyen des gouttes sur le plan étudié, présenté sur la figure 2.15, est donné afin de connaître les caractéristiques géométriques du spray à cette position. Ainsi, pour l'injection de gouttes à 50, 40 et 25 µm, les gouttes ont respectivement un diamètre moyen à 1 m de la buse de 47,5, 38,8 et 24,6 µm.

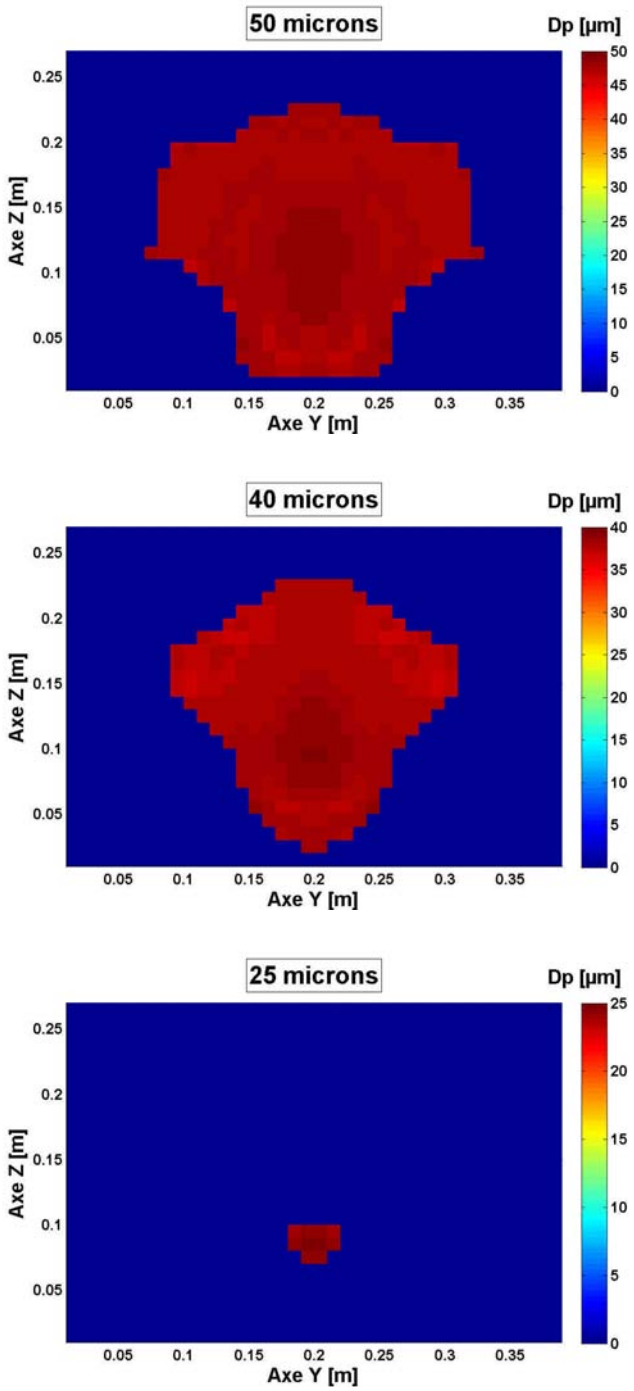


figure 2.15 - Représentation du diamètre moyen des gouttes dans le plan YZ en X = 142 cm

Le tableau 2.3 présente les résultats obtenus pour les 3 tailles de gouttes étudiées. La quantité d'eau évaporée est présentée en pourcentage de la quantité injectée. Comme on l'a observé sur la figure 2.14, la quantité d'eau évaporée augmente avec le diamètre des gouttes passant de 6,4 % pour un diamètre de 25 µm à 12,5 % pour un diamètre de 50 µm. Cette augmentation de l'évaporation a pour effet une diminution de la température qui atteint en moyenne 297,6 K dans le cas des gouttes de 50 µm.

Taille des gouttes injectées [µm]	Température [K] moyenne (gauche) et minimum (droite)		Humidité [g/kg] moyenne (gauche) et maximum (droite)		Diamètre moyen D32 [µm]	% d'eau évaporé
50	297,6	290,3	5,4	10,2	48	12,5
40	297,7	290,4	5,3	10,5	38,8	9,7
25	297,8	290,7	5,2	10,5	24,6	6,4

tableau 2.3 - Récapitulatif des résultats obtenus à co-courant

On a vu que le refroidissement obtenu à co-courant est faible et très localisé. Ainsi pour augmenter le refroidissement, il est nécessaire de mieux disperser le spray tout en gardant une taille de goutte suffisamment petite pour favoriser l'évaporation.

2.3 Étude de la brumisation à contre-courant

Afin de favoriser la dispersion du spray, l'injection de gouttes dans le sens opposé à l'écoulement d'air est une solution que nous avons étudiée. La figure 2.16 illustre la trajectoire de 100 gouttes choisies aléatoirement injectées à contre-courant. Le spray, composé de gouttes de 50 µm, remonte l'écoulement sur environ 30 cm. Il est ensuite transporté par l'air jusqu'à atteindre la sortie du domaine de calcul. Ce mode d'injection du spray dans l'air augmente considérablement la dispersion du spray.

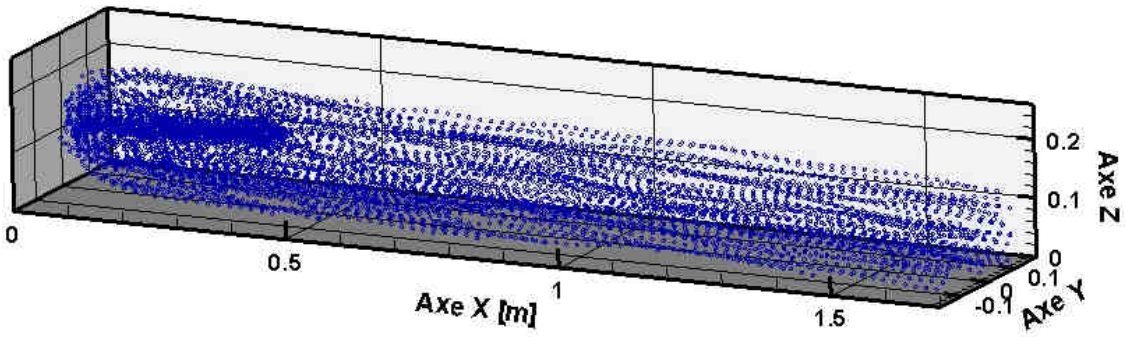


figure 2.16 - Visualisation en 3 dimensions des trajectoires des gouttes d'eau composant le spray à contre-courant

La diminution en température et le chargement en humidité sont alors réalisés sur une section plus large et de façon plus homogène (figure 2.17). On observe que la diminution de la taille des gouttes injectées modifie faiblement la dispersion spatiale du spray. Le spray de gouttes de 25 µm induit un refroidissement plus efficace, car il génère une bonne dispersion et une surface d'échange plus importante.

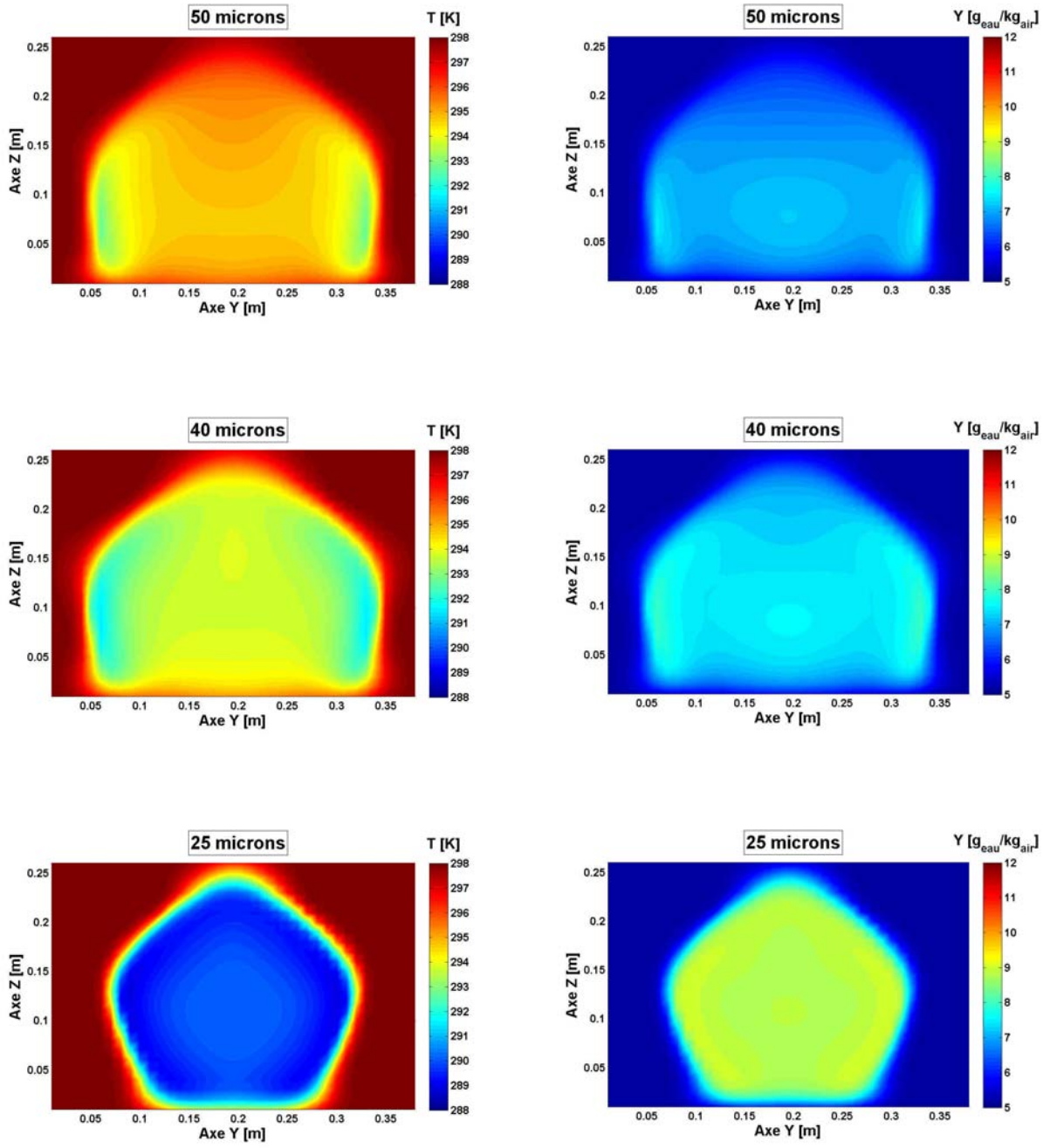


figure 2.17 - Représentation de la température (à gauche) et de l'humidité (à droite) de l'air dans le plan YZ en X = 142 cm

Le tableau 2.4 présente les résultats obtenus pour les 3 tailles de gouttes étudiées. La quantité d'eau évaporée augmente avec la diminution du diamètre des gouttes passant de 30,6 % pour un diamètre de 50 µm à 50,3 % pour un diamètre de 25 µm. On atteint ainsi au mieux une diminution de température en moyenne de 4 K sur l'ensemble de la section et jusque 9 K sur la surface traversée par le spray.

Taille des gouttes injectées [µm]	Température [K] moyenne (gauche) et minimum (droite)		Humidité [g/kg] moyenne (gauche) et maximum (droite)		Diamètre moyen D32 [µm]	% d'eau évaporé
50	296,0	292,6	6,2	7,5	40,1	30,6
40	295,2	291,5	6,5	8,0	29,2	40,7
25	294,1	288,9	6,8	9,0	15,4	50,3

tableau 2.4 - Récapitulatif des résultats obtenus à contre-courant

2.4 Conclusion

Cette étude a permis de montrer l'influence sur le refroidissement de la taille des gouttes et du sens de leur injection dans l'écoulement d'air. La taille est un élément important dans l'évaporation du spray. En effet, la potentialité d'évaporation d'une goutte est d'autant plus grande que sa taille est petite. Mais si le spray est faiblement dispersé spatialement, cette évaporation est réduite. On a ainsi mis en évidence que la brumisation à contre-courant est un compromis avantageux par rapport à une injection à co-courant permettant d'allier une surface d'échange importante et une large dispersion du spray. La quantité d'eau évaporée passe alors de 12,5 % à 50 % entre un spray injecté à co-courant et un spray injecté à contre-courant. Ces résultats permettent d'orienter expérimentalement le choix de l'application de la brumisation dans l'écoulement d'air en amont d'un condenseur et surtout ils nous donnent une indication du diamètre moyen désiré en sortie de la buse.

Deuxième partie

Échanges thermiques air-gouttes/condenseur

Introduction de la deuxième partie

Cette seconde partie est consacrée à l'étude numérique et expérimentale des échanges thermiques entre un air, chargé de gouttes et préalablement refroidi par le spray, et un condenseur à air.

Le chapitre 3 décrit le code de calcul modélisant la brumisation des condenseurs. Ce code, initialement développé par Youbi-Idrissi [Youbi-Idrissi *et al*., 2007] pour un cas simplifié de condenseurs à air, a été modifié pour simuler les échanges thermiques ayant lieu dans des condenseurs composés de plusieurs nappes et pour des écoulements à courants croisés. Ce modèle a été également adapté pour le pilote expérimental, utilisant non plus un condenseur mais un échangeur eau/air. Une description du modèle général sur les transferts thermiques est donc tout d'abord réalisée. Puis une description plus détaillée est présentée pour le cas de l'utilisation du code pour le pilote expérimental ou pour le condenseur d'une machine frigorifique.

Nous présentons ensuite dans le chapitre 4 les moyens expérimentaux et plus particulièrement le pilote mis en place pour étudier la brumisation des condenseurs. Afin de pouvoir mesurer et contrôler de façon précise toutes les caractéristiques des fluides circulant dans le pilote, celui-ci a été volontairement simplifié. On décrit dans ce chapitre les différents éléments constituant ce pilote et l'instrumentation mise en place pour mesurer la valeur des propriétés de l'air, de l'eau brumisée et de l'eau circulant dans l'échangeur à air. On associe à cette description une étude d'incertitude de mesure. Une étude sur le refroidissement de l'air par évaporation du spray est présentée en fin de chapitre pour déterminer la buse la plus adaptée à notre application et confirmer la stratégie de pulvérisation définie au chapitre 2. Enfin, pour définir les caractéristiques de la brumisation à appliquer aux condenseurs, une étude de l'influence du débit de brumisation, de la température et du débit d'air sur le refroidissement est réalisée avec la buse choisie

Les chapitres 5 et 6 sont consacrés à l'étude expérimentale de la brumisation des condenseurs. L'étude présentée dans le chapitre 5 est réalisée avec le pilote. Elle est consacrée à l'influence de la brumisation sur l'échangeur du pilote. On analyse plus particulièrement la diminution de la température d'air en amont de l'échangeur et l'augmentation des échanges thermiques dans l'échangeur. Afin de valider le code de calcul présenté dans le chapitre 3, les résultats expérimentaux sont comparés avec ceux obtenus numériquement.

Le chapitre 6 concerne l'application de la brumisation sur le condenseur d'une machine frigorifique. L'objectif de l'étude effectuée sur ce système est de mettre en évidence le gain énergétique réel obtenu grâce à la brumisation. Ainsi une description du système et de

l’instrumentation mise en place est tout d’abord réalisée. Puis une étude des échanges thermiques au niveau du condenseur et du coefficient de performance est présentée avec et sans brumisation. Les résultats obtenus sont ensuite comparés avec le code de calcul.

Nomenclature

Grandeurs

C	titre en eau dans l'air [kg d'eau.kg^{-1} d'air]
Cp	Capacité calorifique massique [J.kg^{-1}.K^{-1}]
dx	Pas spatial d'un élément [m]
D	Coefficient de diffusion de la vapeur d'eau dans l'air [m^2 .s^{-1}]
D_{10}	Diamètre arithmétique moyen [m]
D_{30}	Diamètre volumique moyen [m]
D_{32}	Diamètre de Sauter moyen [m]
D_C	Diamètre de col [m]
D_{ext}	Diamètre extérieur du tube [m]
D_{int}	Diamètre intérieur du tube [m]
D_m	Coefficient de transfert de masse de vapeur d'eau dans l'air [m.s^{-1}]
Ep_{ail}	Epaisseur des ailettes [m]
gain	Rapport des puissances sans et avec brumisation [-]
h_{ext}	Coefficient de convection externe [W.m^{-2}.K^{-1}]
h_{int}	Coefficient de convection interne [W.m^{-2}.K^{-1}]
j	Facteur de Colburn
K	Coefficient de transmission thermique [W.m^{-2}.K^{-1}]
H	Enthalpie [J.kg^{-1}]
H_{lv}	Enthalpie de vaporisation du fluide frigorigène [J.kg^{-1}]
Ha_{cond}	Hauteur du condenseur [m]
HR	Humidité relative [%]
La_{cond}	Largeur du condenseur [m]
Lo_{cond}	Longueur du condenseur [m]
L_{tube}	Longueur du tube [m]

Lv	Chaleur latente de vaporisation de l'eau [$J.kg^{-1}$]
$\dot{m}$	Débit [$kg.s^{-1}$]
N	Nombre d'éléments [-]
N_{nap}	Nombre de nappes [-]
N_{pass}	Nombre de passes du tube dans le condenseur [-]
P	Puissance [W]
P_0	Puissance sans brumisation [W]
Pas_{ail}	Pas des ailettes [m]
Pt_{tub}	Pas transversal à l'écoulement du tube [m]
Q	Puissance thermique totale échangée à l'échangeur [W]
Q_{cp}	Puissance liée à la chaleur sensible des gouttes impactant l'échangeur [W]
Q_{LV}	Puissance liée à l'évaporation des gouttes impactant l'échangeur [W]
r_g	Rayon d'une goutte [m]
R	Rayon d'un obstacle [m]
R_{cond}	Résistance thermique de conduction [$K.W^{-1}$]
R_{ext}	Résistance thermique de convection extérieure [$K.W^{-1}$]
R_{int}	Résistance thermique de convection intérieure [$K.W^{-1}$]
S	Surface élémentaire [m^2]
S_{ail}	Surface des ailettes [m^2]
S_{ext}	Surface extérieure totale [m^2]
S_{ext_tube}	Surface extérieure du tube [m^2]
S_{int_tube}	Surface intérieure du tube [m^2]
T	Température [K]
v	Vitesse [$m.s^{-1}$]
V_{ail}	Volume des ailettes [m^3]
V_{ext_tube}	Volume extérieur du tube [m^3]
V_{int_tube}	Volume intérieur du tube [m^3]
V_{tot}	Volume total [m^3]
X_L	Paramètre géométrique [m]
X_M	Paramètre géométrique [m]

Symboles grecs

α	Diffusivité thermique [$m^2.s^{-1}$]
ε	Taux de vide [-]
ε (x)	Incertitude de la variable x [%]

ε_{cap}	Taux de captation [-]
ΔH_a	Différence d'enthalpie entre l'air ambiant et l'air saturé à la surface du tube [J.kg^{-1}]
η	Efficacité des ailettes [-]
λ	Conductivité thermique [W.m^{-1}.K^{-1}]
μ	Viscosité dynamique [kg.m^{-1}.s^{-1}]
ρ	Masse volumique [kg.m^{3}]
σ	Surface élémentaire intérieure [m^{2}]
ω	Humidité absolue de l'air [-]

Indices

a	Relatif à l'air
ail	Relatif à l'ailette
am	Relatif à amont
av	Relatif à aval
cap	Relatif aux gouttes captées
cond	Relatif au condenseur
d	Relatif au drainage
eau	Relatif à l'eau
entrée	Relatif à l'entrée
evap	Relatif à l'évaporation
ext	Relatif à l'extérieur
g	Relatif aux gouttes
i	Relatif à l'indice de pas spatial
int	Relatif à l'intérieur
k	Relatif à la condensation
max	Relatif à maximum
mou	Relatif à mouillé
nap	Relatif aux nappes
p	Relatif aux parois
r	Relatif au fluide réfrigérant
sat	Relatif à la saturation
sortie	Relatif à la sortie
spray	Relatif au spray
tube	Relatif aux tubes

Nombres adimensionnels

Le	Nombre de Lewis
Nu	Nombre de Nusselt
Pr	Nombre de Prandtl
Re	Nombre de Reynolds
Sc	Nombre de Schmidt
Sh	Nombre de Sherwood
Stk	Nombre de Stokes

Chapitre 3
Modélisation des échanges

Ce chapitre présente la modélisation des échanges thermiques ayant lieu autour d'un échangeur de chaleur à air. Ces échanges sont principalement de nature convective, mais dans le cas d'échangeurs brumisés, la présence de gouttelettes d'eau induit des échanges d'autre nature. En effet, lorsque l'air est chargé en gouttelettes d'eau, suite à l'utilisation de la brumisation, une partie de ces gouttelettes impacte, au passage de l'échangeur, les ailettes et les tubes de l'échangeur intensifiant ainsi les transferts thermiques. Nous allons donc décrire les phénomènes liés à cette intensification afin d'évaluer par la suite l'influence de ces impacts sur le transfert thermique global.

3.1 Descriptif du système étudié

3.1.1 Hypothèses

Le modèle est développé pour simuler les échanges thermiques se produisant au travers d'un condenseur à tubes ailetés entre un fluide frigorigène et de l'air. Les hypothèses sur lesquelles est basé le modèle sont les suivantes :

- Les échangeurs sont à courants-croisés

- Les échangeurs sont composés d'une ou de plusieurs nappes.

- Coté air : la température, l'humidité et la fraction d'eau liquide dans l'air (issue du spray) en amont du condenseur sont des paramètres d'entrée.

- Le fluide circulant dans l'échangeur peut-être de l'eau liquide ou un fluide frigorigène passant de l'état de vapeur surchauffée à liquide sous-refroidi.

- Le débit des fluides circulant dans l'échangeur est un paramètre d'entrée

3.1.2 Caractéristiques du condenseur

La figure 3.1 représente un échangeur à tubes ailetés et les principales caractéristiques géométriques nécessaires pour le modèle.

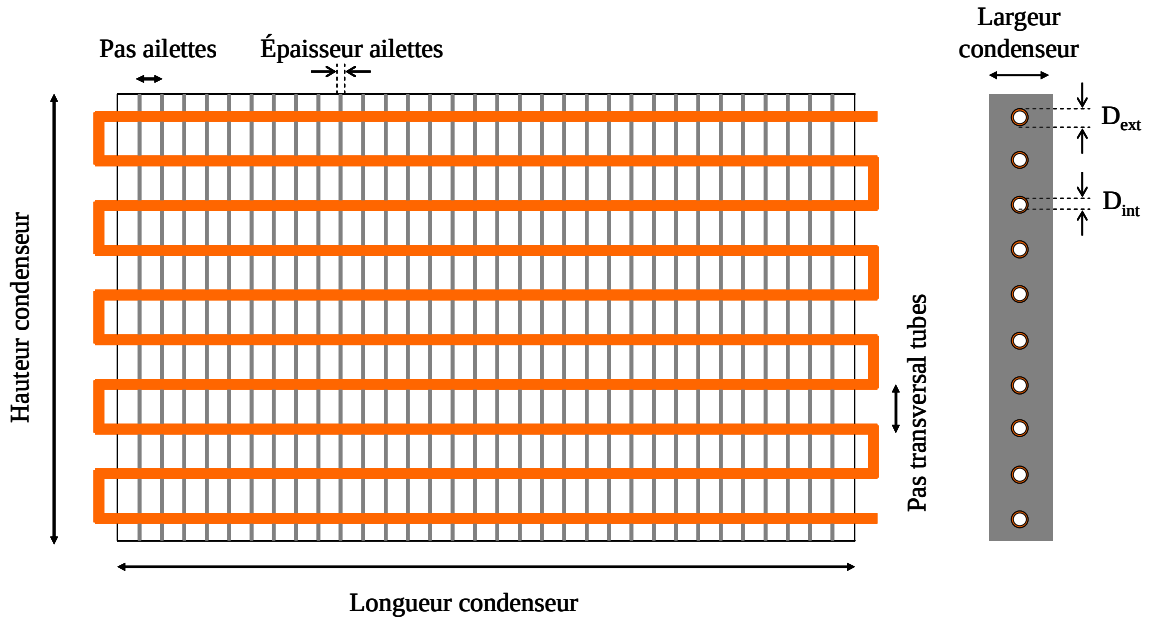


figure 3.1 - Schéma d'un échangeur à tubes ailetés

Paramètres d'entrée définissant un condenseur :

Lo_{cond} : Longueur du condenseur (m)
La_{cond} : Largeur du condenseur (m)
Ha_{cond} : Hauteur du condenseur (m)
Pas_{ail} : Pas des ailettes (m)
Ep_{ail} : Epaisseur des ailettes (m)
Pt_{tub} : Pas transversal à l'écoulement du tube (m)
D_{ext} : Diamètre extérieur du tube (m)
D_{int} : Diamètre intérieur du tube (m)
N_{pass} : Nombre de passes du tube dans le condenseur (-)

A partir de ces données d'entrée, il est possible de déterminer les caractéristiques nécessaires pour évaluer le transfert thermique dans un tel échangeur :

La longueur du tube : $$L_{tube} = Lo_{cond}\ N_{pass} \quad (3.1)$$

La surface intérieure du tube : $$S_{int_tube} = \pi\ D_{int}\ L_{tube} \quad (3.2)$$

Le volume intérieur du tube : $$V_{int_tube} = \frac{\pi\ D_{int}^2}{4} L_{tube} \quad (3.3)$$

La surface extérieure du tube : $$S_{ext_tube} = \pi\ D_{ext}\ L_{tube} \quad (3.4)$$

Le volume total du tube : $$V_{ext_tube} = \frac{\pi\, D_{ext}^2}{4} L_{tube} \quad (3.5)$$

La surface des ailettes : $$S_{ail} = 2\,\frac{Lo_{cond}}{Pas_{ail}}\, La_{cond}\; Ha_{cond} \quad (3.6)$$

Le volume des ailettes : $$V_{ail} = \frac{Lo_{cond}}{Pa_{ail}}\, La_{cond}\; Ha_{cond}\; E_{ail} \quad (3.7)$$

La surface totale d'échange extérieure : $$S_{ext} = S_{ext_tube} + S_{ail} \quad (3.8)$$

Le taux de vide dans le condenseur : $$\varepsilon = \frac{V_{tot} - V_{ail} - V_{ext_tube}}{V_{tot}} \quad (3.9)$$

Les différents paramètres définis ci-dessus permettent de déterminer la résistance thermique de l'échangeur sur une tranche spatiale. En effet afin de calculer les échanges entre l'air et le fluide frigorigène, l'échangeur a été divisé en N éléments égaux de longueur dx. On définit ce pas spatial d'incrémentation par :

$$dx = \frac{L_{tube}}{N} \quad (3.10)$$

On définit alors les surfaces élémentaires du condenseur :

La surface élémentaire intérieure est donnée par :

$$\sigma_{int} = \frac{S_{int_tube}}{L_{tube}} \times dx \quad (3.11)$$

Où σ_{int} est la surface élémentaire intérieur du tube (m^2)

La relation pour déterminer la surface élémentaire extérieure du condenseur σ_{ext} a été tirée de Wang et al. [Wang *et al.*,1996] :

$$\sigma_{ext} = \frac{S_{ext_tube} + S_{ail}\,\eta}{L_{tube}} \times dx \quad (3.12)$$

avec $\eta = \dfrac{\tanh\left(M \dfrac{D_{int}}{2} \phi\right)}{M \dfrac{D_{int}}{2} \phi}$, l'efficacité des ailettes (-). Cette efficacité est calculée en utilisant l'approximation de Schmidt pour une géométrie d'ailettes en quinconce.

où : $M = \sqrt{\dfrac{2\, h_{ext}}{\lambda_{ail}\ Ep_{ail}}}$

et $\phi = \left(1{,}27 \dfrac{X_M}{\dfrac{D_{int}}{2}} \left(\dfrac{X_L}{X_M} - 0{,}3\right)^{\frac{1}{2}}\right) \left[1 + 0{,}35 \ln\left(1{,}27 \dfrac{X_M}{\dfrac{D_{int}}{2}} \left(\dfrac{X_L}{X_M} - 0{,}3\right)^{\frac{1}{2}}\right)\right]$

où : $X_L = \sqrt{\left(\dfrac{Pt_{tube}}{2}\right)^2 + \dfrac{Pt_{tube}}{2}^2}$ et $X_M = \dfrac{Pt_{tube}}{2}$ sont des paramètres géométriques (m).

3.2 Bilan massique

3.2.1 Représentation d'un élément du système

La brumisation d'eau dans l'air nécessite d'introduire un bilan de masse dans le modèle et de prendre en compte l'évaporation des gouttelettes d'eau et leurs interactions avec les parois du condenseur. En effet, la brumisation va modifier les propriétés physiques et thermodynamiques de l'air et plus particulièrement la température et l'humidité. Le système étudié est représenté sur la figure 3.2.

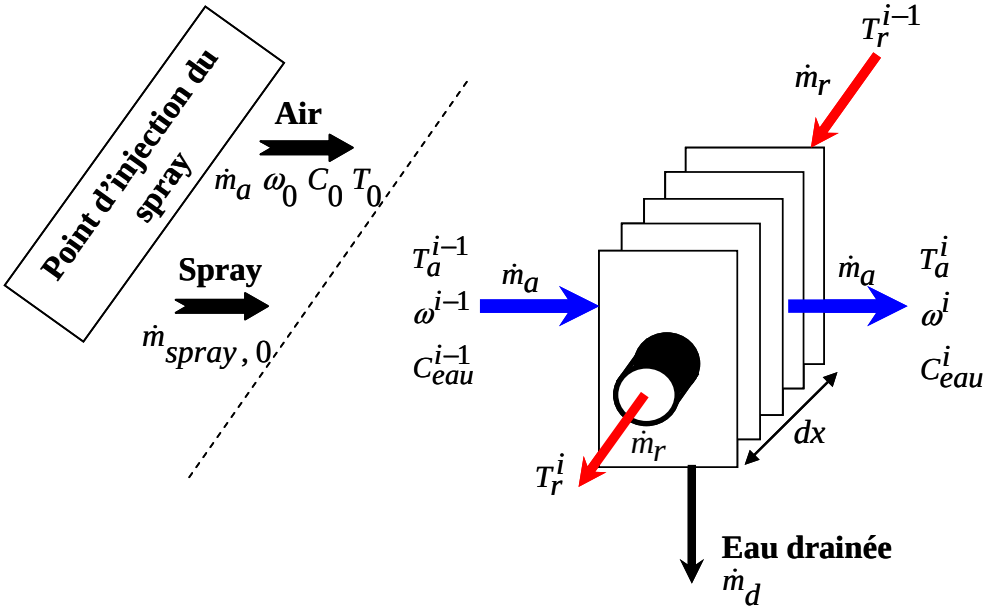


figure 3.2 - Représentation d'un élément du système étudié

En amont du système étudié, on définit un débit d'air humide et un débit d'eau brumisée. L'humidification modifie la température, l'humidité, l'enthalpie, les fractions massiques de vapeur d'eau et d'eau liquide dans l'air et toutes les propriétés thermo-physiques de l'air à l'entrée du condenseur. Ce procédé étant une transformation quasi isenthalpique, les valeurs de température, de fraction d'eau liquide et d'humidité de l'air respectivement appelées T_a^{i-1}, C_{eau}^{i-1}, w_a^{i-1}, peuvent être calculées grâce à des corrélations provenant de tables du logiciel EES. Ces équations sont présentées en Annexe B.

Les propriétés de l'air (humidité ou température) à l'entrée du condenseur étant préalablement définies, on étudie les transferts thermiques et massiques dans le condenseur.

3.2.2 Interaction gouttelettes/condenseur

En amont du condenseur, le spray issu des buses de brumisation est entraîné par l'écoulement d'air jusqu'au condenseur. Durant son parcours, une fraction de l'eau brumisée s'évapore pour humidifier l'air et l'autre fraction d'eau liquide entre dans le condenseur sous forme de gouttelettes. Deux situations sont alors possibles :

- les gouttelettes sont captées sur la surface extérieure du condenseur ;

- les gouttelettes passent à travers le condenseur sans être captées par une surface. Dans ce cas, on suppose que les gouttelettes non captées traversent le condenseur sans subir d'évaporation.

Pour définir la proportion d'eau liquide captée, on introduit un taux de captation noté ε.

3.2.3 Taux de captation et drainage

Taux de captation

On définit de façon générale, le taux de captation par le ratio entre le débit d'eau captée sur la surface $\dot{m}_{cap}$ et le débit d'eau entrant dans le condenseur $\dot{m}_{eau}$:

$$\varepsilon_{cap} = \frac{\dot{m}_{cap}}{\dot{m}_{eau}} \tag{3.13}$$

Dans la littérature peu de corrélations sur les taux de captation existent, certaines ont été développées pour des applications précises.

Basilico [Basilico, 1979] a défini une corrélation dans le cas d'un cylindre chauffé en écoulement vertical :

$$\varepsilon_{cap} = \left(\frac{Stk}{Stk + 0{,}7} \right)^2 \tag{3.14}$$

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

$$Stk = \frac{2\ \rho_g\ V_a\ r_g^2}{9\ \mu_a\ R}$$

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 [kg.m^{-1}.s^{-1}]

R est le rayon du cylindre [m]

Allais [Allais, 1997] propose pour un cylindre en plâtre non chauffé la corrélation empirique suivante :

$$\varepsilon_{cap} = 0{,}168\ Stk^{\,0{,}581} \tag{3.15}$$

Tree [Tree *et al*., 1978] ont proposé un modèle semi empirique pour définir le taux de captation sur un échangeur avec des débits d'eau et pour des tailles des gouttes plus importants que ceux de notre application.

L'ensemble de ces corrélations et modèles ne permet pas de décrire précisément le taux de captation que l'on rencontre avec les tubes et ailettes de notre application. Ainsi, pour obtenir une valeur plus précise du taux de captation deux études ont été menées en parallèle, une numérique et une expérimentale. Ces études sont présentées en annexe C et montre que le taux de captation sur une nappe d'un échangeur est compris entre 30 et 60 %.

Evaporation et drainage

Le taux de captation permet de déterminer le débit d'eau captée par l'échangeur. La différence d'humidité entre la surface des gouttes d'eau présentes sur les ailettes et les tubes de l'évaporateur et l'air entraîne une évaporation de celles-ci. Pour un élément d'échangeur i, ce débit d'évaporation $\dot{m}^{i}_{évap}$ est déterminé par la relation suivante [Basilico, 1979]:

$$\dot{m}^{i}_{évap} = S_{mou}\ D_m\ \rho_a \left(\omega_{sat} - \omega_a^{i-1}\right) \tag{3.16}$$

où : S_{mou} est la surface extérieure du condenseur mouillé [m]

D_m est le coefficient de transfert de masse de vapeur d'eau dans l'air [m.s^{-1}]

ρ_a est la masse volumique de l'air [m^3.s^{-1}]

ω_a^{i-1} est l'humidité absolue de l'air à l'entrée de l'élément i [kg$_{eau}$ .kg$^{-1}_{air}$]

ω_{sat} est l'humidité absolue de l'air à saturation [kg$_{eau}$ .kg$^{-1}_{air}$]

Le coefficient de transfert de masse D_m est déterminé à partir de l'analogie chaleur/matière de Chilton-Colburn :

$$\frac{Sh}{Nu}\frac{\Pr}{Sc}\left(\frac{Sc}{\Pr}\right)^{2/3}=1 \tag{3.17}$$

où Sh est le nombre de Sherwood
Nu est le nombre de Nusselt
Pr est le nombre de Prandtl
Sc est le nombre de Schmidt

En développant les termes de gauche dans l'équation précédente et en introduisant le nombre de Lewis ($Le=\frac{Sc}{\Pr}$), on obtient :

$$\frac{D_m}{h_{ext}}\frac{Cp_a}{\rho_a}(Le)^{2/3}=1 \tag{3.18}$$

où : Cp_a est la capacité calorifique de l'air [$J.kg^{-1}.K^{-1}$]
h_{ext} est le coefficient de transfert thermique de l'air sur la surface extérieure[$W.m^{-2}.K^{-1}$]

On peut définir également le nombre de Lewis comme le rapport entre la diffusivité thermique de l'air α_a et le coefficient de diffusion de la vapeur d'eau dans l'air D, ainsi :

$$Le=\frac{\alpha_a}{D}$$

A 300 K : α_a= 2,2 10-5 $m^2.s^{-1}$
D= 2,4 10-5 $m^2.s^{-1}$

d'où Le ≈ 1

En introduisant l'analogie de Chilton-Colburn dans l'équation du calcul du débit d'évaporation [Aihara, 1990] et [Kuwahara *et al*., 1981], on obtient :

$$\dot{m}_{évap}^{i}=S_{mou}\frac{h_{ext}}{Cp_a}\left(\omega_{sat}-\omega_a^{i-1}\right) \tag{3.19}$$

On peut remarquer dans cette équation que le débit d'évaporation est directement proportionnel à la surface mouillée [Dreyer *et al.*, 1992]. Cette surface mouillée correspond à la surface de la paroi extérieure d'un échangeur recouverte d'un film d'eau liquide provenant de la captation du spray sur les ailettes et tubes.

Youbi-Idrissi et al. [Youbi-Idrissi *et al.*, 2007] proposent d'utiliser la relation donnée par Nakayama [Nakayama *et al*., 1988]. Cette relation, définie pour les tubes à ailettes et à micro ailettes, est donnée sous la forme du rapport de la surface mouillée sur la surface sèche :

$$\frac{S_{mou}}{S_{ext}} = 50{,}8\ \Delta H_a^{-0,4}\ \dot{m}_{s\,ent}^{0,2}\ V_{a,\max}^{0,84} \qquad \text{pour} \quad \frac{S_{mou}}{S_{ext}} < 0{,}9 \tag{3.20}$$

où : ΔH_a est la différence d'enthalpie entre l'air saturé à la surface du tube et l'air dans l'écoulement [J.kg^{-1}]

$\dot{m}_{s\,ent}$ est le débit surfacique d'eau entrant dans l'échangeur [kg.m^{-2}.s^{-1}]

$V_{a,\max}$ est la vitesse maximale de l'air dans l'échangeur [m.s^{-1}]

Ce débit d'évaporation est cependant un débit maximal. Le débit réellement évaporé va dépendre du débit d'eau captée. Deux cas sont alors possibles :

- si le débit d'évaporation calculé est supérieur ou égal au débit de captation alors le débit réellement évaporé correspond à celui capté :

$$\dot{m}_{évap}^{i} = \dot{m}_{cap}^{i} \tag{3.21}$$

- si le débit d'évaporation est inférieur au débit de captation alors cette différence correspond à un débit de ruissellement. Ce débit de ruissellement ou drainage $\dot{m}_d^i$ est défini par :

$$\dot{m}_d^i = \dot{m}_{cap}^{i} - \dot{m}_{évap}^{i} \tag{3.22}$$

3.2.4 Bilan massique sur l'eau

Connaissant la quantité d'eau captée par l'échangeur et la quantité évaporée, on effectue le bilan sur l'eau :

$$\dot{m}_a \left[\left(\omega_a^i + C_a^i \right) - \left(\omega_a^{i-1} + C_a^{i-1} \right) \right] = \dot{m}_d \tag{3.23}$$

où : $\omega_a^{i-1} = \omega_a^i + \dfrac{\dot{m}_{évap}}{\dot{m}_a}$

$$C_a^{i-1} = C_a^i - \frac{\dot{m}_{cap}}{\dot{m}_a}$$

3.3 Bilan de chaleur

3.3.1 Transfert de chaleur à travers l'échangeur

Le transfert thermique à travers l'échangeur est défini par l'analogie électrique. On définit les résistances thermiques de convection côté air et côté fluide frigorigène et de conduction à travers la paroi de l'échangeur. Les résistances thermiques correspondantes de conduction dans le tube (R_{cond}) et de convection à l'intérieur entre la paroi du tube et le fluide frigorigène

(R_{int}), et à l'extérieur entre les parois de l'échangeur et l'air (R_{ext}) sont définies pour une longueur simulée dx dans l'équation suivante :

$$R_{\text{int}} = \frac{1}{h_{\text{int}}\ \sigma_{\text{int}}} \qquad R_{ext} = \frac{1}{h_{ext}\ \sigma_{ext}} \qquad R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{\text{int}}}\right)}{2\ \pi\ \lambda_{tube}\ dx} \tag{3.24}$$

où : h_{ext} est le coefficient de convection extérieur [$W.m^{-2}.K^{-1}$]
h_{int} est le coefficient de convection intérieur [$W.m^{-2}.K^{-1}$]
λ_{tube} est la conductivité du tube [$W.m^{-1}.K^{-1}$]

Le flux de chaleur échangé entre les deux fluides circulant à travers l'échangeur dépend fortement des résistances thermiques de convection (la résistance de conduction est négligeable) et plus particulièrement de la résistance de convection extérieure. Nous présentons donc, les coefficients de convection nécessaires à la détermination de ces résistances.

Coefficient de convection externe

La convection de l'air sur la paroi est dans notre cas le phénomène offrant le plus de résistance thermique, c'est lui qui va principalement gouverner le transfert de chaleur. On détermine son coefficient grâce au facteur de Colburn déterminé expérimentalement par Wang et al. [Wang *et al.*,1996]

$$j = \frac{Nu}{\text{Re}_{Dc}\ \text{Pr}^{1/3}} \tag{3.25}$$

où :

le nombre de Nusselt est défini par rapport au diamètre de col D_c : $Nu = \frac{h_{ext}\ D_c}{\lambda_a}$

le nombre de Prandtl est $\text{Pr} = \frac{\mu_a\ Cp_a}{\lambda_a}$

le nombre de Reynolds par $\text{Re}_{Dc} = \frac{\rho_a\ V_{a,\max}\ D_c}{\mu_a}$

et le facteur de Colburn par : $j = 0{,}394\ \text{Re}_{Dc}^{-0{,}392}\left(\frac{Ep_{ail}}{D_c}\right)^{-0{,}0449} N_{nap}^{-0{,}0897}\left(\frac{Pas_{ail}}{D_c}\right)^{-0.212}$

On en déduit : $h_{ext} = \frac{\lambda_a\ j\ \text{Re}_{Dc}\ \text{Pr}^{1/3}}{D_c}$

Coefficient de convection interne

Le coefficient de convection interne est calculé à partir des relations données pour un écoulement dans un tube lisse. On utilise les relations de Colburn qui nécessitent les hypothèses suivantes :

Ecoulement établi	$\frac{Lo_{cond}}{D_{\text{int}}} > 60$
Ecoulement turbulent	$10^4 < \text{Re}_{D\,\text{int}} < 1{,}2.10^5$
	$0{,}7 < \text{Pr}_r < 100$

Le nombre de Nusselt correspondant à ces hypothèses est donné par :

$$Nu = 0{,}023\ \ \text{Pr}_r^{1/3}\ \text{Re}_{D\,\text{int}}^{0{,}8} \tag{3.26}$$

On en déduit le coefficient de convection intérieur :

$$h_{\text{int}} = 0{,}023\ \ \text{Pr}_r^{1/3}\ \text{Re}_{D\,\text{int}}^{0{,}8}\ \frac{\lambda_r}{D_{\text{int}}} \tag{3.27}$$

3.3.2 Influence de la captation

Lorsque l'air est chargé de gouttelettes d'eau, des flux thermiques supplémentaires côté air sont à prendre en compte. En parallèle à la convection de l'air sur l'échangeur, on définit deux flux thermiques correspondant respectivement à la chaleur sensible dQ_{cp} emmagasinée par les gouttes pour passer de la température humide à la température de paroi, et à l'évaporation des gouttes captées dQ_{Lv} par la paroi. Ces flux thermiques sont exprimés de la façon suivante :

$$dQ_{Lv}^i = \dot{m}_{évap}^i\ Lv \qquad\qquad dQ_{cp}^i = \dot{m}_{cap}^i\ cp_{eau}\ (T_p^i - T_{hum}^i) \tag{3.28}$$

où : Lv est la chaleur latente de vaporisation de l'eau [J.kg^{-1}]

3.3.3 Bilan de chaleur

Le flux thermique total traversant l'échangeur peut-être défini côté intérieur et extérieur par les relations (3.29) et (3.30).

$$dQ^i = \frac{1}{R_{\text{int}} + R_{cond}} \left(T_{r,\,moy}^i - T_p^i\right) \tag{3.29}$$

$$dQ^i = \frac{1}{R_{ext}} \left(T_p^i - T_{a,\,moy}^i\right) + dQ_{Lv}^i + dQ_{cp}^i \tag{3.30}$$

où : $T_{r,\,moy}^i$ est la température moyenne du fluide frigorigène dans l'élément i [K]

$T_{a,\,moy}^i$ est la température moyenne de l'air dans l'élément i [K]

T_p^i est le température de paroi dans l'élément i [K]

A partir des équations (3.29) et (3.30), le flux thermique échangé est écrit de la manière suivante :

$$dQ^i = KdS\ \left(\left(T^{\,i}_{r,\,moy} - T^{\,i}_{a,\,moy}\right) + \left(dQ^i_{Lv} + dQ^i_{cp}\right) R_{ext}\right) \tag{3.31}$$

où : $KdS = \dfrac{1}{R_{\text{int}} + R_{cond} + R_{ext}}$, représente l'inverse de la résistance thermique de l'échangeur sans brumisation.

Côté air

La température de l'air T_a^i en sortie d'un élément de contrôle i est définie à partir de l'équation suivante :

$$dQ^i = \dot{m}_a \left(1 + \omega_a^{i-1}\right) cp_a \ (T_a^i - T_a^{i-1}) + dQ^i_{Lv} + dQ^i_{cp} \tag{3.32}$$

Côté fluide frigorigène

Le flux thermique calculé précédemment correspond au flux perdu par le fluide circulant dans le tube de l'échangeur. Connaissant le débit de ce fluide, on détermine son enthalpie en sortie d'un élément i de l'échangeur par l'équation suivante :

$$dQ^i = \dot{m}_r \left(H_r^{\,i} - H_r^{\,i-1}\right) \quad \text{échange "vu" du fluide frigorigène} \tag{3.33}$$

où : $H_r^{\,i-1}$ est l'enthalpie du fluide frigorigène entrant dans l'élément i [J.kg^{-1}]
$H_r^{\,i}$ est l'enthalpie du fluide frigorigène sortant de l'élément i [J.kg^{-1}]

3.4 Application du modèle au pilote expérimental

Le pilote expérimental présenté en détail au chapitre 4 possède un échangeur composé d'une seule nappe alimenté par de l'eau liquide dont le débit et la température à l'entrée sont fixés. La simulation de ce système nécessite uniquement des itérations sur chaque élément de condenseur pour faire converger en sortie les températures de l'eau et de l'air ainsi que l'humidité et la fraction d'eau liquide dans l'air. Les données nécessaires pour cette simulation sont :

- les données géométriques de l'échangeur définies dans la section 3.1.2
- la température, l'humidité et le débit initial de l'air notés sur la figure 3.2: T_0, ω_0 et $\dot{m}_a$
- la température de l'air à l'entrée de l'échangeur noté sur la figure 3.2: T_a^{i-1}
- la température et le débit d'eau à l'entrée de l'échangeur
- le débit d'eau brumisée

L'algorithme présenté sur la figure 3.3 décrit le code de calcul pour le pilote expérimental.

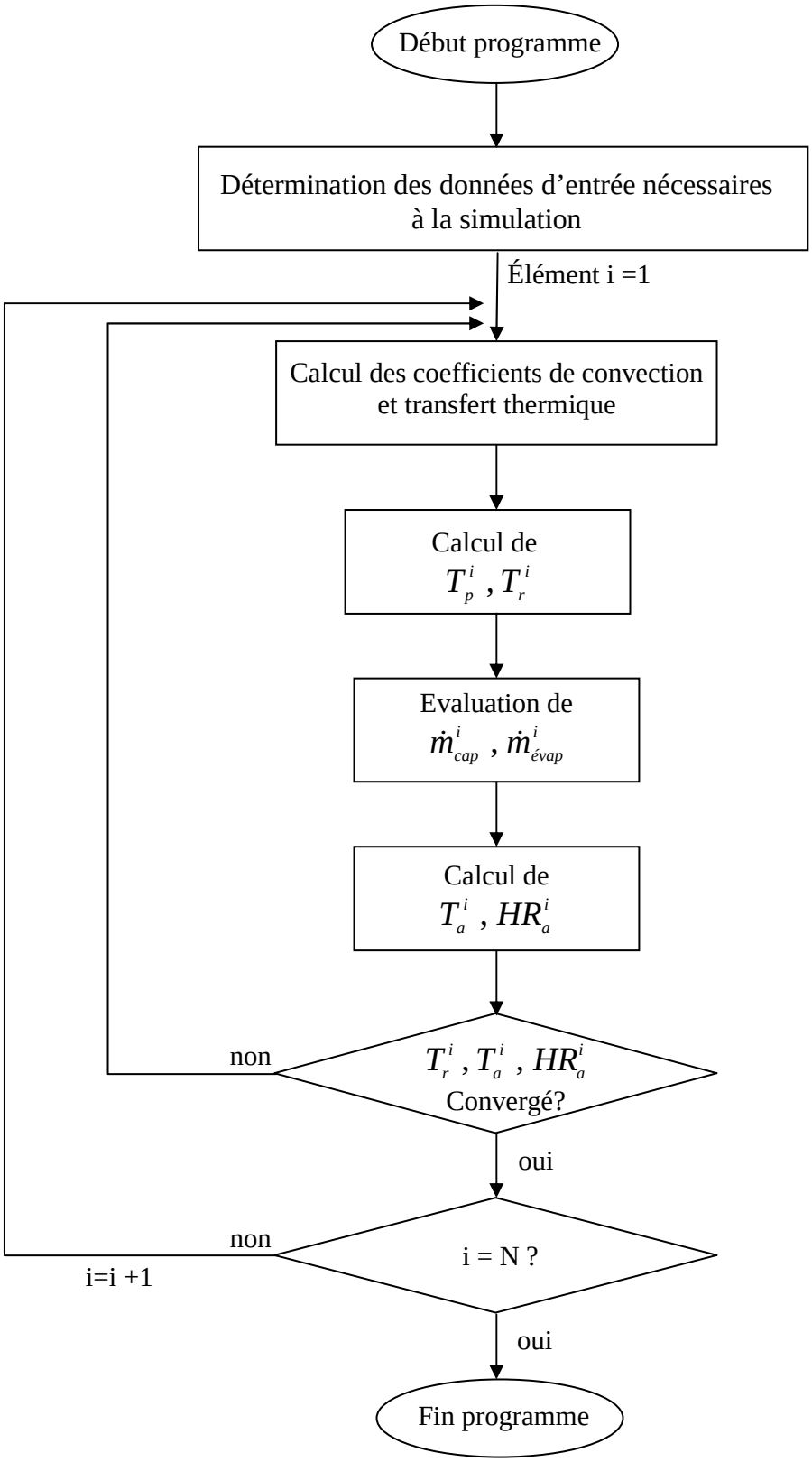


figure 3.3 - Algorithme du code de calcul utilisé pour le pilote

3.5 Application du modèle à une machine frigorifique

Dans le cas de l'application industrielle, l'échangeur de chaleur est un condenseur, contenant du fluide frigorigène qui se condense lors de son refroidissement. Ainsi, il est nécessaire de prendre en compte les propriétés du fluide frigorigène afin de caractériser au mieux les échanges thermiques.

3.5.1 Données d'entrée du problème

La modélisation des échanges thermiques et la détermination de la température de condensation nécessitent la connaissance des paramètres suivants :

Coté air :

- la température, l'humidité et le débit d'air à l'entrée du système notés sur la figure 3.2: T_0 , ω_0 et $\dot{m}_a$
- la température de l'air à l'entrée de l'échangeur noté sur la figure 3.2: T_a^{i-1}
- le débit d'eau brumisée

Côté fluide frigorigène :

- la température d'évaporation
- la valeur de la surchauffe
- la valeur du sous refroidissement

Machine frigorifique :

- les données géométriques de l'échangeur défini dans la section 3.1.2
- le débit balayé par le compresseur
- les rendements du compresseur
- la fraction de puissance perdue sous forme de chaleur par le compresseur (non isentropicité)

Ces trois derniers paramètres sont nécessaires pour la détermination du débit et de l'enthalpie du fluide frigorigène à la sortie du compresseur ainsi que pour le calcul du travail effectif du compresseur. Ces éléments sont précisés dans [Youbi-Idrissi, 2007].

3.5.2 Modélisation des changements de phases

Dans une machine frigorifique, le fluide frigorigène sort du compresseur et entre dans le condenseur à l'état de vapeur surchauffée. Dans le condenseur, la vapeur se condense et sort à l'état de liquide sous refroidi, après avoir traversé trois zones distinctes :

- zone de désurchauffe
- zone de condensation
- zone de sous–refroidissement

On distingue ces zones par la température du fluide frigorigène et par sa fraction massique

de vapeur, de la manière suivante :

Zone de désurchauffe : $T_r > T_k$ et $X_v = 1$

L'enthalpie et la pression du fluide frigorigène permettent de définir la température du fluide à partir de tables issues du logiciel EES (Engineering Equation Solver).

Zone de condensation : $T_r = T_k$ et $1 < X_v < 0$

Lors de la condensation du fluide frigorigène, sa température reste constante et sa fraction massique de vapeur diminue. Cette diminution est calculée par la relation suivante :

$$X^{i}{}_{v} = X_{v}^{i-1} - \frac{dQ^{i}}{\dot{m}_{r} H_{lv}} \tag{23}$$

où : H_{lv} est l'enthalpie de vaporisation du fluide frigorigène

Zone de sous-refroidissement : $T_r < T_k$ et $X_v = 0$

De la même manière que pour la zone de désurchauffe, on utilise l'enthalpie et la pression du fluide frigorigène pour définir la température du fluide à partir de tables.

3.5.3 Modélisation des condenseurs multi-nappes

Dans un condenseur composé de plusieurs nappes, la température et l'humidité de l'air entrant dans une nappe vont dépendre des échanges que l'air aura subi s'il provient d'une nappe précédente, il en est de même pour le fluide frigorigène. Les températures de l'air et du fluide frigorigène étant couplées, nous simulons de façon itérative les échanges en suivant à tour de rôle le parcours de l'air puis celui du fluide frigorigène jusqu'à atteindre les critères de convergence exigés. Ainsi, nous fixons au départ la température du fluide frigorigène dans tout le condenseur égale à la température de condensation et la première itération suit l'évolution des propriétés de l'air.

3.5.4 Détermination de la température de condensation

La détermination de la température de condensation s'effectue de manière itérative. On fixe dans un premier temps une température de condensation égale à :

$$T_k = T_0 + 5 \tag{23}$$

Une fois les critères de convergence atteints pour les températures, l'humidité et la fraction volumique de gouttes dans l'air, on compare la température du fluide frigorigène à la température de sous refroidissement. Si la température du fluide frigorigène est supérieure à cette valeur le calcul reprend avec une température de condensation plus grande. A l'inverse si la température du fluide frigorigène est inférieure à la température de sous refroidissement, le calcul reprend avec une température de condensation plus petite. On renouvelle cela jusqu'à ce que la température du fluide frigorigène à la sortie du condenseur soit identique à la température de sous-refroidissement que l'on impose. Le détail du calcul est donné dans l'algorithme figure 3.4.

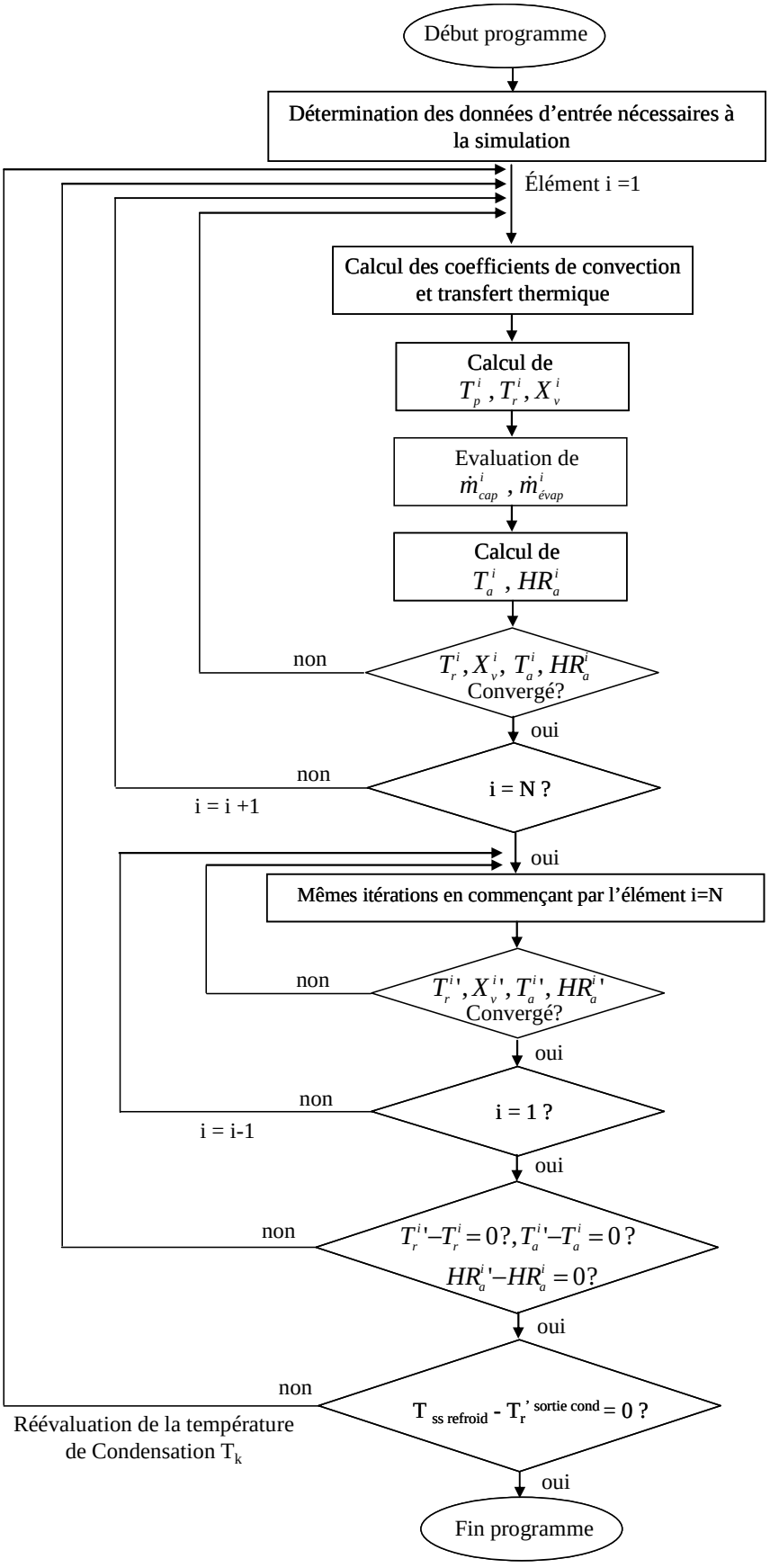


figure 3.4 - Algorithme du code de calcul utilisé pour une machine frigorifique

Annexe B Corrélations air humide

Les corrélations présentées ci-dessous sont obtenues avec le logiciel EES (Engineering Equation Solver)

B.1 Enthalpie, température humide et humidité absolue

Les expressions d'enthalpie *enth*, de température de bulbe humide T_{hum} et d'humidité absolue H_{abs} sont données en fonction de la température et de l'humidité relative de l'air par l'équation (C.1) pour une gamme de température de 10 à 40 °C et une humidité de 0.5 à 99.5 % est donné par la relation suivante :

$$\begin{aligned}\exp ression = {} & a1 + a2T + a3T^2 + a4T^3 + a5T^4 + a6HR + a7HR^2 + a8HR^3 + a9HR^4 + a10T\,HR + \\ & a11T\,HR^2 + a12T\,HR^3 + a13T^2HR + a14T^2HR^2 + a15T^2HR^3 + a16T^3HR + a17T^3HR^2 + a18T^3HR^3\end{aligned} \quad \text{(B.1)}$$

Avec: *ai* sont des coefficients donnés dans le tableau B.1
T est la température [°C]
HR est l'humidité relative [-]

L'écart-type de cette équation par rapport aux valeurs de référence d'enthalpie, de température humide et d'humidité absolue est respectivement de 26,5 $J.kg^{-1}$, 0,0065 °C et 0,01 $g.kg^{-1}$.

B.2 Humidité relative

L'expression de l'humidité relative *HR* est donnée en fonction de la température et de la température de bulbe humide de l'air par l'équation (C.2) pour une gamme de température de 10 à 40 °C et une température de bulbe humide de 0 à 40 °C:

$$\begin{aligned}HR = {} & a1 + a2T + a3T^2 + a4T^3 + a5T^4 + a6T_{hum} + a7T_{hum}^2 + a8T_{hum}^3 + a9T_{hum}^4 + a10T\,T_{hum} + a11T\,T_{hum}^2 \\ & + a12T\,T_{hum}^3 + a13T^2T_{hum} + a14T^2T_{hum}^2 + a15T^2T_{hum}^3 + a16T^3T_{hum} + a17T^3T_{hum}^2 + a18T^3T_{hum}^3\end{aligned} \quad \text{(B.2)}$$

Avec: *ai* sont des coefficients donnés dans le tableau B.1
T_{hum} est la température de bulbe humide [°C]
T est la température [°C]

L'écart-type de cette équation par rapport aux valeurs de référence est de 0,4 %.

coef	enth	Thum	Habs	HR
a1	2.41997435E+03	-6.11838845E+00	8.93825726E-04	8.93825726E-04
a2	5.36735469E+02	7.01490806E-01	2.83527242E-03	2.83527242E-03
a3	3.17436073E+01	-6.11364695E-03	-6.42050797E-04	-6.42050797E-04
a4	-8.93725369E-01	4.53180443E-05	-1.61011966E-04	-1.61011966E-04
a5	8.93591694E-03	-1.68087136E-07	3.24827322E-06	3.24827322E-06
a6	6.85980138E+03	7.11188766E+00	-1.73413185E-04	-1.73413185E-04
a7	-1.68725317E+03	-2.19381861E+00	1.17183787E-05	1.17183787E-05
a8	-4.17523804E+02	2.32717536E+00	-3.29987010E-07	-3.29987010E-07
a9	8.34131765E+00	-1.19865549E+00	3.29949546E-09	3.29949546E-09
a10	1.17137657E+03	3.27207020E-01	4.48476728E-04	4.48476728E-04
a11	3.21633927E+02	-4.96637680E-02	-2.41855076E-06	-2.41855076E-06
a12	6.86820739E+01	3.14752505E-02	4.45548617E-07	4.45548617E-07
a13	-8.20274762E+00	1.08178620E-02	1.22834644E-04	1.22834644E-04
a14	-1.76903008E+01	-3.41052387E-03	-6.74891371E-06	-6.74891371E-06
a15	-3.71858597E+00	-2.00135744E-03	1.52909890E-07	1.52909890E-07
a16	1.19338567E+00	6.01653926E-05	2.64869185E-05	2.64869185E-05
a17	3.98717961E-01	-2.33411777E-04	-1.43474719E-06	-1.43474719E-06
a18	6.71117385E-02	1.47537417E-04	2.59283350E-08	2.59283350E-08

tableau B.1- Valeurs des variables *ai*

Annexe C Taux de captation

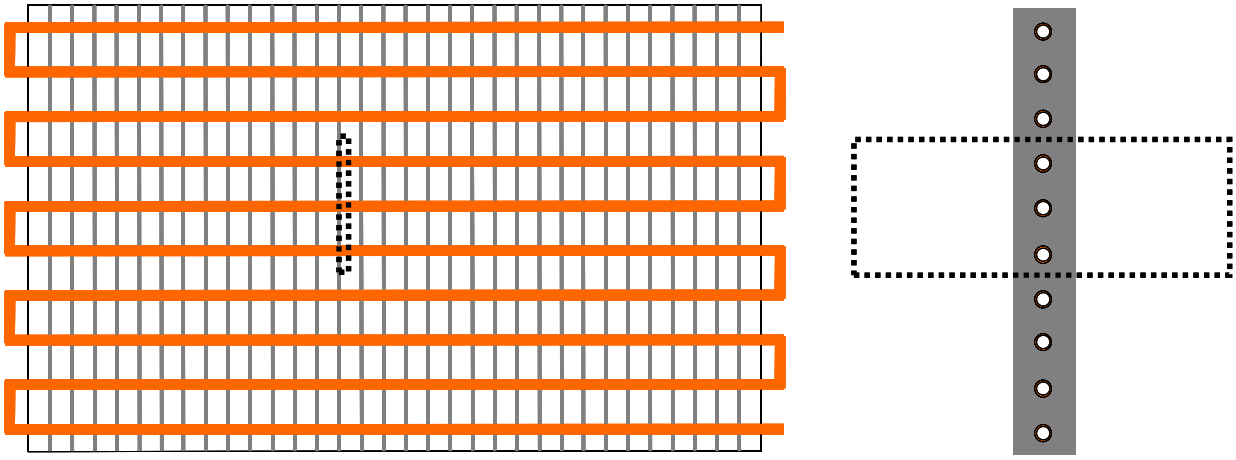
Afin de déterminer le taux de captation défini dans notre cas comme le rapport de la quantité d'eau pulvérisée sur la quantité d'eau impactant l'échangeur, deux études, numérique et expérimentale, ont été menées en parallèle. Ces études sont réalisées sur l'échangeur du pilote expérimental.

C.1 Etude numérique

Pour simuler l'interaction entre le spray et l'échangeur, nous avons utilisé le code CFD FLUENT.

C.1.1 Choix de la géométrie étudiée

La simulation d'un échangeur à ailettes, dans son intégralité, est trop gourmande en espace mémoire et en temps pour être réalisée. Nous avons donc choisi de ne simuler qu'une partie de l'échangeur, comme représenté en pointillés figure C.1, en profitant de symétries identifiables dans le domaine de calcul. On simule, en amont et en aval de l'échangeur, une longueur égale à quatre fois la largeur de l'ailette. L'écoulement d'air chargé de gouttelettes d'eau entrant dans l'échangeur ne peut pas être réellement considéré comme établi, car comme pour la condition « outflow » appliquée en sortie de domaine, les faces d'entrée et de sortie de l'écoulement sont placées trop proches de l'échangeur pour le supposer. Cependant nous avons réalisé une étude de sensibilité qui montre que la longueur imposée en amont et en aval de l'échangeur n'affecte pas les résultats. La dimension du domaine de calcul est de 270 x 90 x 1,5 mm^3.



Echangeur vu de face Coupe vue de côté

figure C.1 - Représentation en pointillé de la partie de l'échangeur simulée

Le maillage utilisé est composé de 300 000 mailles de type hexaédriques dans l'ensemble du domaine sauf dans les zones proches des tubes de l'échangeur où l'on utilise un maillage hybride. La figure C.2 représente le maillage autour d'un tube.

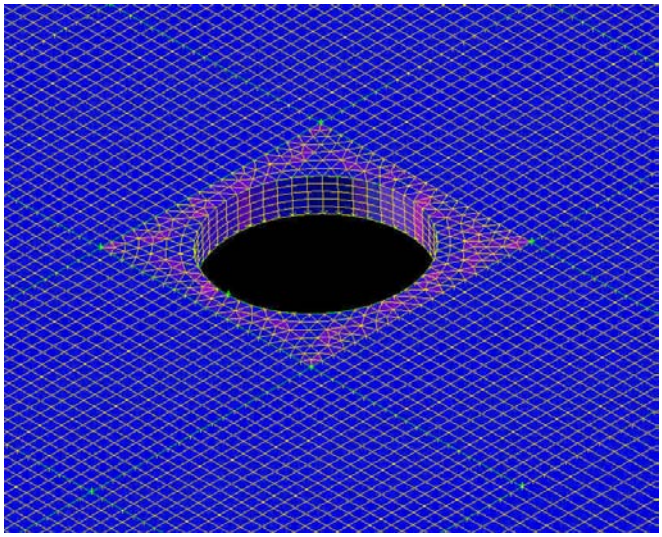


figure C.2 - Maillage utilisé dans la zone située autour d'un tube

C.1.2 Choix de simulation

Pour réaliser les simulations sous FLUENT, nous avons fait différents choix et hypothèses listés ci-dessous:

- La simulation est de type Eulérienne-Lagragienne.
- La simulation de l'écoulement d'air est réalisée en 3D stationnaire, turbulent, avec le modèle k-ε standard pour le traitement de la turbulence.
- La gravité est prise en compte, compte tenu de son rôle sur les trajectoires de gouttes.
- On impose la vitesse en entrée de domaine (condition « inlet ») et les dérivés nulles en sortie (condition « outflow »).
- Le diamètre hydraulique implémenté est celui de l'échangeur entier. Cela conditionne la taille des structures turbulentes en entrée de domaine.
- L'ailette et les tubes sont considérés comme des murs qui absorbent les gouttes les impactant (condition «trap»). L'ailette est simulée par le bord du domaine de calcul. Son épaisseur est donc nulle.
- Les autres parois du domaine sont des symétries. Les gouttes impactant ces parois subissent un rebond élastique.
- Le spray est une monodispersion introduite uniformément sur la surface d'entrée avec une vitesse égale à celle de l'air.
- Les gouttes d'eau sont considérées comme des sphères inertes (transfert massique et thermique nuls) afin que la quantité d'eau entrant dans l'échangeur corresponde à la quantité d'eau injectée à l'entrée du domaine.
- Le modèle de dispersion turbulente est de type "Discrete Random Walk" (il introduit l'influence de la turbulence du fluide porteur sur les trajectoires des gouttes).
- Le processus itératif entre simulation Eulérienne et suivi Lagrangien est le suivant : 1 suivi lagrangien de 1800 gouttes toutes les 10 itérations eulériennes jusqu'à convergence des résultats.

Paramètres étudiés :

Vitesse d'entrée : 1 et 2 $m.s^{-1}$
Intensité turbulente : 20 et 80 %
Diamètre des gouttes : 10, 25 et 50 µm

La figure C.3 et la figure C.4 représentent respectivement la vitesse moyenne de l'air et la vitesse des particules le long de leur trajectoire pour une vitesse d'air initiale de 1 $m.s^{-1}$ et une intensité turbulente de 20 %. La taille des particules est de 25 µm. Nous pouvons remarquer que les vitesses de l'air et des gouttes augmentent lors du passage dans l'échangeur. Les gouttes, entraînées par l'air, ont en moyenne la même vitesse que l'air. Les gouttes captées par l'échangeur voient leur trajectoire interrompue au niveau de l'ailette ou des tubes. Le taux de captation est ensuite évalué comme le nombre de gouttes captées en paroi sur le nombre de gouttes suivies.

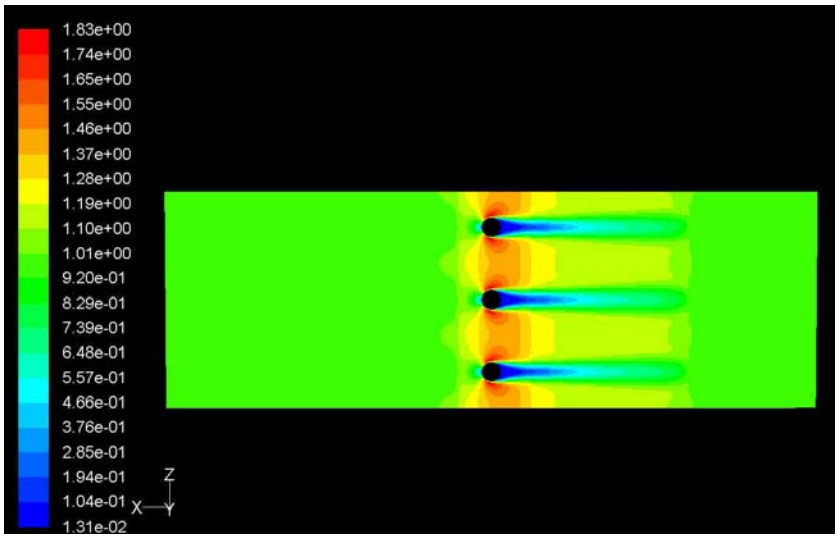


figure C.3 - Représentation de la vitesse de l'air dans le domaine de calcul (en $m.s^{-1}$)

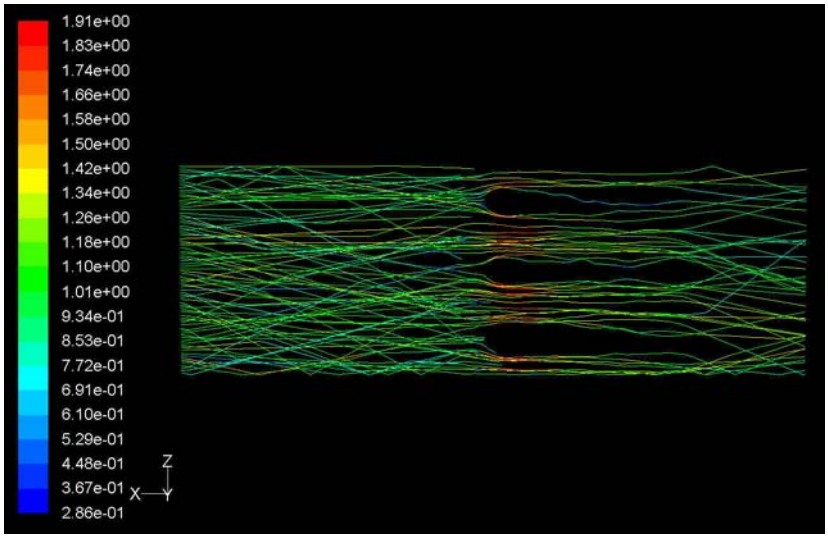
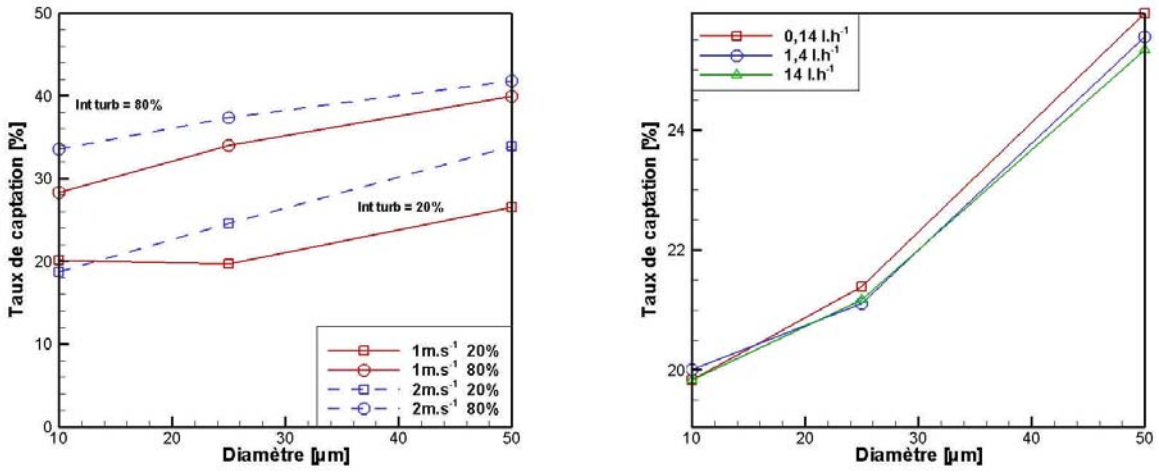


figure C.4 - Représentation des trajectoires et des vitesses des gouttes d'eau dans le domaine étudié (en $m.s^{-1}$)

La proportion de gouttes captées évolue avec la vitesse initiale, l'intensité turbulente imposée et le diamètre des gouttes. La figure C.5 illustre ces évolutions. (a) représente le taux de captation en fonction du diamètre pour deux vitesses initiales d'air et deux intensités turbulentes. Le taux de captation obtenu avec ces simulations est compris entre 20 et 40 %. L'intensité turbulente et le diamètre des gouttes injectées sont les facteurs prédominants responsables de la variation du taux de captation. En effet, l'intensité turbulente a pour effet d'augmenter les mouvements transversaux des particules, augmentant ainsi la probabilité qu'une goutte impacte l'échangeur. La variation du diamètre des gouttes a pour effet de modifier l'inertie de celles-ci. Ainsi, pour une goutte se dirigeant vers une paroi de l'échangeur, plus son diamètre est important, plus elle aura de chance d'impacter cette paroi plutôt que d'être entraînée simplement par le fluide porteur. On note également que la vitesse d'écoulement de l'air influence plus faiblement la valeur du taux de captation.

Les simulations du taux de captation en fonction du débit d'eau brumisée, présentées figure C.5 (b), ont été réalisées pour une vitesse initiale d'air de 1 $m.s^{-1}$ et une intensité turbulente de 20 %.

Les débits étudiés (0,14 ; 1,4 et 14 $l.h^{-1}$) correspondent à ceux brumisés sur l'échangeur entier. Dans cette étude, on considère la répartition du spray uniforme sur la surface de l'échangeur. Le débit injecté dans notre domaine de calcul est alors directement proportionnel à la surface simulée. Les résultats obtenus montrent que la quantité d'eau brumisée n'a pas d'influence sur le taux de captation. A cette échelle de débit, la fraction volumique d'eau dans l'air est inférieure à 4.10^{-5} $m^3_{d'eau}/m^3_{d'air}$ (valeur pour le débit le plus élevé). L'influence des gouttes sur l'écoulement est donc négligeable et le taux de captation inchangé.



(a) Influence de vitesse et de l'intensité turbulente

(b) Influence du débit d'eau injecté

figure C.5 - Evolution du taux de captation en fonction de la vitesse initiale et de l'intensité turbulente (a) et en fonction du débit d'eau injecté (b)

Lors des différentes simulations effectuées, un paramètre est apparu très influent sur les résultats du taux de captation. Il s'agit de l'échelle de temps lagrangienne du fluide T_L utilisée dans le modèle de dispersion turbulente. On trouve dans la littérature de nombreuses expressions pour la déterminer, donnant parfois des résultats très différents. Pour évaluer

l'influence de ce paramètre, nous avons fait varier le coefficient C_L qui permet de calculer la valeur de T_L :

$$T_L = C_L \frac{k}{\varepsilon} \qquad \text{(C.1)}$$

Où k est l'énergie cinétique turbulente
ε le taux de dissipation

La vitesse initiale de l'air est imposée à 1 $m.s^{-1}$ et l'intensité turbulente à 20 %. Notons que dans Fluent, la valeur de C_L est par défaut fixée à 0,15.

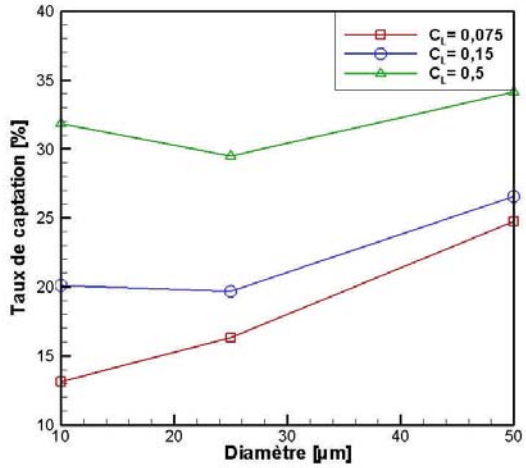


figure C.6 - Influence de l'échelle intégrale de temps T_L sur le taux de captation (%)

La figure C.6 montre que le taux de captation est très dépendant de l'échelle de temps lagrangienne. L'accroissement du temps T_L a pour effet l'augmentation de la dispersion transverse des gouttes dans l'écoulement, d'où une augmentation du taux de captation.

Cette étude permet de définir un ordre de grandeur du taux de captation des gouttes par l'échangeur. Ce taux, pour les différents cas, varie entre 20 et 40 %. Pour affiner ces résultats, la détermination précise des différents paramètres étudiés plus haut (à savoir : l'intensité turbulente, la taille des particules entrant dans l'échangeur et l'échelle de temps lagrangienne) est nécessaire. Cela nécessiterait également de travailler avec une géométrie affinée : ici l'ailette simulée est rectiligne, en réalité elle est ondulée. De même, la taille du domaine de calcul utilisée est trop petite pour assurer la représentation de la complexité de l'écoulement gaz-goutelettes en amont de l'échangeur. Enfin, le taux de captation variant avec la taille des gouttes, les simulations doivent être effectuées avec un spray polydispersé soumis à des variations de tailles dues au phénomène d'évaporation.

C.2 Etude expérimentale

L'étude expérimentale du taux de captation est réalisée sur le pilote expérimental. Elle consiste à brumiser de l'eau dans l'écoulement d'air en amont de l'échangeur. Les gouttes d'eau sont transportées par l'air jusqu'à l'échangeur. Au passage dans l'échangeur, une certaine quantité est captée par les parois de l'échangeur. Pour déterminer le taux de captation, l'eau impactant les parois de l'échangeur est recueillie à l'aide d'une gouttière placée sous l'échangeur. Le taux de captation ε_{cap} correspond au rapport du débit d'eau capté $\dot{m}_{cap}$ sur le débit d'eau entrant dans l'échangeur $\dot{m}_{eau}$:

$$\varepsilon_{cap} = \frac{\dot{m}_{cap}}{\dot{m}_{eau}} \tag{C.2}$$

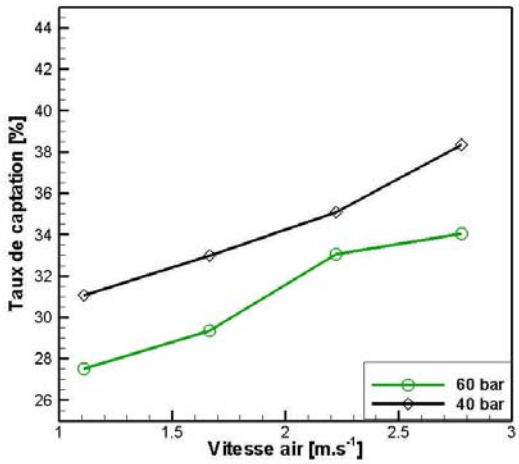
Pour évaluer au mieux la quantité d'eau captée et entrant dans l'échangeur, il a fallu s'affranchir de l'évaporation dans l'air. Le pilote étant placé dans une cellule régulée en température et en humidité, nous avons fixé l'humidité dans l'air à 85 %. Ainsi en diminuant le gradient d'humidité entre la surface des gouttes et l'air, on limite la quantité d'eau pouvant s'évaporer. De même, pour éviter l'évaporation des gouttes impactant l'échangeur, le débit d'eau circulant à l'intérieur est fixé à zéro et sa température laissée à celle de l'écoulement d'air.

Les mesures ont été réalisées avec deux buses de brumisation (buses C008, C01) dont la pression d'alimentation en eau est comprise entre 40 et 100 bar. Les propriétés de la buse C01 sont données au chapitre 4. Les propriétés de la buse C008 sont très proches de celles de la buse C01 en terme de débit, de granulométrie et d'angle d'injection. Deux cas sont étudiés : brumisation à co et à contre-courant.

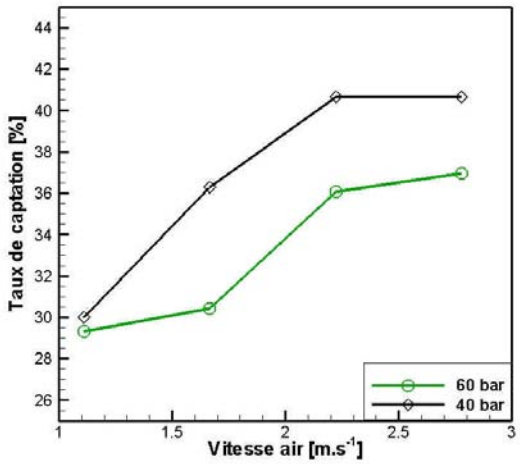
Étude à Contre-courant

Le spray, introduit dans l'écoulement d'air à contre-courant, est placé suffisamment près de l'échangeur pour que la totalité du spray atteigne l'échangeur. Ainsi la buse est placée à 10 cm de l'échangeur et sa pression d'alimentation en eau est limitée à un maximum de 60 bar. Les mesures sont réalisées avec des vitesses d'écoulement d'air allant de 1,1 à 2,8 $m.s^{-1}$, correspondant à la gamme de vitesse appliquée aux condenseurs de machines frigorifiques. Les mesures sont effectuées sur une durée de 5 minutes et la mesure du débit capté se fait à partir de la mesure de la quantité d'eau récupérée par la gouttière. Le résultat de ces mesures est présenté figure C.7. Le taux de captation mesuré pour les buses C008 et C01 est très proche et compris entre 28 et 40 %. On observe pour les deux buses, que la tendance des courbes apparaît identique :

- le taux de captation augmente avec la vitesse de l'écoulement d'air
- le taux de captation augmente lorsque la pression d'alimentation en eau diminue



(c) Buse C008

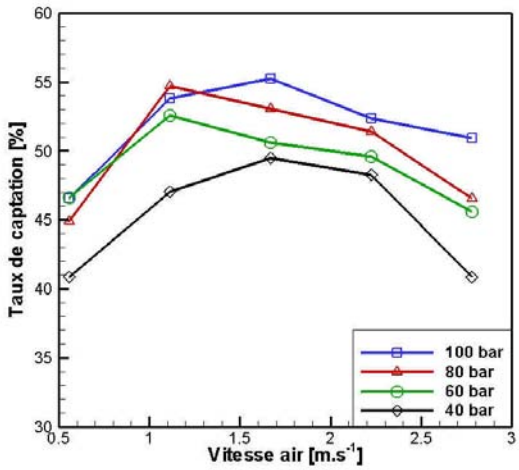


(d) Buse C01

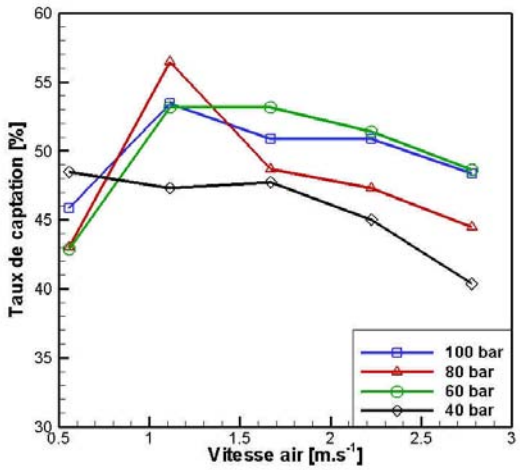
figure C.7 - Evolution du taux de captation en fonction de la vitesse de l'écoulement d'air et de la pression d'alimentation des buses à contre-courant

Étude à Co-courant

Le spray, introduit dans l'écoulement d'air à co-courant, est placé suffisamment proche de l'échangeur pour que la totalité du spray atteigne l'échangeur et suffisamment loin pour limiter les effets liés aux trajectoires et aux vitesses des gouttes. Ainsi la buse est placée à 60 cm de l'échangeur. Les mesures sont réalisées avec des vitesses d'écoulement d'air allant de 0,6 à 2,8 $m.s^{-1}$ sur une durée de 5 minutes. Le résultat de ces mesures est présenté figure C.8.



(a) Buse C008



(b) Buse C01

figure C.8 - Evolution du taux de captation en fonction de la vitesse de l'écoulement d'air et de la pression d'alimentation des buses à co-courant

Le taux de captation mesuré pour les buses C008 et C01 est supérieur à celui obtenu à contre-courant et compris entre 40 et 55 %. On observe pour les deux buses, que la tendance des

courbes apparaît identique :

- Le taux de captation augmente entre 0,6 et 1,1 $m.s^{-1}$ puis diminue jusque 2,8 $m.s^{-1}$. Pour une vitesse de 0,6 $m.s^{-1}$, une légère quantité d'eau n'atteint pas l'échangeur, cette quantité n'étant pas déterminée, le rapport des débits s'en trouve directement affecté par des valeurs sous-évaluées. Au-delà de cette vitesse, le taux de captation diminue avec la vitesse de l'écoulement d'air.

- On observe également que l'augmentation de la pression d'alimentation en eau a pour effet d'augmenter le taux de captation.

Notons que ces tendances sont inversées par rapport à celles observées à contre-courant. Des études complémentaires seraient nécessaires pour en déterminer les raisons. Cependant, la vitesse des gouttes à l'entrée de l'échangeur à co-courant, supérieure à la vitesse à contre-courant, et la dispersion spatiale nettement moins importante pourraient expliquer la différence de tendance.

C.3 Conclusion

Le taux de captation varie fortement suivant le sens d'injection du spray. A co-courant, il est en moyenne supérieur de 20 % au taux de captation à contre-courant. Numériquement, les valeurs obtenues se rapprochent des valeurs mesurées à contre-courant. En effet, les conditions initiales données aux gouttes correspondent mieux au cas du contre-courant. Les gouttes sont introduites dans le domaine de calcul à la vitesse de l'air. L'étude réalisée dans le chapitre 2 montre qu'il est préférable pour notre application de brumiser à contre-courant. Dans ce cas, la valeur du taux de captation pour les bilans expérimentaux, présentés dans les chapitres 5 et 6, sera pris entre 30 et 40 %.

Chapitre 4
Dispositif expérimental

Ce chapitre décrit le dispositif mis en œuvre sur le pilote expérimental pour étudier l'impact de la brumisation d'eau dans l'air et son effet sur les échanges thermiques entre l'échangeur et l'air. Nous présentons le matériel composant le pilote et l'instrumentation mise en place pour réaliser les bilans thermique et massique. L'incertitude associée à ces différents éléments de mesure est également exposée. Finalement, le protocole de sélection des buses et des caractéristiques du spray favorables à notre application sera détaillé.

4.1 Descriptif expérimental

4.1.1 Description générale

Le pilote expérimental, représenté sur la figure 1.1 se situe dans une salle où la température et l'humidité de l'air sont contrôlées.

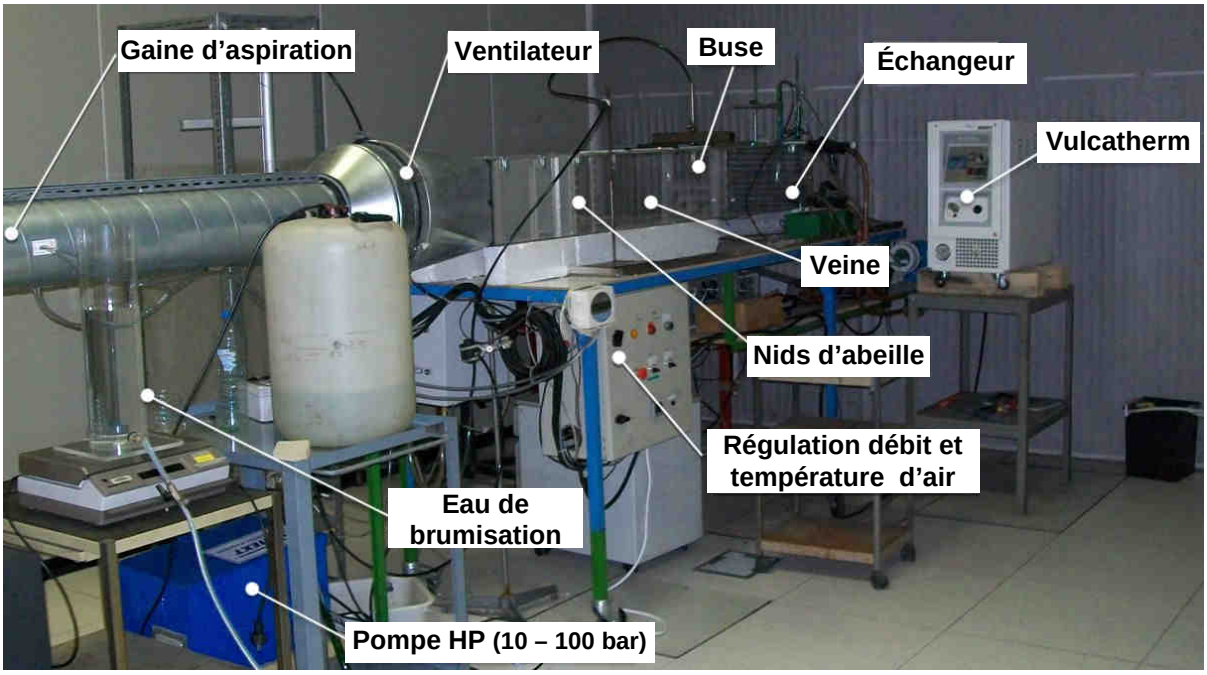


figure 4.1 - Photographie du pilote

Ce pilote peut-être décomposé en trois parties :

- Un échangeur, qui simule le condenseur d'une machine frigorifique
- Une soufflerie, pour créer un écoulement d'air en direction de l'échangeur
- Un système de brumisation

Chacune de ces parties est instrumentée de façon à déterminer les paramètres d'entrée et/ou de sortie des fluides intervenant dans les différents échanges thermiques et massiques. Ce dispositif est disposé horizontalement (échangeur vertical) comme le sont la plupart des condenseurs à air. Ainsi ce système pourra être appliqué au plus grand nombre d'installations.

4.1.2 Échangeur

Pour simplifier le dispositif et les moyens matériels à mettre en place, nous avons choisi de remplacer le fluide frigorigène utilisé dans les machines frigorifiques par de l'eau. Ceci permet de faire abstraction du changement d'état dans l'échangeur et ainsi de mieux maîtriser les échanges thermiques. L'échangeur provient d'un condenseur industriel formé de trois nappes délivrant une puissance de 3 kW. Nous avons conservé une seule nappe de section 26x38 cm^2 (figure 4.2). Elle est constituée de 125 ailettes espacées de 3 mm, de largeur 18 mm et d'épaisseur 0,15 mm. Les ailettes sont traversées par un tube en cuivre en serpentin de diamètre intérieur 6 mm et extérieur 8 mm. Une gouttière (non représentée sur la photo) est positionnée sous l'échangeur afin de récupérer l'eau de brumisation qui impacte et ruisselle sur les ailettes. Le débit d'eau circulant dans l'échangeur est régulé par un thermorégulateur (rèf : Vulcatherm de la société Vulcanic) qui permet aussi de réguler la température d'entrée dans l'échangeur.

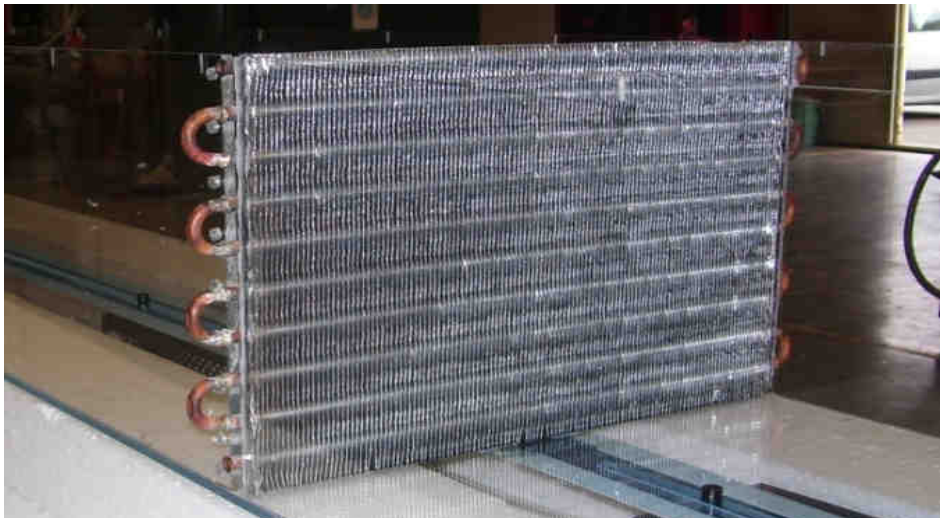


figure 4.2 - Photographie de l'échangeur de chaleur

Le débit d'eau est contrôlé dans une plage de débit allant de 50 $l.h^{-1}$ à environ 650 $l.h^{-1}$. L'appareil permet d'imposer des températures d'eau variant entre la température ambiante et 323 K.

4.1.3 Soufflerie

Le système de soufflerie permet de créer un écoulement d'air à travers l'échangeur. Il est composé d'une gaine d'aspiration, de trois résistances, d'un ventilateur, d'une veine et de deux nids d'abeille.

L'air est aspiré au travers de la gaine d'aspiration par le ventilateur et refoulé dans la veine en direction de l'échangeur. Le ventilateur est placé suffisamment loin en amont de l'échangeur pour limiter la turbulence engendrée par ses pales. La veine, représentée sur la figure 4.3, est un tunnel de section rectangulaire de même dimension que l'échangeur et de longueur 1,7 m. Elle permet de confiner l'écoulement d'air du ventilateur à l'échangeur, assurant ainsi que le débit d'air mesuré en amont du ventilateur est maintenu constant. Ce débit peut être fixé entre 50 $l.s^{-1}$ à 250 $l.s^{-1}$ (correspondant à des vitesses moyennes sur la section de 0,6 $m.s^{-1}$ à 2,8 $m.s^{-1}$).



figure 4.3 - Photographie de la veine et du ventilateur

L'homogénéité des vitesses d'air à l'entrée de la veine est assurée par deux nids d'abeilles représentés figure 4.4. Pour améliorer cette homogénéité, un film perforé enveloppe chaque nid d'abeilles.



figure 4.4 - Photographie d'un nid d'abeilles

Trois résistances chauffantes sont placées en série à l'entrée de la conduite d'air afin d'imposer la température de l'air en entrée (et simuler les conditions voulues). La puissance totale des résistances est de 6 kW. Un variateur, relié à un thermocouple présent dans l'écoulement d'air, permet de réguler la puissance électrique apportée aux résistances afin de maintenir la température de l'air à une température de consigne fixée.



figure 4.5 - Photographie du système de chauffage de l'air

4.1.4 Dispositif de brumisation

Les études numériques présentées dans le chapitre 1 et le chapitre 2 ont montré que le diamètre des gouttes composant le spray doit être inférieur ou égal à 25 µm et que le débit est compris entre 1 et 2 $l.h^{-1}$.

Trois technologies de buses sont envisagées :
- Buses pneumatiques
- Buses hydrauliques basse pression
- Buses hydrauliques haute pression

Le choix de la technologie de brumisation nécessite la connaissance des caractéristiques des sprays issus des différentes buses (granulométrie, débit). Une étude a donc été réalisée (présentée dans la section 4.4).

4.2 Instrumentation et incertitudes

Afin de pouvoir caractériser les phénomènes mis en jeu dans le dispositif expérimental, des capteurs de mesure, relatifs aux débits, températures et humidité ont été installés. Pour gagner en précision sur la mesure de l'ensemble des paramètres, une étude des incertitudes est réalisée et présentée dans cette section. La mise en place de cette étude s'appuie sur le 'guide pour l'expression des incertitudes de mesure' [GUM, 1995].

Pour corriger les erreurs et les incertitudes de chaque capteur, nous réalisons un étalonnage des capteurs (quand cela est possible) et nous effectuons une évaluation de la dispersion de mesure dans les différentes conditions d'utilisations.

Étalonnage :

Un étalonnage nécessite une sonde ou autres éléments de référence. Or n'ayant à disposition qu'une sonde étalon de température et des solutions de référence pour l'humidité, seuls les capteurs de température et d'hygrométrie sont étalonnés.

Pour les capteurs de température, nous disposons d'une sonde étalon et d'un bain thermique. Les capteurs de températures sont ainsi étalonnés puis corrigés dans la gamme de température utilisée. Pour s'affranchir de calculs de propagation d'incertitude, liés à

l'affichage, la précision de la sonde, etc…nous majorons le résultat en prenant comme incertitude la valeur mesurée la plus éloignée de celle donnée par la sonde étalon.

L'étalonnage des hygromètres est réalisé avec différentes solutions salines, qui dans une enceinte fermée conservent une humidité constante. Nous disposons de solutions de $MgCl_2$, NaCl et NH_3SO_4 qui permettent respectivement d'obtenir des humidités relatives de 33,1 %, 75,5 % et 81,3 %. Comme pour les capteurs de température nous majorons le résultat en prenant pour incertitude la valeur mesurée la plus éloignée de celle donnée par une solution saline.

Estimation de l'écart-type :

Cette estimation dans les conditions expérimentales a deux objectifs. Le premier est de définir les gammes de température, humidité et débit limitant les erreurs de mesures. Le second est de déterminer la dispersion des mesures. L'écart-type est déterminé à partir de séries de mesure et est défini par :

$$S(x) = \sqrt{\frac{1}{n-1}\sum_{i=1}^{n}(x_i - \bar{x})^2}$$

Où $\bar{x}$, la moyenne arithmétique du résultat des n mesures répétées.
x_i , le résultat de la mesure i

Les séries de mesures sont réalisées dans des gammes de conditions élargies dans l'échangeur et dans l'écoulement d'air. Dans l'échangeur, les conditions de débit et de température étudiées sont les suivantes:

- débit : 100 à 670 $l.h^{-1}$

- température : 308 à 318 K

Dans la veine d'écoulement d'air, les conditions de débit, température et humidité étudiées sont les suivantes :

- débit : 100 à 200 $l.s^{-1}$

- température ambiante : 293 K

- température de l'écoulement : 299 à 307 K

- humidité : 37 à 75% (à 298 K)

Lorsqu'aucun étalonnage n'est réalisé ou lorsque la dispersion des mesures est plus faible que l'incertitude "constructeur", dans ce cas on utilise la "donnée constructeur". Si celle-ci est du type $\Delta x = \pm a$, l'incertitude type est de la forme $\varepsilon(x) = \frac{a}{\sqrt{w}}$, où w est un facteur lié à la loi de distribution de probabilité.

4.2.1 Appareils de mesure des débits et incertitude

Débit d'eau (échangeur)

Pour mesurer le débit d'eau alimentant l'échangeur, nous avons placé sur le circuit un débitmètre électromagnétique (référence : Promag 33 de la société Profibus PA). L'avantage de ce débitmètre est de ne pas rajouter de perte de charge sur le circuit d'eau. Ce modèle de débitmètre permet d'effectuer des mesures de vitesse optimales dans la conduite pour des valeurs de 0,3 $m.s^{-1}$ à 10 $m.s^{-1}$ avec une précision donnée par le constructeur de +/- 0,5 %. Le diamètre de passage étant de 8 mm, la plage de débit mesurable est comprise entre 54 $l.h^{-1}$ à environ 1800 $l.h^{-1}$. Pour éviter les risques de surchauffe, la température de l'eau doit se situer entre 273 K et 353 K. Les conditions d'utilisation de ce capteur ne permettent pas de l'étalonner et de vérifier sa justesse de mesure. Cependant, des mesures sont réalisées, pour les débits et les températures précisés précédemment**,** afin de vérifier la dispersion des résultats. Ces résultats sont présentés figure 4.6. On observe sur cette figure que la dispersion des résultats varie peu en fonction de la température de l'eau circulant dans le débitmètre. En revanche, on constate une augmentation de cette dispersion lorsque le débit augmente. L'écart-type semble proportionnel au débit imposé. En moyenne il représente 0,1 % du débit. Cet écart-type est inférieur à la précision annoncée par le constructeur, nous prenons donc pour le calcul de l'incertitude sur le débit, la valeur constructeur. N'ayant pas d'information sur la loi de distribution de l'incertitude, nous prenons une loi de type rectangulaire (le facteur lié à la loi de distribution rectangulaire est de 3), tel que l'incertitude est égale à :

$\varepsilon(\dot{m}_{eau}) = \frac{0{,}5\ \%}{\sqrt{3}}$ soit une incertitude de 0,29 %.

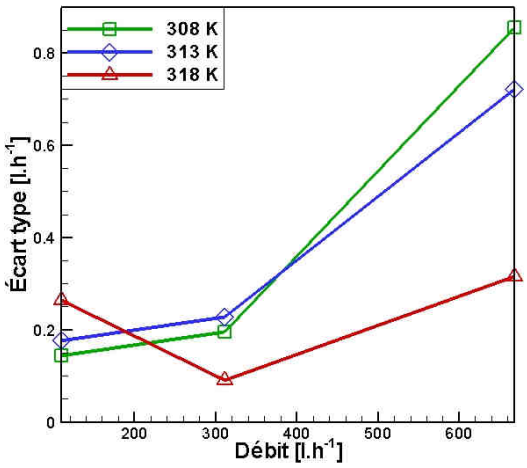


figure 4.6 - Évolution de l'écart-type sur la mesure du débit d'eau circulant dans l'échangeur en fonction du débit imposé

Débit d'air

La mesure du débit d'air se fait par l'intermédiaire d'ailes de mesure (référence : débitmètre CP 200 et ailettes DEBIMO de la société KIMO, figure 4.7) de diamètre 20 cm. Ces ailes de mesure sont positionnées dans la gaine de ventilation. Les vitesses mesurables sont comprises dans une gamme de 3 $m.s^{-1}$ à 100 $m.s^{-1}$ correspondant pour notre application à

des débits de 94,2 $l.h^{-1}$ à 3141 $l.h^{-1}$. La température maximale d'utilisation est de 483 K. Dans ces conditions la précision de mesure donnée par le constructeur est de 3 % avec une répétabilité inférieure à 0,3 %. La mesure de l'écart-type dans les conditions mentionnées dans le paragraphe précédent est présentée sur la figure 4.8. On constate sur la figure (a) que l'écart-type ne dépend pas de façon significative de l'humidité. En revanche, on observe une hausse de cet écart-type lorsqu'on augmente le débit d'air.



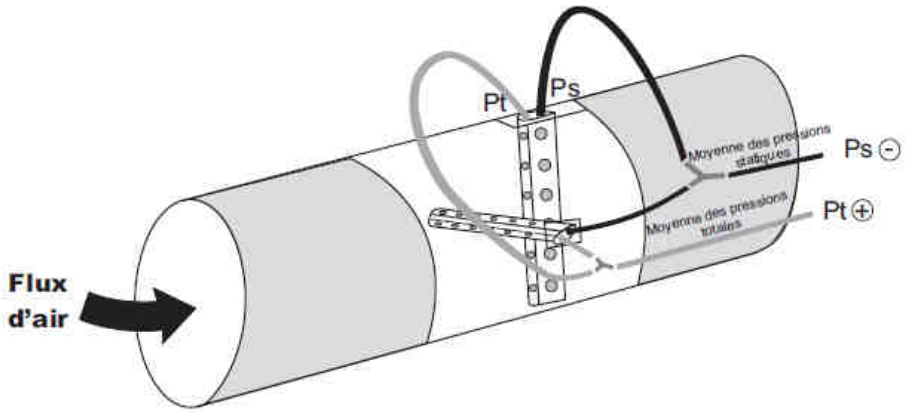
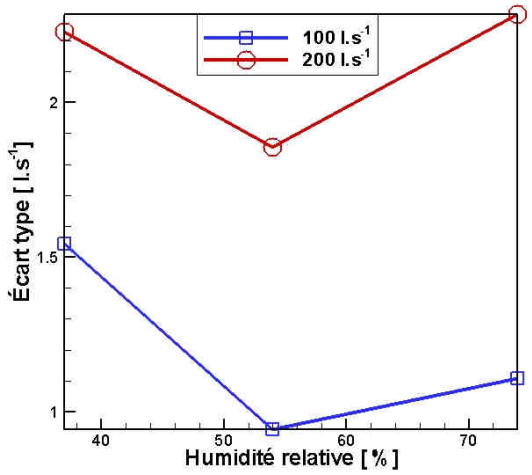
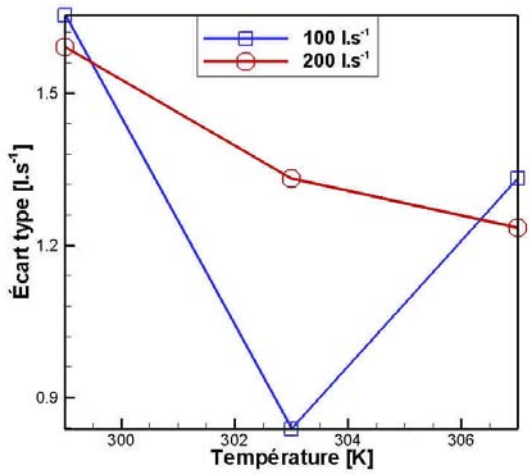


figure 4.7 - Photographie de la conduite d'air et principe de fonctionnement du débitmètre



(a) Humidité variable



(b) Différence de température

figure 4.8 - Evolution de l'écart-type du débit d'air en fonction de l'humidité (température constante) (a) et de la température de l'air ambiant (b)

Sur la figure (b), l'influence du débit d'air sur l'écart-type n'est plus aussi visible que sur la figure (a). La température de l'écoulement d'air dans la veine ne modifie pas non plus de façon notable l'écart type sur la mesure du débit. On peut donc considérer que l'écart-type sur l'ensemble de ces mesures de débit n'excède pas 1,5 % de la valeur mesurée. Cette valeur est inférieure à la donnée "constructeur". Nous utiliserons donc une incertitude basée sur la donnée "constructeur" et une loi de distribution rectangle telle que :

$\varepsilon(\dot{m}_{air}) = \frac{3\,\%}{\sqrt{3}}$ correspondant à une incertitude de 1,73 %

Débit d'eau brumisée

Pour mesurer le débit d'eau brumisée, le réservoir d'eau alimentant la pompe haute pression est positionné sur une balance (figure 4.9).



figure 4.9 - La balance et le réservoir d'eau

Une mesure de la masse du réservoir est enregistrée à chaque pas de temps. En dérivant cette mesure par le temps, on détermine le débit de brumisation. Cette balance mesure une masse maximale de 24 kg avec une précision de +/- 1 g.

4.2.2 Mesure des températures

La mesure des températures et de l'humidité est réalisée respectivement par des thermocouples et des hygromètres. Plusieurs points stratégiques sont donc instrumentés afin de connaître les propriétés de l'air et de l'eau circulant dans l'échangeur. Ainsi des mesures de la température de l'air sont effectuées avant le point d'injection du spray, en amont et en aval de l'échangeur. Les températures du fluide frigorigène (l'eau) sont mesurées en entrée et en sortie de l'échangeur. La figure 4.10 représente la position de ces différents capteurs.

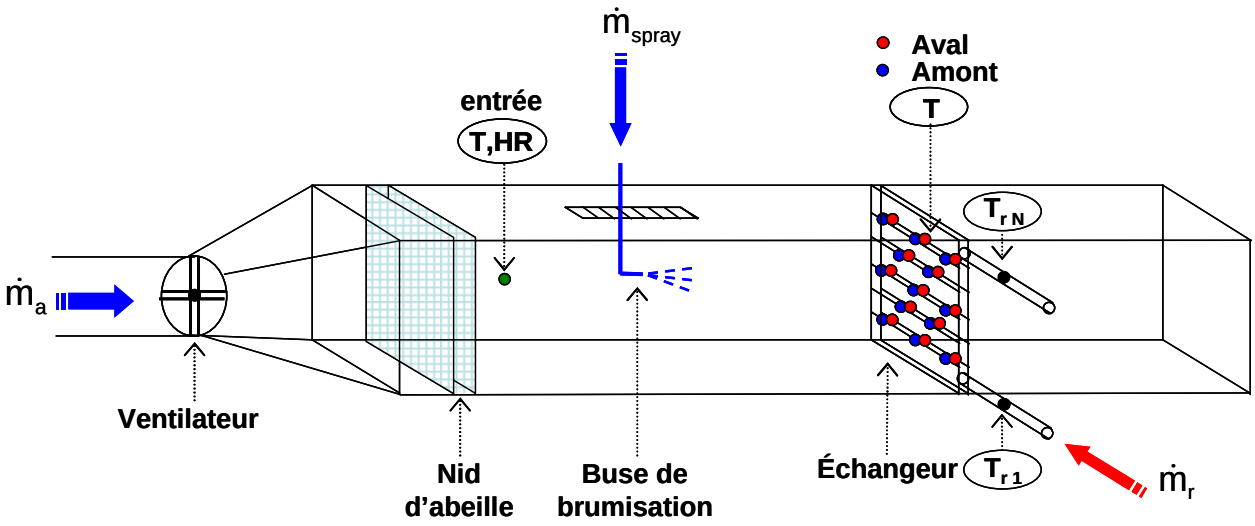


figure 4.10 - Représentation de la métrologie utilisée

Température de l'eau circulant dans l'échangeur

Pour définir la puissance thermique de l'échangeur, on mesure la température d'entrée et de sortie de l'eau circulant dans l'échangeur. Aux conditions de débit et de température d'eau étudiées, l'abaissement de température dans l'échangeur entre son entrée et sa sortie est faible. Pour obtenir des mesures suffisamment précises et réduire les incertitudes qui y sont liées, nous utilisons des sondes de platine pt100 (référence: SL3504f-15m de la société Prosensor). La gamme d'utilisation de ces sondes est comprise entre 223 et 523 K avec une précision de +/- 0,3 K. Après avoir effectué l'étalonnage et appliqué la correction aux deux pt100, l'écart de mesure maximal avec la sonde d'étalonnage est +/- 0,01 K. Des mesures d'écart-type dans les conditions expérimentales sont réalisées et présentées figure 4.11.

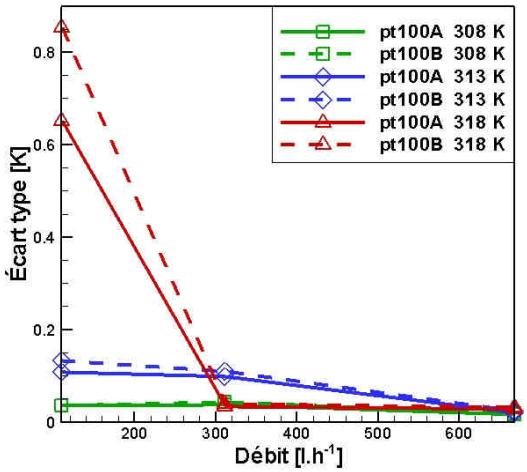


figure 4.11- Evolution de l'écart-type sur la mesure de température de l'eau circulant dans l'échangeur en fonction du débit imposé

L'écart-type de ces capteurs augmente fortement lorsque le débit diminue. Il augmente d'autant plus que la température de consigne est élevée. Cette dispersion est essentiellement due à la régulation de la température du thermorégulateur. Il convient donc pour limiter

l'incertitude de réaliser les expériences pour des débits d'eau supérieurs à 300 $l.h^{-1}$. Dans ces conditions, nous prenons comme incertitude l'écart-type moyen soit 0,04 K.

Température de l'air en amont et en aval de l'échangeur

La mesure de température dans l'écoulement d'air est réalisée avec des thermocouples de type T (référence: B10-TX de la société TCSA). La gamme d'utilisation de ces thermocouples est comprise entre 198 et 523 K avec une précision de +/- 0,5 K.

Pour effectuer la mesure de la température de l'air quand celui-ci est chargé de gouttelettes d'eau, il a fallu protéger les thermocouples des gouttes (qui sont à la température humide) et laisser passer suffisamment l'air pour ne pas obtenir une valeur moyenne entre température de l'air et température des gouttes (gouttes qui impactent et refroidissent la protection). La figure 4.12 et la figure 4.13 présentent la protection mise au point.



figure 4.12 - Photographie d'un thermocouple placé en amont de l'échangeur

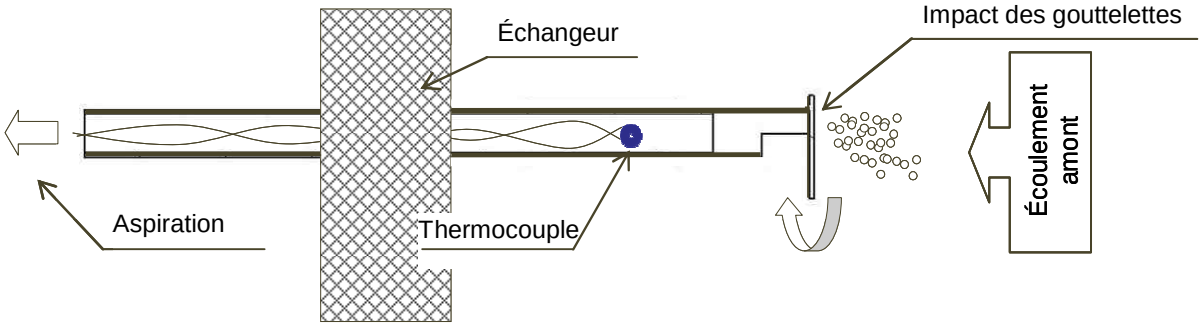


figure 4.13 - Schéma d'un thermocouple placé en amont de l'échangeur

Pour déterminer la température moyenne de l'air en amont et en aval de l'échangeur, la surface de la veine est instrumentée de 26 thermocouples des deux côtés de l'échangeur, comme représenté sur la figure 4.14. Un étalonnage entre 288 et 333 K a permis de corriger les erreurs de mesure et d'obtenir un écart maximal par rapport à la sonde d'étalonnage de +/-0,03 K.

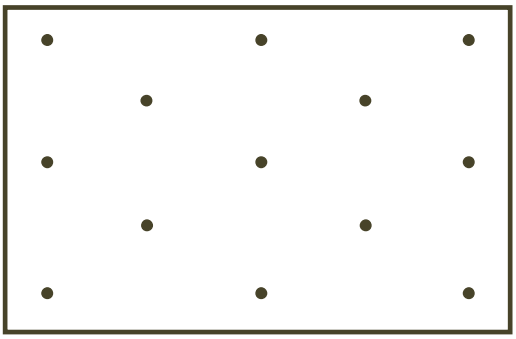


figure 4.14 - Représentation de la position de thermocouples sur une section de la veine en amont et aval de l'échangeur eau/air

Ces thermocouples ne sont pas disposés de façon uniforme sur la section de la veine. Cela implique, pour le calcul de la température moyenne sur une section de la veine, d'appliquer un coefficient de pondération "*a*" à chaque température mesurée. Ce coefficient est directement proportionnel à la surface associée aux thermocouples. Ainsi, on détermine la température moyenne de la façon suivante :

$$T_{moy} = \sum_{i=1}^{n} a_i \, T_i \tag{4.1}$$

où : T_{moy} est la température moyenne (de l'air en amont et en aval du condenseur)

T_i est la température du thermocouple i

a_i est un facteur pondérant la mesure de température d'un thermocouple à la surface qui lui est associé. $\sum_{i=1}^{n} a_i = 1$

La dispersion des résultats, dans ce cas, peut-être calculée de deux façons:

- soit par la détermination de la moyenne des écarts-types afin d'évaluer les variations temporelles de températures. Pour chaque thermocouple, on détermine l'écart type en utilisant sa température moyenne mesurée, puis on effectue la moyenne des écarts-types, telle que :

$$\varepsilon_{normal}\left(T_{moy}\right) = \sum_{i=1}^{n} \frac{\varepsilon_{T\,i}\left(T_i\right)}{n} \tag{4.2}$$

- soit par la détermination de l'écart-type moyen afin d'estimer la dispersion de température spatialement. Pour chaque thermocouple, on détermine l'écart type en utilisant la température moyenne des 13 thermocouples positionnés sur la surface de la veine, puis comme précédemment, on calcule la moyenne des écarts types:

$$\varepsilon_{Tmoy}\left(T_{moy}\right) = \sum_{i=1}^{n} \frac{\varepsilon_{Ti}\left(T_{moy}\right)}{n} \tag{4.3}$$

La figure 4.15 et la figure 4.16 représentent respectivement l'évolution en amont et en aval de l'écart-type de mesure des températures en fonction de l'humidité de l'air en (a) et en fonction de la différence de température entre l'air ambiant (fixe à 293 K) et l'écoulement d'air

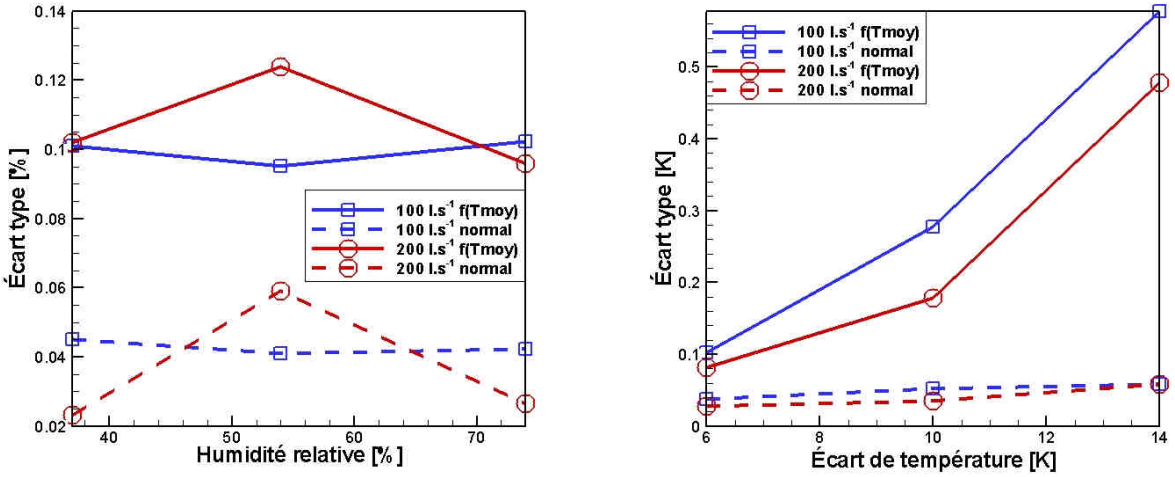
(successivement à 299, 303 et 307 K) en (b). Ces résultats sont donnés pour les deux débits d'air étudiés soit 100 et 200 $l.s^{-1}$. Les courbes en pointillés, notées "normal", correspondent à la moyenne des écarts-types calculés avec la température de chaque thermocouple. Les résultats en trait plein, notés "f(Tmoy)", correspondent à la moyenne des écarts-types calculés avec la température moyenne sur la section de la veine.

On remarque en premier lieu sur la figure 4.15 et la figure 4.16, que les écarts-types en amont et en aval suivent les mêmes tendances et les mêmes valeurs de dispersion. On peut donc commenter de façon identique ces deux figures.

On constate sur ces figures que l'écart-type "normal" reste quasi constant avec l'évolution des conditions de mesure (écart type "normal" proche de 0,04 K). Cela signifie que les valeurs de température mesurées en un point se dispersent faiblement dans le temps.

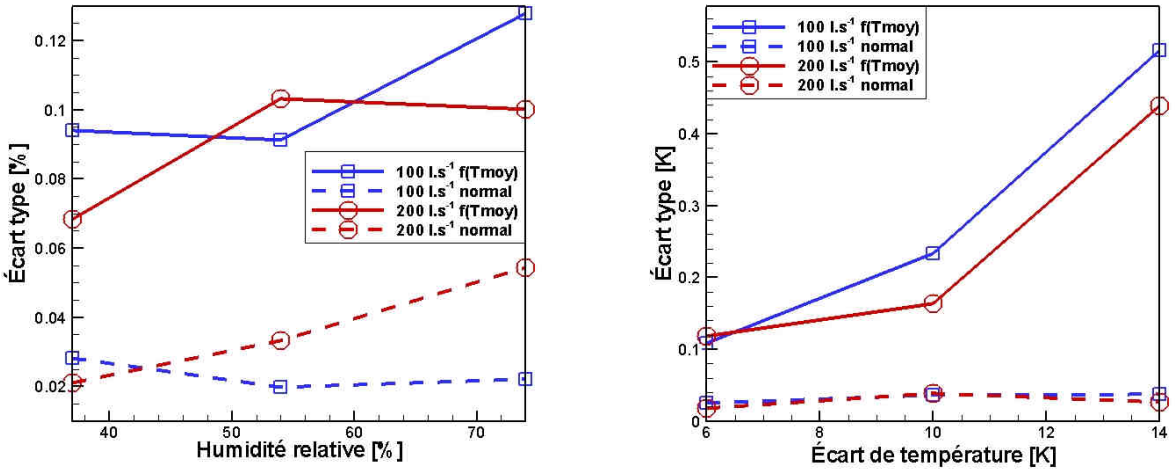
On observe également sur les figures (a) et (b) que l'écart-type "f(Tmoy)", est nettement plus important que l'écart-type "normal". On en conclut que la température n'est pas homogène sur l'ensemble de la section de la veine.

Sur la figure (a), la différence de température entre l'écoulement d'air dans la veine et l'air ambiant étant nulle, l'écart-type n'est que d'environ 0,1 K. Par contre, en augmentant la température de l'écoulement d'air, la différence de température avec l'air ambiant (figure (b)) grandit et entraîne une forte inhomogénéité de la température sur la section. Cette inhomogénéité est due au transfert de chaleur à travers le plexiglas qui conduit à une diminution de la température dans la veine, visible principalement avec les thermocouples situés dans les angles de la veine.



(a) Humidité variable (b) Différence de température

figure 4.15 - Evolution de l'écart-type des températures en amont de l'échangeur en fonction de l'humidité (température constante) (a) et de la différence de température entre l'écoulement d'air et l'air ambiant (b)



(a) Humidité variable (b) Différence de température

figure 4.16 - Evolution de l'écart-type des températures en aval de l'échangeur en fonction de l'humidité (température constante) (a) et de la différence de température entre l'écoulement d'air et l'air ambiant (b)

On conclut que pour obtenir une température homogène dans la veine et diminuer l'incertitude, il est préférable de limiter l'écart de température entre l'écoulement d'air et l'air ambiant. En limitant cet écart à 5 K, l'écart-type sur la température moyenne en amont et en aval peut-être considéré égal à 0,1 K. Cet écart-type étant plus défavorable que la précision des thermocouples après étalonnage, nous l'utiliserons pour notre incertitude sur ces températures.

4.2.3 Mesure d'hygrométrie

Les hygromètres utilisés (référence : modèle 50Y de la société VAISALA) permettent d'effectuer des mesures d'humidité dans une gamme d'humidité relative allant de 10 % à 90 % et à des températures de 263 à 313 K. Au-delà de ces bornes d'humidité, aucune précision sur la mesure n'est donnée. L'incertitude de mesure est de +/- 5 % à une température de 293 K et l'incertitude liée à la dépendance de la température est de +/-1 %. Pour connaître l'humidité absolue, ces hygromètres sont équipés d'un capteur de température dont la précision est de +/- 0,6 K. La précision des mesures de température étant faible, nous avons choisi de coupler aux hygromètres un thermocouple de type T présenté précédemment et dont la précision après étalonnage est de +/- 0,03 K. Pour connaître l'humidité et la température de l'air à l'entrée de la veine, un hygromètre est placé en ce point. Les deux autres hygromètres sont mobiles et nous permettent d'obtenir les caractéristiques de l'air localement (dans le spray, en aval de l'échangeur…). La mesure de l'humidité s'effectuant parfois dans le spray, nous avons protégé les hygromètres des gouttes d'eau. Afin que le renouvellement d'air soit suffisant autour de l'hygromètre, la protection est reliée à une pompe d'aspiration comme représenté figure 4.17.

Après l'étalonnage avec les solutions salines et la correction des hygromètres, la vérification donne des écarts maximaux avec l'humidité de référence obtenue avec ces solutions de l'ordre de 1 %. Des mesures sont ensuite réalisées pour évaluer l'écart-type dans les conditions expérimentales.

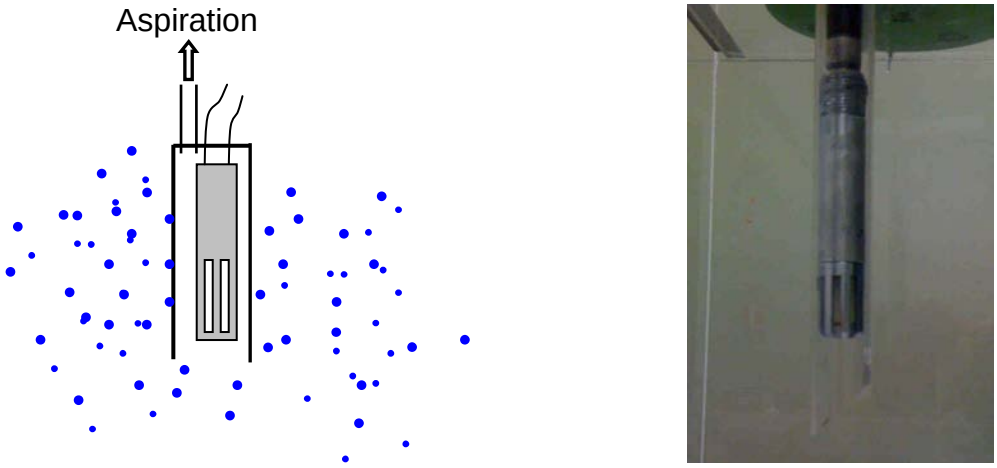


figure 4.17 - Représentation et photographie d'un hygromètre et de sa protection

La figure 4.18 présente la variation de l'écart-type des mesures en fonction de l'humidité relative. L'écart maximum d'humidité mesurée entre les trois hygromètres, permettant ainsi d'évaluer la justesse de la mesure. On constate sur cette figure que l'écart-type des trois hygromètres augmente avec l'humidité. Cependant celui-ci est faible en comparaison de l'humidité mesurée (0,3 % pour une humidité de 75 %). En revanche, on constate que la différence de valeur mesurée par les 3 hygromètres est de l'ordre de 1,2 %. Cette différence étant plus importante que l'écart-type de chaque hygromètre et ne pouvant déterminer quel hygromètre est le plus proche de la "vraie" valeur, nous utiliserons cette valeur comme incertitude.

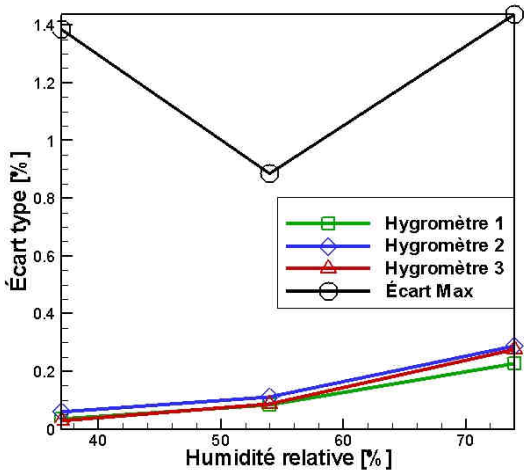


figure 4.18 - Evolution de l'écart-type des humidités relatives mesurées par les 3 hygromètres en fonction de l'humidité (température constante)

Les mesures effectuées par les thermocouples associés aux hygromètres donnent des valeurs identiques aux thermocouples utilisés pour définir la température moyenne en amont et aval de l'échangeur. On prendra donc la même incertitude que pour ces thermocouples, soit +/-0,1 K.

4.2.4 Récapitulatif des incertitudes de mesure

Appareil	Gamme de fonctionnement	Gamme utilisée	Précision constructeur	Précision après étalonnage	Dispersion mesures
Débitmètre électronique Endress+Hauser réf : Promag 33	273 → 353 K 36 → 1800 l/h	308 → 323 K 300 → 680 l/h	+/-0,5 %	pas d'étalonnage	~0,29 %
Débitmètre air Kimo réf : CP200	94,2 → 3141 l/h	100 → 250 l/h	+/-3 %	pas d'étalonnage	~1,5 %
Balance Mettler réf : PE24	0 → 24 kg	0 → 6 kg	+/-1 g	+/-1 g	2 g
Thermocouple TCSA de Type T réf : B10-TX	198 → 523 K	288→ 313 K	+/- 0,5 K	+/-0,03 K	0,1 K
Pt100 Prosensor réf : SL3504f-15m	223 → 523 K	293 K→ 323 K	+/- 0,3 K	+/-0,01 K	0,04 K
hygomètre Vaisala réf : 50Y	10 % → 90 % 263 K→ 313 K	10% → 90% 283 K→313 K	+/-5 %	+/-1 %	1,2 %

tableau 4.1 - Incertitudes et gammes d'utilisation des différents appareils de mesure

4.3 Incertitude sur les calculs de puissances

4.3.1 Puissance échangée côté eau

L'évaluation de l'incertitude d'une valeur déterminée à partir du résultat d'une ou plusieurs autres grandeurs (mesurées ou calculées) est réalisée par le calcul de la propagation des incertitudes. L'incertitude d'une valeur *y* définie à partir de valeurs *x1*, *x2*, ... et de la forme : $y = f(x_1, x_2, ...)$, est déterminée par la relation suivante :

$$\varepsilon(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} \left|\frac{\partial f}{\partial x_i}\right|^2 \varepsilon(x_i)^2} \tag{4.4}$$

Le calcul de la puissance cédée par l'eau circulant dans l'échangeur se fait de la manière suivante :

$$Q_{eau} = \dot{m}_{eau}\ Cp_{eau} \left|T_f - T_c\right| \tag{4.5}$$

où : T_f est la température de l'eau en sortie de l'échangeur [K]
T_c est la température de l'eau à l'entrée de l'échangeur [K]

A partir de cette relation, on détermine l'incertitude (4.6) sur la valeur calculée de la puissance. Étant très faible, non négligeons l'incertitude liée à la capacité calorifique de l'eau.

$$\begin{aligned} \varepsilon(Q_{eau}) &= \sqrt{\left|\frac{\partial Q_{eau}}{\partial \dot{m}_{eau}}\right|^2 \varepsilon(\dot{m}_{eau})^2 + \left|\frac{\partial Q_{eau}}{\partial T_f}\right|^2 \varepsilon(T_f)^2 + \left|\frac{\partial Q_{eau}}{\partial T_c}\right|^2 \varepsilon(T_c)^2} \\ &= \sqrt{Cp_{eau}{}^2 \left|T_f - T_c\right|^2 \varepsilon(\dot{m}_{eau})^2 + \dot{m}_{eau}{}^2\ Cp_{eau}{}^2 \left(\varepsilon(T_f)^2 + \varepsilon(T_c)^2\right)} \end{aligned} \tag{4.6}$$

4.3.2 Puissance échangée côté air

La détermination de la puissance échangée côté air nécessite un bilan thermique et massique de l'entrée de la veine jusqu'à la sortie de l'échangeur. Les grandeurs mesurées et calculées pour déterminer cette puissance sont représentées sur la figure 4.19. Notons que les relations utilisées pour définir les propriétés de l'air sont issues de tables de valeurs du logiciel EES présentées en annexe B.

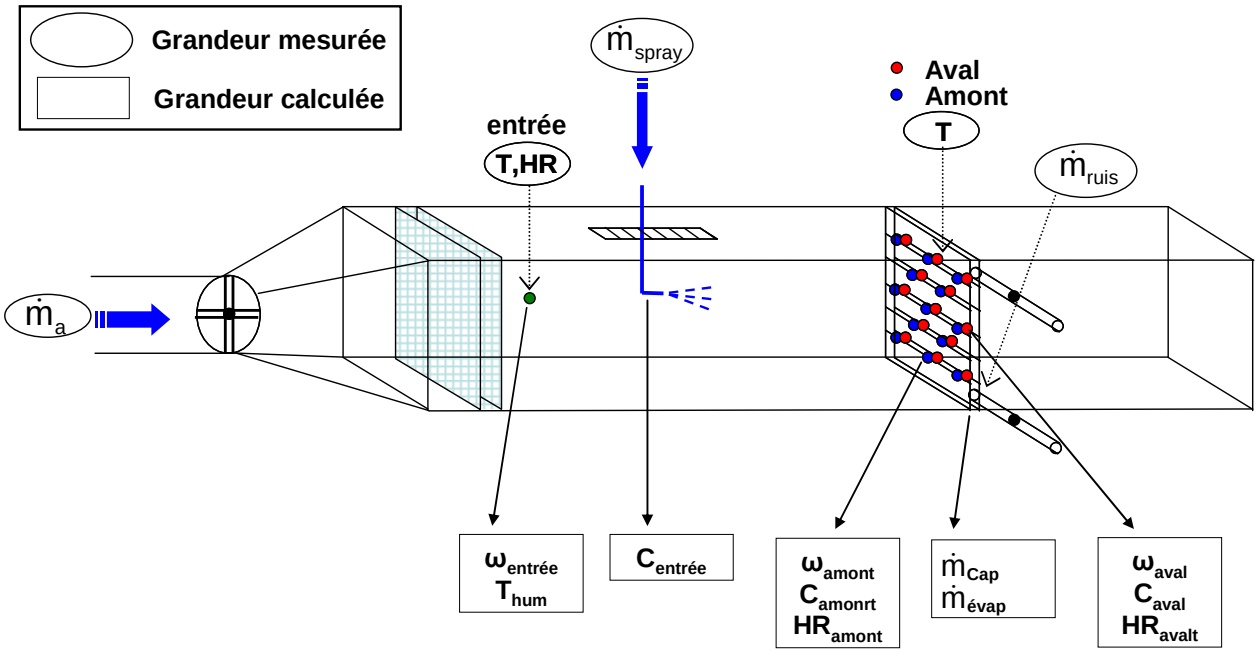


figure 4.19 - Représentation des grandeurs mesurées et calculées

A l'entrée du système, nous mesurons la température, l'humidité, le débit d'air et le débit de brumisation. Ces paramètres nous permettent alors de calculer les fractions massiques d'eau et de vapeur d'eau et la température humide de l'air.

En amont de l'échangeur, l'eau brumisée s'est en partie évaporée. La température moyenne de l'air T_{am}, mesurée à l'aide des 13 thermocouples placés sur l'ensemble de la section, permet alors de définir l'humidité relative ω_{am} et les fractions d'eau liquide et vapeur présentes dans l'air.

L'air traverse ensuite l'échangeur où une fraction des gouttes est captée par les ailettes et le tube de l'échangeur. Cette fraction, appelée taux de captation (voir chapitre 3) nous donne alors le débit d'eau captée. Ensuite à partir du débit de ruissellement, évalué en mesurant la quantité d'eau récupérée par la gouttière, nous déterminons le débit d'évaporation.

Enfin en aval de l'échangeur, on mesure la température moyenne de l'air sortant de l'échangeur T_{av} et on détermine ses propriétés en terme d'humidité relative et de fraction massique d'eau et de vapeur d'eau.

Le calcul de la puissance reçue côté air est réalisé de la manière suivante :

$$Q_{air} = \dot{m}_a \left(1+\omega_{am}\right) Cp_a \left(T_{av} - T_{am}\right) + Q_{Lv} + Q_{cp} \qquad (4.7)$$

Où Q_{Lv} et Q_{cp} correspondent respectivement à la puissance liée à l'évaporation des gouttes captées par la paroi et à la chaleur sensible emmagasinée par les gouttes impactant l'échangeur pour passer de la température humide à la température de paroi. Cette chaleur sensible est très faible en comparaison du terme de chaleur latente et sera donc négligée par la suite. Les incertitudes sur la capacité calorifique de l'air et sur l'humidité absolue étant très faible, elles ne sont pas prises en compté ici.

L'incertitude sur la valeur calculée de la puissance s'écrit donc:

$$\varepsilon(Q_{air}) = \sqrt{\left|\frac{\partial Q_{air}}{\partial \dot{m}_a}\right|^2 \varepsilon(\dot{m}_a)^2 + \left|\frac{\partial Q_{air}}{\partial T_{av}}\right|^2 \varepsilon(T_{av})^2 + \left|\frac{\partial Q_{air}}{\partial T_{am}}\right|^2 \varepsilon(T_{am})^2 + \left|\frac{\partial Q_{air}}{\partial Q_{LV}}\right|^2 \varepsilon(Q_{LV})^2}$$

$$= \sqrt{((1+\omega_{am})Cp_a)^2 \left((T_{av}-T_{am})^2 \varepsilon(\dot{m}_a)^2 + \dot{m}_a^2 \left(\varepsilon(T_{av})^2 + \varepsilon(T_{am})^2\right)\right) + \varepsilon(Q_{LV})^2} \quad (4.8)$$

L'incertitude $\varepsilon(Q_{LV})$ provient de l'incertitude de mesure de la balance lorsqu'on détermine la quantité d'eau recueillie durant une expérience. Cette erreur diminue avec le temps, lorsque la quantité d'eau mesurée est importante.

4.4 Choix de la buse de brumisation

Dans le chapitre 2, nous avons montré grâce à l'outil numérique que la stratégie de brumisation la plus adaptée était une injection du spray à contre-courant. Le diamètre de Sauter de ce spray doit être inférieur à 25 µm. Cependant nous avons peu de connaissances sur les buses de brumisation existantes, en terme de granulométrie, de vitesse et d'angle d'injection. Une étude de ces paramètres est donc réalisée.

Plusieurs technologies de brumisation permettent d'obtenir des débits d'eau correspondant à ceux exigés pour le pilote expérimental, à savoir des débits compris entre 1 et 2 $l.h^{-1}$. Afin de déterminer la plus adaptée à notre système, trois buses vont être testées :

- Une buse pneumatique (réf : SU1A de la société Spraying System)

- Une buse hydraulique basse pression (réf : TX06 de la société Spraying System)

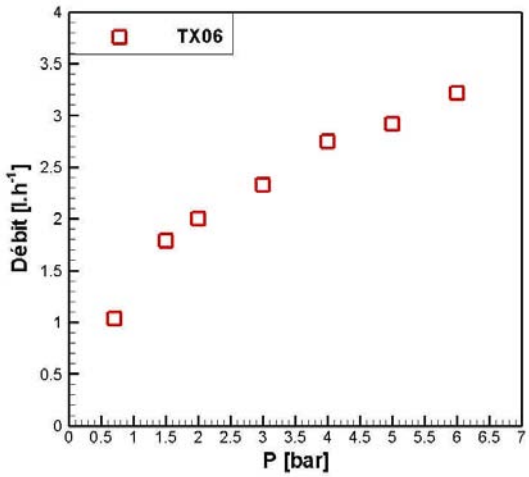
- Une buse hydraulique haute pression (réf : C01 de la société OPOOL)

Des mesures de l'abaissement de température de l'écoulement d'air, réalisées avec ces trois buses à co et contre courant, permettent alors d'évaluer et de choisir la buse et la stratégie de brumisation nécessaire pour les études expérimentales.

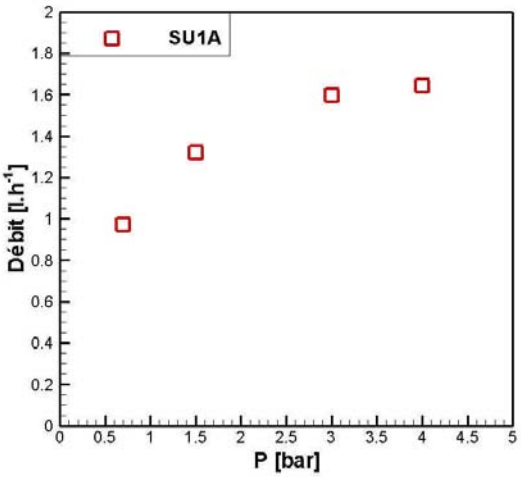
4.4.1 Caractérisation des buses

Débit de brumisation

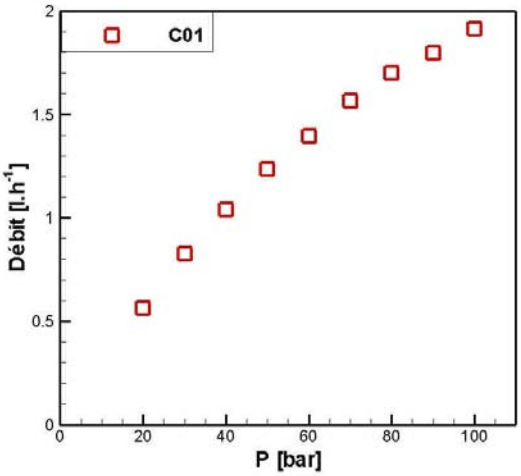
Les buses de brumisation sont alimentées en eau sous pression, pour les buses hydrauliques, et en air sous pression pour les buses pneumatiques (l'air entraîne l'eau par dépression). Elles possèdent des débits qui dépendent directement des pressions imposées. Notons que dans la suite de ce chapitre, nous utiliserons le terme « pression d'alimentation » pour décrire l'alimentation en eau des buses hydrauliques et en air des buses pneumatiques. Nous avons réalisé des mesures de débit pour les différentes gammes de pression des buses. Ces mesures consistent à récupérer l'eau sortant de la buse pendant une période de 5 minutes et à peser cette quantité d'eau. La figure 4.20 présente l'évolution du débit de chaque buse en fonction de la pression d'alimentation. La gamme de débit obtenue varie selon la buse de 0,7 à 3 $l.h^{-1}$.



(a) Buse TX06



(b) Buse SU1A



(c) Buse C01

figure 4.20 - Représentation du débit d'eau en fonction de la pression d'alimentation

Angle d'injection du spray

Le spray issu des buses de brumisation est un cône de section circulaire. L'angle d'injection de ce spray correspond à l'angle d'ouverture du cône. C'est une variable qui contribue fortement à la dispersion spatiale des gouttes dans l'air. Plus l'angle d'un spray est grand, plus la dispersion des gouttes dans l'air est importante. La société Spraying system donne respectivement pour les buses TX06 et SU1A un angle d'injection de 58 et 18°. Pour la buse C01, cet angle a été déterminé à partir d'une photographie présentée figure 4.21. L'angle mesuré sur ce cliché est de 39°. Cet angle est constant entre 40 et 100 bar.

Les angles donnés sont valables uniquement près de la buse (entre 0 et 20 cm), car en s'éloignant le spray se disperse dans l'air.



figure 4.21 - Photographie du spray à la sortie de la buse C01

L'angle d'injection n'est cependant pas l'unique paramètre qui régit la dispersion spatiale des gouttes. La vitesse et la taille des gouttes jouent également un rôle important.

Mesures de granulométrie et de vitesse du spray

La granulométrie et la vitesse des gouttes en sortie de buse sont des données difficiles à déterminer du fait des phénomènes liés à la formation des gouttes, à l'évaporation et à l'inhomogénéité du spray. Nous disposons de deux appareils pour effectuer ces mesures. Ces appareils étant basés sur deux technologies différentes, nous utiliserons les deux pour confronter les résultats.

Le granulomètre Welas 2100 (figure 4.22) de la société Palas fonctionne par diffusion de lumière blanche à 90°. Son principe est illustré figure 4.22. C'est un système intrusif muni d'une pompe d'aspiration entraînant le spray dans le volume de mesure. Il permet de mesurer la taille de chaque goutte passant dans le volume de mesure et de déterminer la concentration en nombre de particules ou en volume de particules par unité de volume d'air. Cet appareil se trouve au Cemagref. Les contraintes d'utilisation liées à cet appareil sont la limite de détection des gouttes à un diamètre maximal de 70µm et son intrusivité qui modifie l'écoulement du spray.



figure 4.22 - Photographie du granulomètre Welas

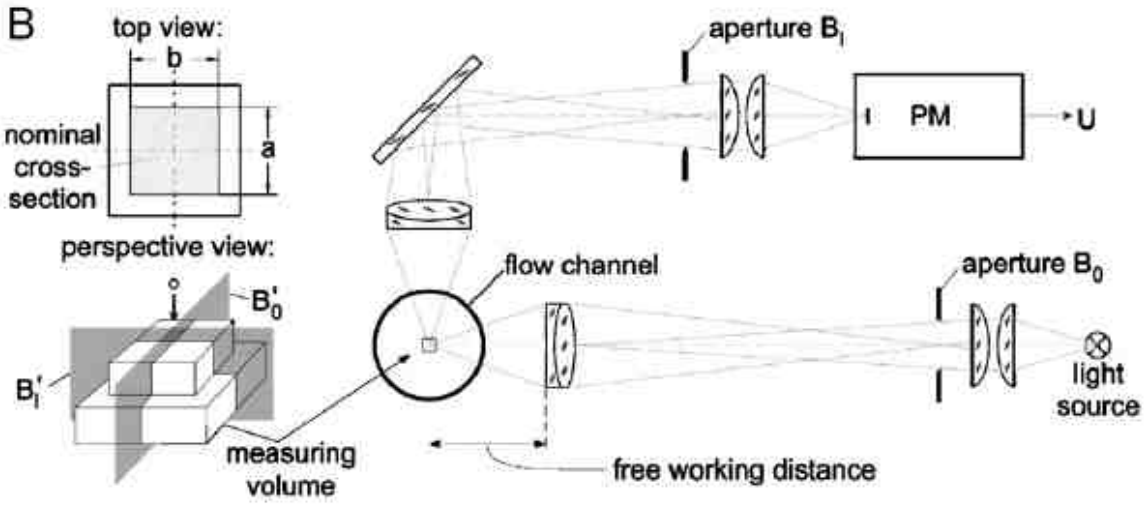


figure 4.23 - Principe de fonctionnement du granulomètre Welas

Le second appareil est le PDA (Phase Doppler Anemometry) de la société Dantec. Son principe de fonctionnement est présenté sur la figure 4.24. Le laser est créé 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. Une lentille convergente permet ensuite d'obtenir un système de faisceaux croisés (signalons qu'un des faisceaux passe dans une cellule de Bragg afin de créer un déphasage de 40 MHz). 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 diffuser du rayonnement 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. Des photomultiplicateurs placés à un angle de 50° vont détecter les signaux diffusés par la particule. 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. Comme pour le Welas 2100, le PDA donne la concentration en nombre de particules ou en volume de particules par unité de volume. Cet appareil se trouve au LEMTA (équipe Métrologie Fluide et Combustion).

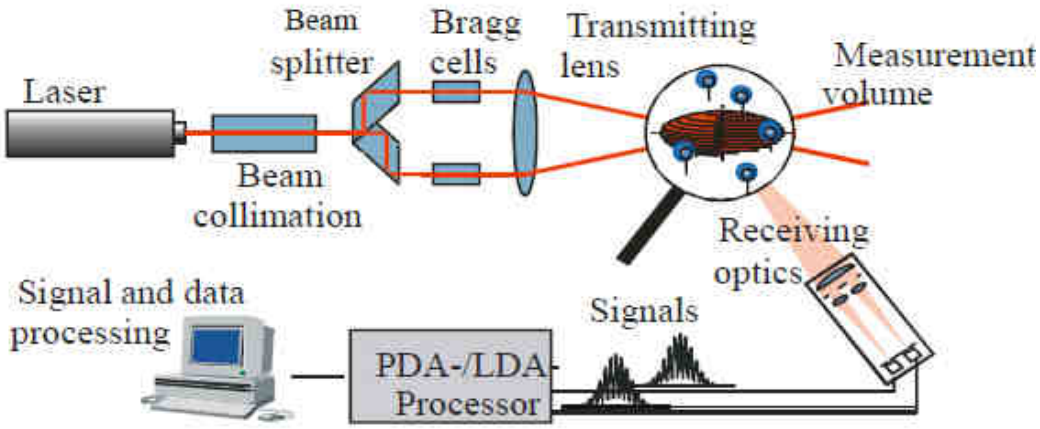


figure 4.24 - Principe de fonctionnement du PDA (d'après un document interne de G. Castanet sur les « Techniques basées sur la diffusion élastique de la lumière »)

Ces deux appareils de mesures permettent de réaliser des mesures locales. Pour obtenir une information complète sur la granulométrie du spray et son comportement spatial, de multiples mesures sont donc nécessaires. La figure 4.25 illustre les points de mesure utilisés. La configuration du PDA impose que le spray soit injecté verticalement dans le sens descendant.

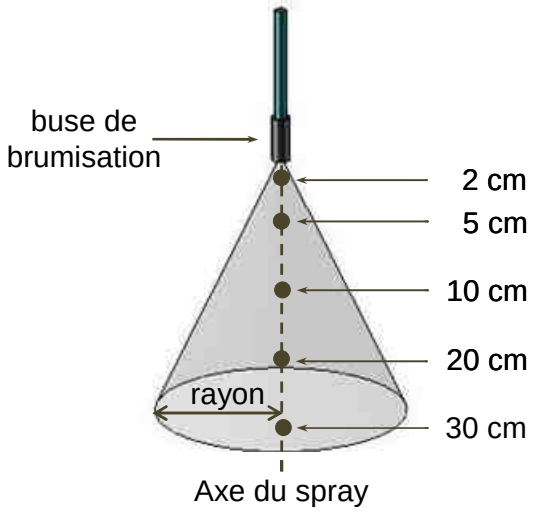
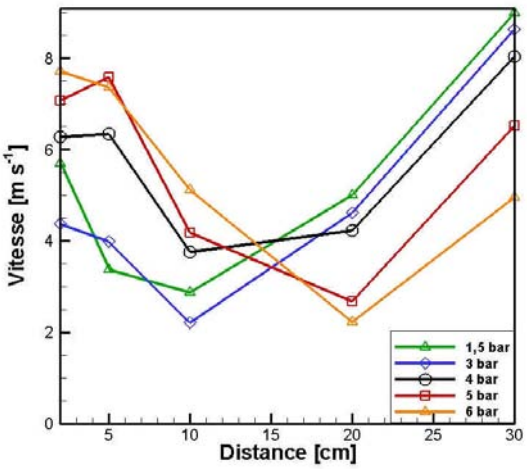


figure 4.25 - Points de mesure dans les sprays délivrés par les buses

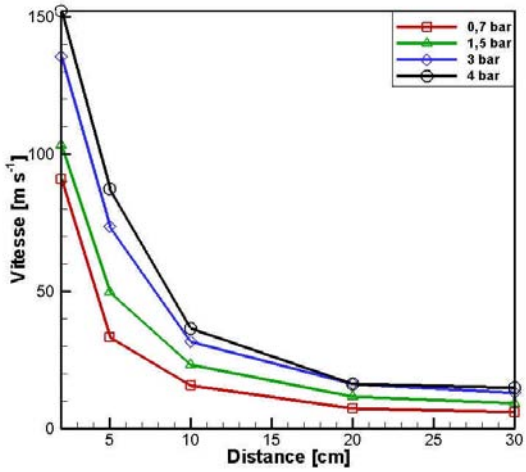
L'échantillon de gouttes mesurées pour chaque point est de 100 000 gouttes avec le PDA. Pour le granulomètre Welas, cet échantillon est variable (entre 20 000 et 150 000 gouttes) car pour avoir des temps d'expériences raisonnables, nous avons limité le temps de mesure à un maximum de 2 minutes. Trois informations nous intéressent particulièrement, la vitesse moyenne du spray mesurée avec le PDA, le diamètre moyen et le diamètre de Sauter mesurés par les deux appareils.

Vitesse du spray

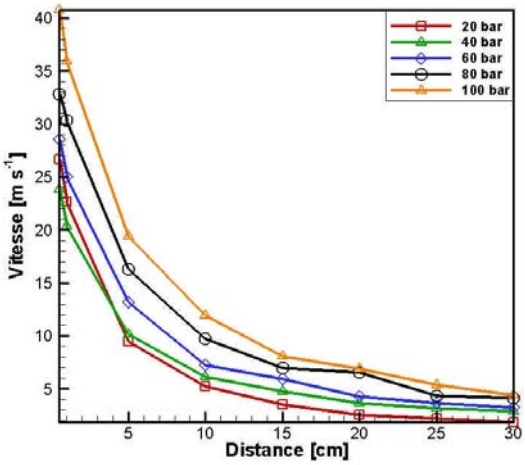
La mesure de la vitesse des gouttes en différents points permet de déterminer le comportement du spray, notamment la variation de la vitesse moyenne due aux effets de traînée dans l'air ou encore à la variation de granulométrie liée à l'inertie plus importante des plus grosses gouttes. La figure 4.26 présente la vitesse moyenne du spray, obtenue pour les trois buses, en fonction de la distance entre le point de mesure et la buse pour différentes pressions d'alimentation. A la sortie des buses, la vitesse moyenne du spray dépend de la pression d'alimentation. L'augmentation de la pression entraîne une augmentation de la vitesse directement liée à la quantité d'eau ou d'air sortant des buses et au diamètre de l'orifice. Cette vitesse est située autour de 6, 30 et 130 $m.s^{-1}$ respectivement pour les buses TX06, C01 et SU1A.



(a) Buse TX06



(b) Buse SU1A



(c) Buse C01

figure 4.26 - Représentation de la vitesse moyenne du spray en fonction de la distance entre le point de mesure et la buse pour différentes pressions d'alimentation

La force de traînée subie par les gouttes engendre une diminution de la vitesse d'autant plus importante que l'on s'éloigne de la buse. Ceci est spécialement visible pour les buses SU1A et C01 où les vitesses à 30 cm de la buse sont approximativement de 15 et 4 $m.s^{-1}$. Une

singularité apparaît cependant pour la buse TX06 : la vitesse, initialement faible, diminue légèrement jusqu'à une distance d'environ 15 cm, puis au-delà de cette distance la vitesse augmente. En effet, la force de traînée ralentissant plus fortement les plus petites gouttes, on mesure statistiquement, à une distance de 15 cm, une quantité plus importante de gouttes de plus grosse taille possédant une vitesse plus importante.

Granulométrie du spray

Le diamètre moyen arithmétique D_{10} et le diamètre de Sauter D_{32}, définis ci-dessous par les équations (4.9), sont deux données complémentaires sur la granulométrie du spray. Le D_{10} renseigne directement sur la taille de l'ensemble des gouttes mesurées mais il représente mal la répartition volumique de l'eau brumisée en fonction de la taille des gouttes. Par conséquent, il ne renseigne pas correctement sur les capacités de transferts thermiques et massiques entre le spray et l'air. Le diamètre de Sauter basé sur le rapport entre volume total occupé par les gouttes et la surface totale des gouttes dans le spray est une grandeur qui caractérise beaucoup mieux le spray. En effet, cela permet ainsi de mieux comprendre les échanges de chaleur et de matière, qui dans notre cas, sont fortement liés à l'évaporation.

$$D_{10} = \frac{\sum_i n_i \; dp_i}{\sum_i n_i} \qquad\qquad D_{32} = \frac{\sum_i n_i \; dp_i^3}{\sum_i n_i \; dp_i^2} \tag{4.9}$$

où : n_i est le nombre de gouttes de la classe i

dp_i est le diamètre de la classe i

La figure 4.27 et la figure 4.28 représentent respectivement le diamètre moyen et le diamètre de Sauter, obtenus pour les trois buses en fonction de la pression à différentes distances buse/point de mesure. Les courbes en trait plein correspondent aux mesures obtenues avec le PDA, les courbes en pointillés celles obtenues avec le WELAS.

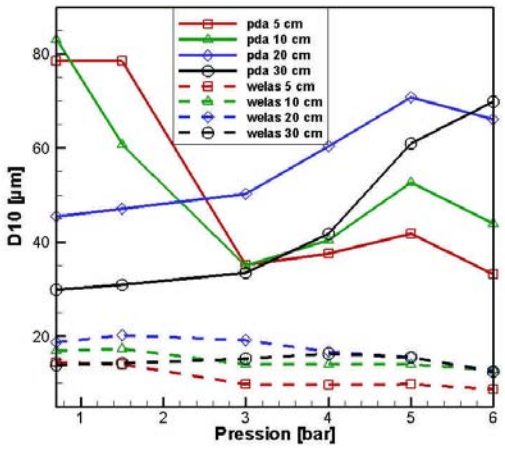
On observe en premier lieu une grande différence sur les diamètres mesurés, entre le PDA et le Welas, de l'ordre d'un facteur 2. Plusieurs hypothèses permettent d'expliquer l'écart sur les résultats des deux appareils de mesure :

- la contrainte de mesure du Welas sur la limite maximale de détection en terme de taille de goutte peut expliquer que ce granulomètre sous-estime ou bien exclut les gouttes dont la taille est supérieure à 70µm ;

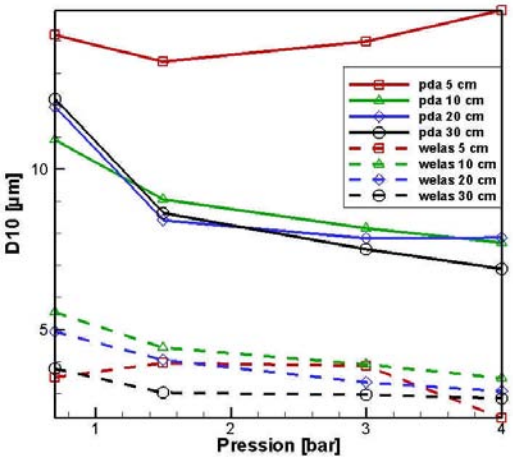
- la mesure intrusive du Welas perturbe l'écoulement du spray, le résultat d'une mesure en un point ne correspond donc pas à la granulométrie réelle ;

- la vitesse et l'asphéricité des gouttes peuvent également être source d'erreurs lorsque la mesure est proche de la buse.

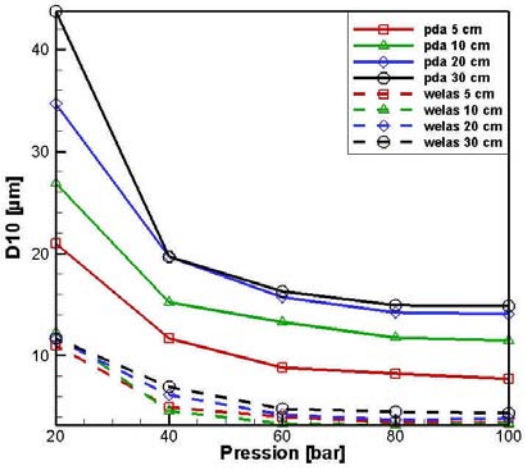
Les hypothèses étant plus en défaveur du granulomètre Welas, nous utiliserons les valeurs obtenues par le PDA.



(a) Buse TX06



(b) Buse SU1A



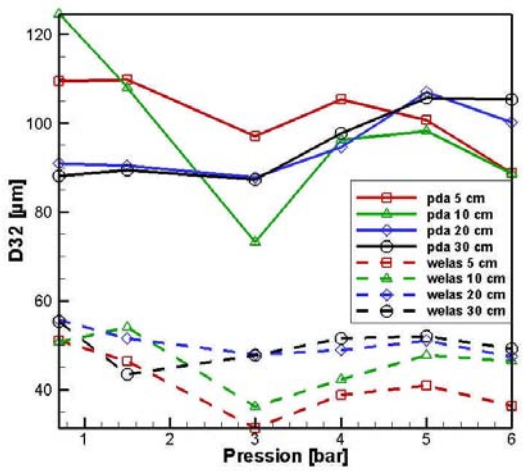
(c) Buse C01

figure 4.27 - Représentation du diamètre moyen en fonction de la pression d'alimentation en eau/air mesuré avec le PDA et le Welas à différentes distances de la buse.

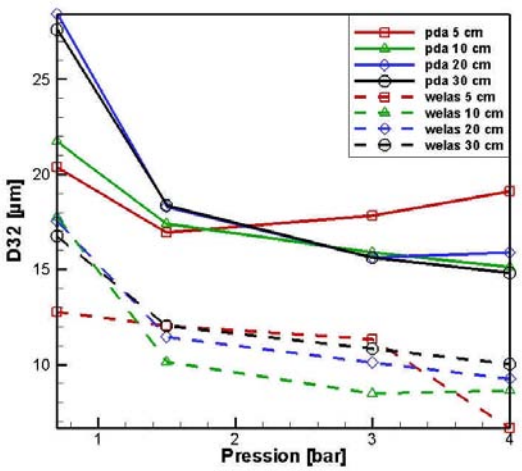
Ces mesures montrent (et ce quel que soit le système de mesure utilisé) de grandes différences de diamètres entre les trois types de buses. La technologie des buses et leurs pressions d'alimentation ont un impact très important sur la taille des gouttes composant le spray. Ces diamètres sont compris globalement entre 20 et 120 µm en terme de diamètre de Sauter.

L'évolution des diamètres des gouttes issues de la buse TX06 ne présente pas de tendance claire que ce soit en fonction de la pression d'alimentation, ou en fonction de la position dans le spray. Cependant, l'ensemble des mesures montre que le D_{32} est de l'ordre de 100 µm.

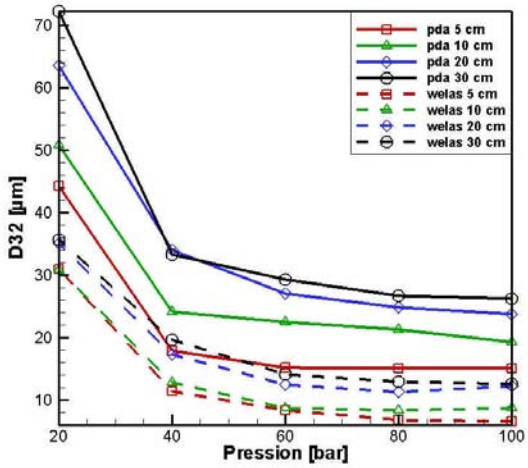
La pression d'alimentation des buses SU1A et C01 joue en revanche un rôle très important sur la taille des gouttes générées, l'augmentation de la pression a pour effet de diminuer la taille des gouttes composant le spray. Au-delà de 60 bar pour la buse C01 et de 2 bar pour la buse SU1A la taille reste quasi constante malgré l'augmentation du débit.



(a) Buse TX06



(b) Buse SU1A



(c) Buse C01

figure 4.28 - Représentation du diamètre de Sauter en fonction de la pression d'alimentation en eau/air mesuré avec le PDA et le Welas à différentes distances de la buse.

On remarque pour la buse C01 que le diamètre augmente avec la distance par rapport à l'injection. Les gouttes de petites tailles possèdent une inertie faible et sont soumises de façon plus importante à la force de traînée, elles sont donc plus ralenties que les grosses gouttes qui se retrouvent statistiquement en plus grand nombre loin de la buse.

Pour la buse SU1A, cette tendance n'est pas la même car le comportement du spray est principalement gouverné par celui de "l'air comprimé" issu de la buse. Les gouttes transportées par l'air ne subissent alors pas les mêmes effets de traînée. Notons que pour cette buse, les résultats à 5 cm semblent faussés par les grandes vitesses du spray en ce point.

Cette étude de caractérisation des buses montre que seules les buses C01 et SU1A semblent correspondre au critère de taille de goutte défini par l'étude numérique sur la stratégie de brumisation, à savoir un D_{32} inférieur à 25 µm.

Le tableau 4.2 présente le récapitulatif des caractéristiques des buses pour une valeur de débit de 1,4 $l.h^{-1}$.

Buse	Pression [bar]	Vinjection [m/s]	Angle injection [°]	D_{10} [µm]	D_{32} [µm]
C01	60	29	38,8	10	17
TX06	1	6	54	78	110
SU1A	1,5	100	18	9	18

tableau 4.2 - Caractéristiques des buses pour une valeur de débit de 1,4 $l.h^{-1}$

4.4.2 Comparaison des buses : Mesure de température de l'air

La mesure du refroidissement de l'air par évaporation des gouttes d'eau a plusieurs objectifs. Nous voulons montrer avec cette étude que la stratégie de brumisation définie dans le chapitre 2, à savoir injecter le spray à contre-courant avec un diamètre de Sauter inférieur à 25 µm, est la meilleure solution pour refroidir le plus efficacement l'air. Nous voulons également déterminer le type de buse le plus adapté pour cet usage.

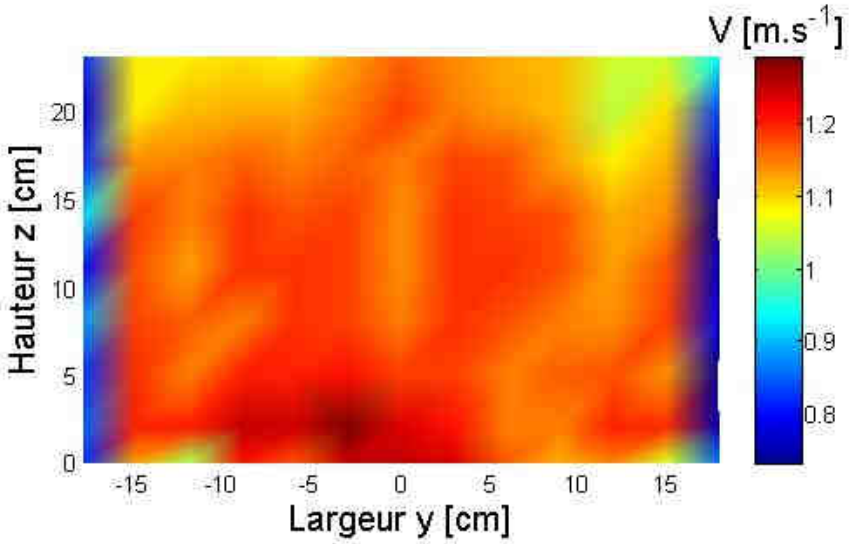
Ces mesures de refroidissement sont réalisées dans le pilote expérimental. Pour diminuer le nombre de mesures, on prend en considération la symétrie axiale liée à la géométrie de la veine.

Mesure de vitesse

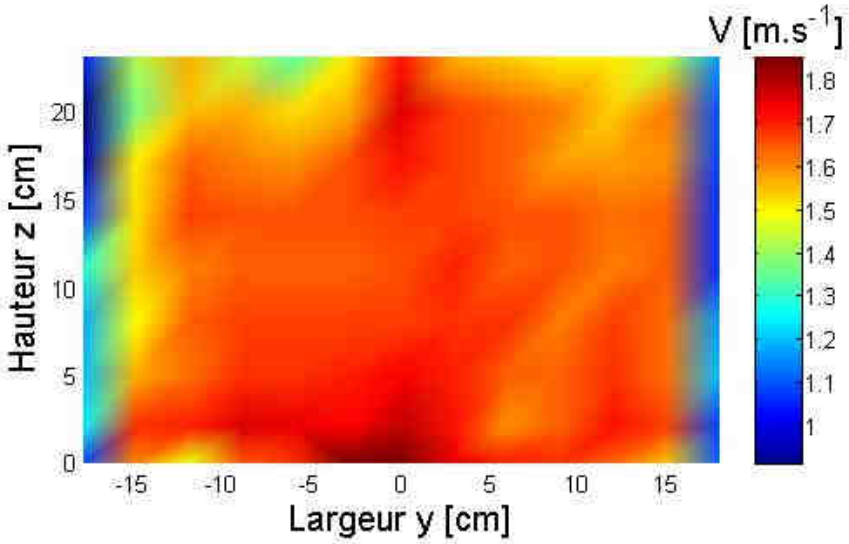
Les mesures de vitesse de l'air sur une section transverse à l'écoulement d'air ont pour but de vérifier la symétrie de l'écoulement, mais également d'utiliser ces valeurs comme éléments pondérateurs pour le calcul de la température moyenne de l'air sur l'ensemble de la section. La détermination de la vitesse se fait tous les 3 cm, à l'aide d'un anémomètre à fil chaud. Trois débits d'air (100, 150 et 200 $l.s^{-1}$) sont étudiés et présentés figure 4.29. Ces débits correspondent aux vitesses relevées sur des systèmes frigorifiques existants : elles sont comprises entre 1 et 2 $m.s^{-1}$.

Les trois cas étudiés montrent que le profil de vitesse est identique pour chaque débit imposé et qu'il est symétrique par rapport à l'axe y = 0 cm. On effectuera donc dans la suite de ce chapitre des études réduites à une demi-section de la veine.

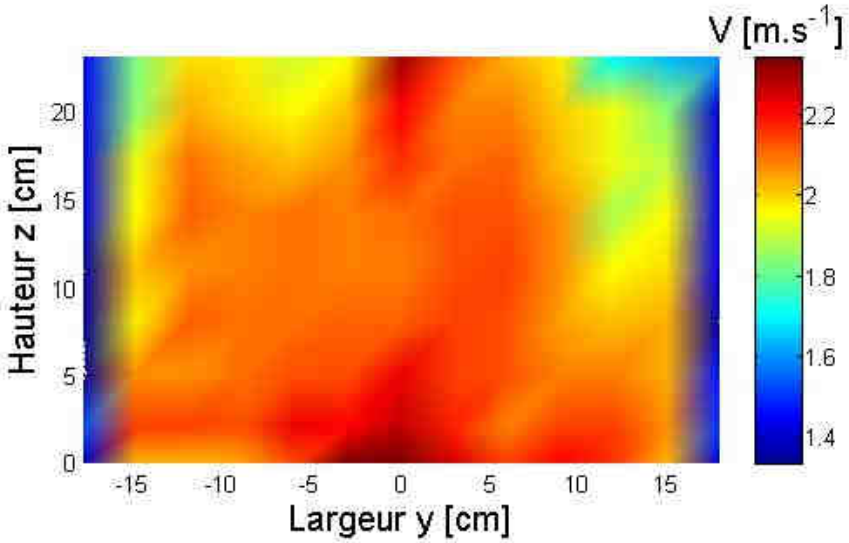
Les vitesses, relativement homogènes sur l'ensemble de la section hormis près des parois, seront utilisées dans les études qui vont suivre, pour le calcul des températures moyennes.



(a) Débit: 100 l.s^{-1}



(b) Débit: 150 l.s^{-1}



(c) Débit: 200 l.s^{-1}

figure 4.29 - Vitesse sur une section de l'écoulement d'air en fonction du débit d’air

Comparaisons des trois buses

Pour évaluer le refroidissement obtenu grâce au spray, nous réalisons des mesures de température au moyen de thermocouples et d'hygromètres protégés contre l'impact des gouttes d'eau (cf section 4.2.3). Ces mesures, réalisées sur une section de la veine, sont locales. Nous effectuons donc des mesures tous les 3 cm comme représenté sur la figure 4.30.

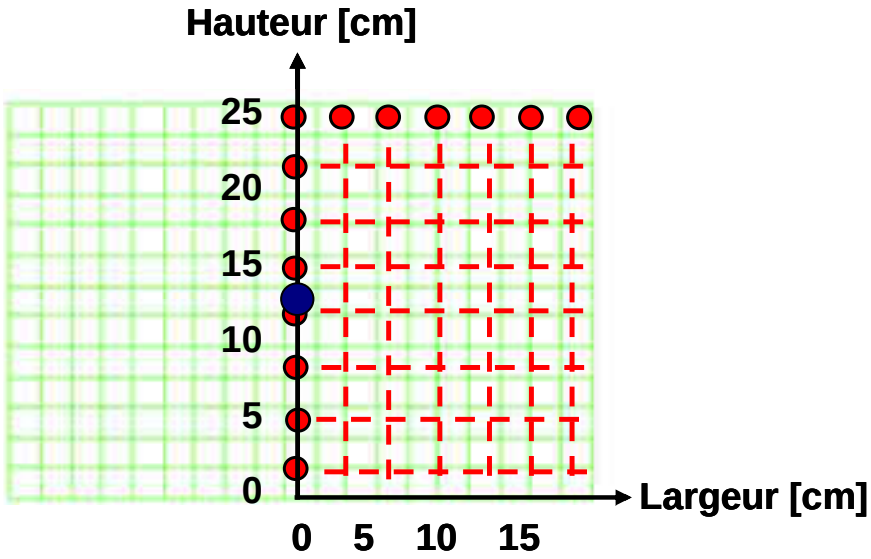


figure 4.30 - Points de mesure de la température de l'air dans le plan perpendiculaire à l'écoulement

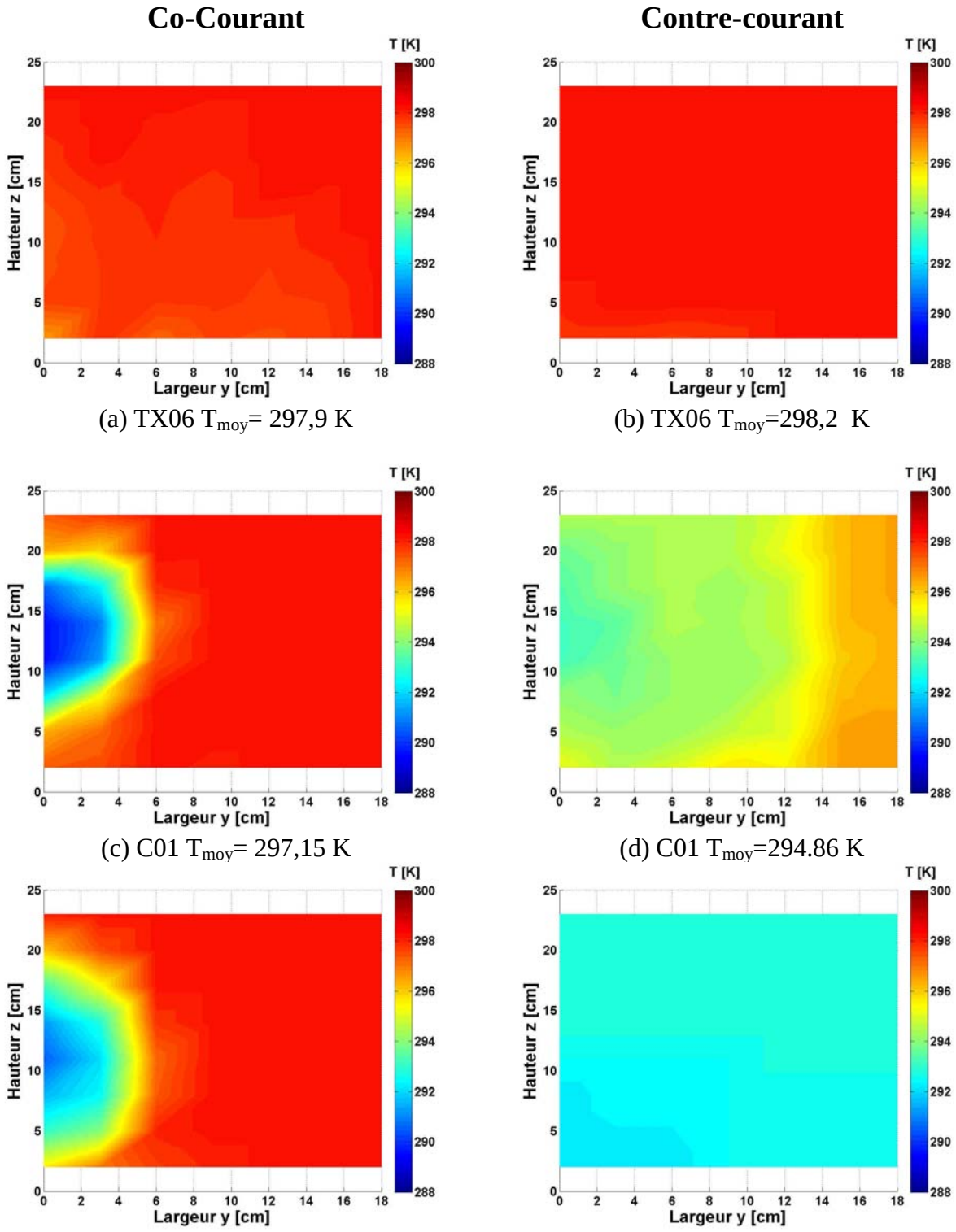
La comparaison des résultats des différentes mesures nécessite la stabilité de la température, de l'humidité et du débit initial de l'air. Nous fixons donc dans la cellule climatisée, la température à 298,2 K et l'humidité relative à 35 %. Les variations de ces conditions durant ces mesures sont respectivement de +/-0,1 K et +/-1 %. Le débit d'air est fixé à 0,1 $m^3.s^{-1}$ (soit une vitesse d'environ 1,15 $m.s^{-1}$) avec des variations de +/-1,5 %. Le tableau 4.3 récapitule les conditions de l'air. Dans ces conditions, la quantité d'eau à brumiser pour provoquer la saturation de l'air en humidité, est de 1,65 $l.h^{-1}$. Or l'étude numérique du chapitre 2 a montré qu'une quantité d'eau trop importante ne s'évaporait pas. On choisit donc de ne brumiser que 85 % du débit nécessaire pour saturer l'air. On notera cette fraction f_{sat} :

$$f_{sat} = \frac{débit\ \ réellement\ \ injecté}{débit\ \ pour\ \ atteindre\ \ la\ \ saturation} \qquad (4.10)$$

Le débit d'eau alors injecté est de 1,4 $l.h^{-1}$. Les mesures sont effectuées à 40 cm en aval du point d'injection du spray. Ce point d'injection, représenté par un point bleu sur la figure 4.30, est situé au centre de la veine. La figure 4.31 présente les résultats obtenus avec les trois buses à co et à contre-courant.

Débit d'eau [$l.h^{-1}$]	Débit d'air [$m^3.s^{-1}$]	$T_{ambiant}$ [K]	$HR_{ambiant}$ [%]	$w_{ambiant}$ [g/kg]	T_{humide} [K]	w_{humide} [g/kg]
1,4	0,1	298,2	35,0	7,0	288,4	10,9

tableau 4.3 - Propriétés d'entrée de l'air et du spray



(a) TX06 T_{moy}= 297,9 K

(b) TX06 T_{moy}=298,2 K

(c) C01 T_{moy}= 297,15 K

(d) C01 T_{moy}=294.86 K

(e) SU1A T_{moy}=297,16 K

(f) SU1A T_{moy}=292,63 K

figure 4.31 - Température de l'écoulement d'air en fonction de la buse et du sens d'injection du spray

La figure 4.31 met en évidence que seules les buses SU1A et C01 ont un impact important sur la température de l'air.

Le refroidissement de l'air obtenu avec la buse TX06 à co et contre-courant est très faible. La trajectoire du spray est directement liée à la taille des gouttes, avec dans ce cas (taille de

gouttes élevées) un effet important de la gravité par rapport à la force de traînée. Ainsi, les gouttes, sortant de cette buse sont rapidement entraînées par gravité sur la paroi inférieure de la veine formant alors une nappe d'eau à une dizaine de centimètres du point d'injection. Le temps de séjour des gouttes dans l'air et la surface d'échange avec l'air étant faibles, l'évaporation et par conséquent le refroidissement de l'air sont à peine perceptibles sur les figures (a) et (b).

Pour les buses C01 et SU1A, les profils de température sur l'ensemble de la section à co et contre-courant sont semblables et en accord avec les résultats numériques présentés dans le chapitre 2.

A co-courant, l'évaporation du spray et l'abaissement de température sont plus importants au centre de la section, car la fraction d'eau dans l'air y est plus importante. La raison de cette concentration dans cette configuration d'injection est la faible dispersion spatiale des gouttes dans l'espace. La dispersion du spray sortant de la buse SUIA est plus importante que celle du spray issu de la buse C01, car la vitesse d'injection du premier est plus élevée. Par conséquent, la surface refroidie est plus grande et l'abaissement de température localement moins important. Cependant, la température moyenne résultante dans ces deux cas est identique (tableau 4.4).

A contre-courant, l'évaporation du spray s'effectue, comme on l'a déterminé numériquement dans le chapitre 2, sur une surface plus importante. Les températures obtenues sur l'ensemble de la section sont donc plus homogènes et en moyennes plus faibles qu'à co-courant. Elles sont résumées dans le tableau 4.4. La vitesse d'injection du spray, plus importante avec la buse SU1A, a pour conséquences un temps de séjour, une dispersion spatiale, et donc une évaporation, plus importants qu'avec la buse C01.

Ces expériences valident la stratégie déterminée numériquement. A savoir, injecter à contre-courant un spray dont la taille de gouttes est inférieure à 25 µm. De plus, on montre qu'en injectant les gouttes avec une vitesse plus importante, la dispersion spatiale et l'évaporation sont plus importantes.

Cependant, malgré une meilleure efficacité de refroidissement avec la buse pneumatique, les contraintes présentes sur un système réel permettent difficilement l'utilisation de ce type de buse. En effet, un condenseur placé en extérieur est soumis au vent. On a observé lors des expériences présentées ci-dessus, que le spray sortant de la buse SU1A à contre-courant remonte l'écoulement d'air sur une distance supérieure à 60 cm. A cette distance dans un cas réel, une faible rafale de vent, transverse à l'écoulement d'air dirigé vers le condenseur, emporterait le spray, rendant ainsi la brumisation inefficace. De plus, les systèmes pneumatiques, alimentés en eau et en air comprimé, sont encombrants et onéreux.

La buse hydraulique haute pression C01 semble donc la plus adaptée dans le cadre d'une application industrielle. Lors de nos expériences avec cette buse, le spray, à contre-courant, ne remonte l'écoulement d'air que sur une distance d'environ 20 cm. De plus, ces buses de dimension plus petite, représentent un obstacle au spray nettement moins important.

La suite des expériences présentées dans la thèse sera donc réalisée avec la buse hydraulique haute pression C01 à contre-courant.

	Buse	Température [K]		HR [%]		% d'eau évaporée
		Moy	Min	Moy	Max	
Co-courant	TX06	297,9	296,6	35,8	41,8	7,3
	C01	297,2	289,5	38,9	89,4	18,3
	SU1A	297,2	290,5	38,9	80,7	18,2
Contre-courant	TX06	298,1	297,7	35,4	36,8	3,9
	C01	294,9	293,2	50,5	60,8	51,0
	SU1A	292,6	292,2	64,8	67,6	82,6

tableau 4.4 - Récapitulatif des résultats

4.5 Influence de la distance et des débits d'eau et d'air sur le refroidissement

4.5.1 Influence de la distance

L'évaporation d'un spray dans un écoulement d'air se produit tout au long de son parcours. Cette évaporation dépend du temps de séjour du spray et de l'augmentation correspondante de l'humidité dans l'air. On cherche donc dans cette partie à déterminer la distance en aval du point d'injection du spray, à partir de laquelle le refroidissement de l'air est optimal. Pour déterminer cette distance, des mesures de la température de l'air sont réalisées sur des sections de la veine du pilote expérimental situées entre 5 et 60 cm en aval du point d'injection du spray. Les conditions de température, d'humidité et de débit sont les mêmes que pour les mesures de refroidissement de la section 4.4.2 et sont rappelées dans le tableau 4.5.

Débit d'eau [$l.h^{-1}$]	Débit d'air [$m^3.s^{-1}$]	$T_{ambiant}$ [K]	$HR_{ambiant}$ [%]	$w_{ambiant}$ [g/kg]	T_{humide} [K]	w_{humide} [g/kg]	f_{sat} [%]
1,4	0,1	298,2	35,0	7,0	288,4	10,9	84,6

tableau 4.5 - Propriétés d'entrée de l'air et du spray

La figure 4.32 présente l'évolution de la température de l'air en fonction de la distance entre la surface de mesure et le point d'injection du spray. Comme précédemment, on observe que la diminution de température n'est pas homogène sur l'ensemble de la section et qu'elle est plus importante au centre de la veine, dans la zone où le spray est plus dense. Cependant, cette hétérogénéité diminue en s'éloignant du point d'injection. Le tableau 4.6, où sont présentées la température minimale et la moyenne des températures pour chaque distance de mesure, illustre bien cette homogénéisation. En effet, l'écart entre la température moyenne et la température minimale diminue lorsqu'on s'éloigne du point d'injection.

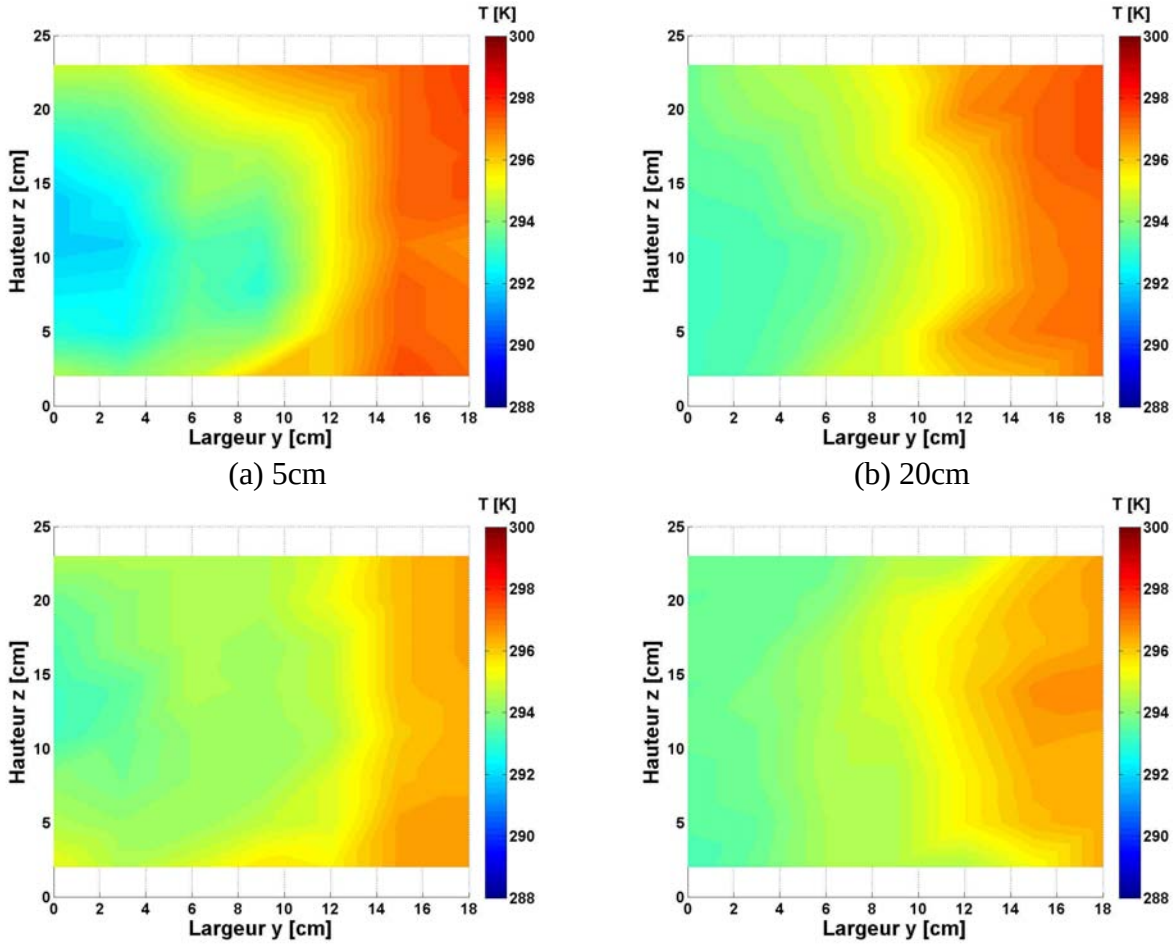


figure 4.32 - Évolution de la température de l'écoulement d'air en fonction de la distance entre le point de mesure et le point d'injection du spray

On constate également que les quantités d'eau évaporées, les températures et les humidités moyennes varient faiblement : entre 5 et 60 cm la température de l'air diminue de 0,2 K. L'évaporation du spray est donc réalisée principalement dans la zone où le spray est à contre-courant. Pour l'application de la brumisation sur un condenseur cela permet de positionner les buses proches du condenseur et de limiter ainsi l'entraînement du spray par des rafales de vent dans le cas d'un condenseur placé en extérieur. Dans la suite de la thèse, on placera donc les buses à une distance comprise entre 5 et 20 cm du condenseur.

Distance [cm]	Température [K]		HR [%]		% d'eau évaporée	Débit restant [$l.h^{-1}$]	% de refroidiss.
	Moy	Min	Moy	Min			
5	295	291,8	50,3	70,9	49,4	0,71	32,6
20	295,1	293,2	49,8	61,2	47,1	0,74	31,6
40	294,9	293,2	50,9	61,2	51,0	0,69	33,6
60	294,8	293,2	51,5	61,2	51,3	0,68	34,7

tableau 4.6 - Récapitulatif des résultats

4.5.2 Influence du débit d'eau

Nous cherchons à déterminer, à présent, l'influence de la quantité d'eau injectée sur le refroidissement de l'air. Les conditions expérimentales pour l'air, présentées dans le tableau 4.7 sont les mêmes que précédemment. Les débits d'eau étudiés sont de 1,12, 1,4 et 1,68 $l.h^{-1}$ soit +/- 20 % par rapport à 1,4 $l.h^{-1}$. Les fractions d'eau injectée f_{sat} sont respectivement de 68, 85 et 101 % et les pressions d'alimentation de la buse de 45, 60 et 80 bar. Les mesures de température de l'air sont effectuées à 5 et 20 cm en aval du point d'injection.

Débit d'air $[m^3.s^{-1}]$	$T_{ambiant}$ [K]	$HR_{ambiant}$ [%]	$w_{ambiant}$ [g/kg]	T_{humide} [K]	w_{humide} [g/kg]
0,1	298,2	35	7,0	288,4	10,9

tableau 4.7 - Propriétés d'entrée de l'air et du spray

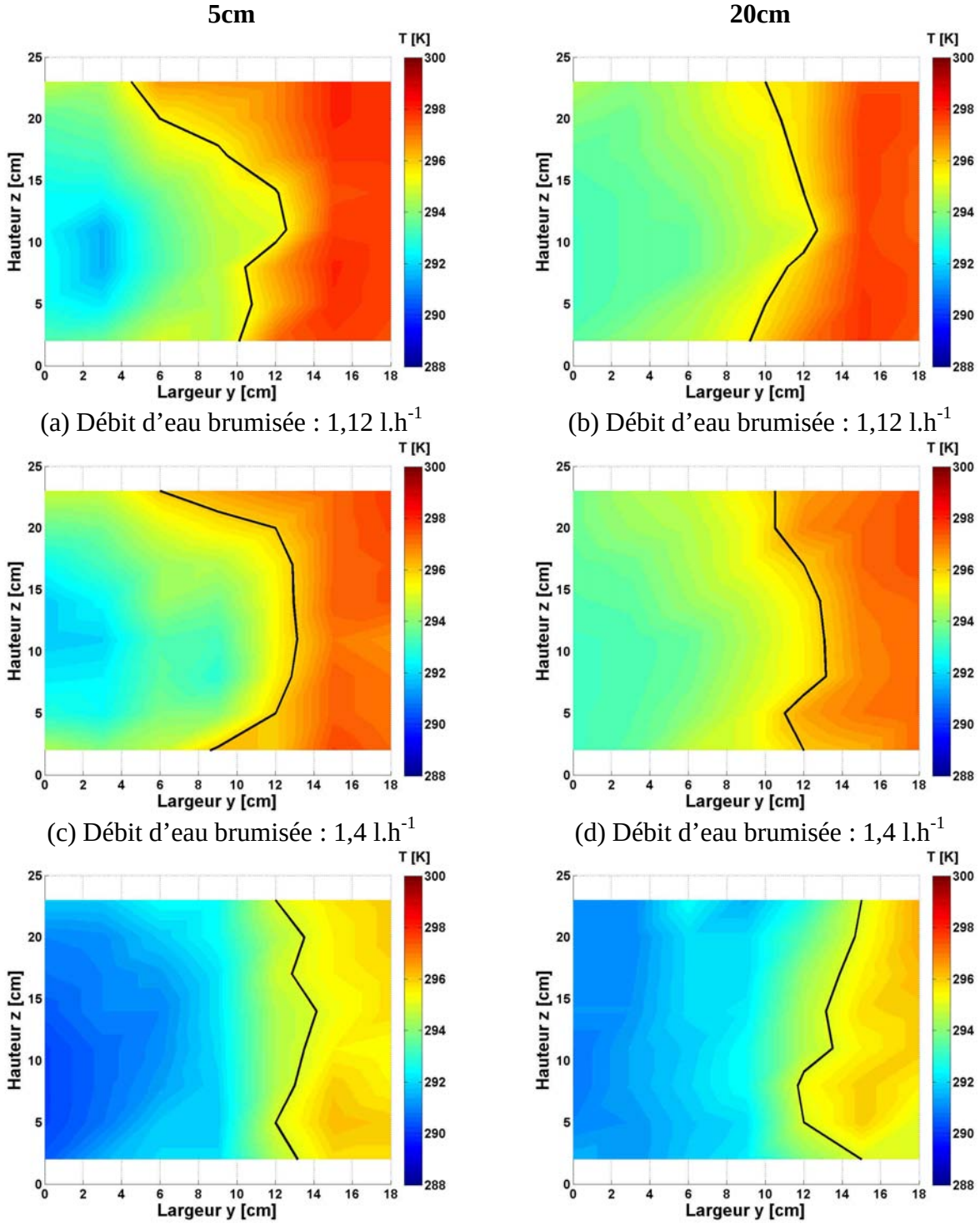
La figure 4.33 présente les températures mesurées sur les demi-sections de la veine à 5 et à 20 cm du point d'injection pour les trois débits étudiés. Une synthèse de ces résultats est faite dans le tableau 4.8. L'augmentation du débit d'eau injectée a pour effet une baisse de la température de l'air. Cette température moyenne passe de 295,3 K pour un débit de 1,12 $l.h^{-1}$ à environ 293 K pour un débit de 1,68 $l.h^{-1}$. On a vu dans la section 4.4 que l'augmentation de pression avait peu d'influence sur la granulométrie à partir de 40 bar. Ainsi en augmentant le débit d'eau injectée, la surface d'échange entre le spray et l'air augmente. Le débit d'évaporation et le refroidissement s'en retrouvent améliorés. Un second paramètre est responsable de cette tendance, il s'agit de la vitesse d'injection du spray. Ce paramètre influe sur la dispersion du spray et le temps de séjour du spray avant d'atteindre le point de mesure. En effet, un spray injecté à une plus grande vitesse va remonter l'écoulement d'air sur une distance plus grande (environ 50 cm à 80 bar et inférieure à 20 cm à 45 bar) augmentant son temps de séjour et sa dispersion. On constate cette augmentation de la dispersion sur les figures (e) et (f) avec une plus forte diminution de température au bord de la veine (entre 12 et 18 cm de largeur). Pour quantifier la surface d'influence du spray dans les différents cas étudiés, on a représenté par un trait noir une isotherme qui marque la zone à l'intérieur de laquelle 85 % du spray s'évapore (on détermine dans un premier temps la température moyenne. On évalue ensuite la température qui correspond à 85% de la variation entre conditions d'entrée et température moyenne atteinte, marquant ainsi la zone où 85% du spray s'évapore). Cette zone est présentée dans le tableau 4.8 de façon normalisée en divisant par la surface de mesure.

Débit inj. $[l.h^{-1}]$	Distance [cm]	Surface Refroidie [%]	T_{moy} [K]	HR_{moy} [%]	% d'eau évaporée	Débit restant $[l.h^{-1}]$	% de Refroidiss.
1,12	5	54,5	295,3	48,8	55,9	0,49	30,6
	20	61,6	295,3	48,8	55,7	0,50	30,6
1,4	5	65,9	295,0	49,9	47,2	0,74	32,6
	20	66,5	295,1	49,3	49,4	0,71	31,6
1,68	5	72,7	293,0	62,0	65,5	0,58	53,1
	20	75,6	293,0	62,0	65,2	0,58	53,1

tableau 4.8 - Récapitulatif des résultats

L'augmentation de ce paramètre avec la pression confirme que la dispersion du spray est plus importante à 80 bar et que le refroidissement dans ce cas est plus homogène. On constate aussi à cette pression, une diminution du débit d'eau non évaporé.

En conclusion, on améliore le refroidissement de l'air en augmentant le débit d'eau injecté. Le débit non évaporé diminue soit pour un faible débit injecté car la quantité d'eau est initialement faible, soit pour un fort débit car l'évaporation est importante.



(a) Débit d'eau brumisée : 1,12 $l.h^{-1}$ (b) Débit d'eau brumisée : 1,12 $l.h^{-1}$

(c) Débit d'eau brumisée : 1,4 $l.h^{-1}$ (d) Débit d'eau brumisée : 1,4 $l.h^{-1}$

(e) Débit d'eau brumisée : 1,68 $l.h^{-1}$ (f) Débit d'eau brumisée : 1,68 $l.h^{-1}$

figure 4.33 - Evolution de la température de l'écoulement d'air en fonction du débit d'eau et de la distance au point d'injection

4.5.3 Influence du débit d'air

Les mêmes mesures de refroidissement ont été effectuées pour des débits d'air de 0,15 et 0,2 $m^3.s^{-1}$ correspondant à des vitesses de 1,7 et 2,2 $m.s^{-1}$. Pour conserver les mêmes débits d'eau injectées et les mêmes fractions f_{sat}, les humidités relatives ont été placées respectivement à 55 et 65 %. Les résultats de ces mesures sont présentés en Annexe D. La surface dans laquelle 85 % du spray s'évapore est représentée par un trait noir sur la figure D.1 et la figure D.2. On observe pour chaque vitesse d'air étudiée que comme précédemment, plus le débit d'eau injectée est important, plus la diminution de la température de l'air est importante. Notons qu'ici, la surface refroidie par le spray augmente faiblement avec le débit d'eau. C'est la diminution de température de l'air dans cette zone qui est plus importante.

La comparaison des résultats obtenus pour les trois débits d'air étudiés montre que la surface diminue de façon significative avec l'augmentation du débit d'air. En effet, l'augmentation de la vitesse de l'air a pour effet d'entraîner plus rapidement le spray diminuant d'autant le temps de séjour et la dispersion des gouttes dans l'écoulement. La fraction d'eau évaporée s'en retrouve alors directement diminuée.

En conclusion, la disposition des buses sur une application réelle dépendra essentiellement de la vitesse de l'air en amont du condenseur. Plus cette vitesse sera élevée, plus le nombre de buses pour couvrir la surface à refroidir sera important. Un compromis sera également nécessaire entre l'amélioration du refroidissement en brumisant avec une pression élevée et la diminution de la quantité d'eau non évaporée en brumisant avec une pression plus faible afin d'éviter le ruissellement. Enfin la distance entre l'échangeur et la position de la buse peut donc être réduite à 5 cm. Cependant, comme on le verra dans les deux chapitres qui vont suivre, les systèmes étudiés sont équipés de thermocouples en amont de l'échangeur. Ainsi, les buses ne peuvent donc pas être placées à 5 cm et sont positionnées au plus près de l'échangeur (ou condenseur) soit à 10 cm de l'échangeur.

4.6 Validation du code de calcul

Dans ce chapitre, tous les éléments nécessaires au code de calcul, introduit dans le chapitre 1, ont été présentés. Pour vérifier la justesse des résultats numériques et évaluer si le code est prédictif, on compare les résultats obtenus dans la section 4.5 (Influence de la distance). La température, l'humidité et la vitesse initiale de l'air sont fixées à 298,2 K, 35 % et 1,2 $m.s^{-1}$. Le diamètre de l'orifice et le débit injecté correspondent à ceux de la buse utilisée (buse C01), à savoir un orifice de diamètre 0,1 mm et un débit de 1,4 $l.h^{-1}$. La granulométrie du spray a été prise au centre à 5 cm de la buse (mesure PDA). On représente sur la figure 4.34 cette granulométrie mesurée et le volume d'eau cumulé correspondant. Le diamètre de Sauter est de 12 µm. Deux simulations réalisées avec les données granulométriques prises à 5 et 10 cm de la buse donnent des écarts de température pouvant atteindre 4 K en certains points [Tissot *et al*., 2011]. La polydispersion est simulée par 20 classes de gouttes de volume d'eau identiques, centrées autour de 5,4 µm pour la plus petite et 37,2 µm pour la plus grande. Le diamètre de Sauter de ce spray est d'environ 12 µm. La figure 4.35 présente les températures obtenues expérimentalement (a) et numériquement (b) sur une demi section de la veine à 5 cm en aval de la buse. Les profils de température obtenu en (a) et (b) sont similaires. La surface impactée par le spray est la même. L'abaissement de température est maximal au centre de la veine, dans la zone où le spray est le plus dense. La température minimum y est de 291,8 K.

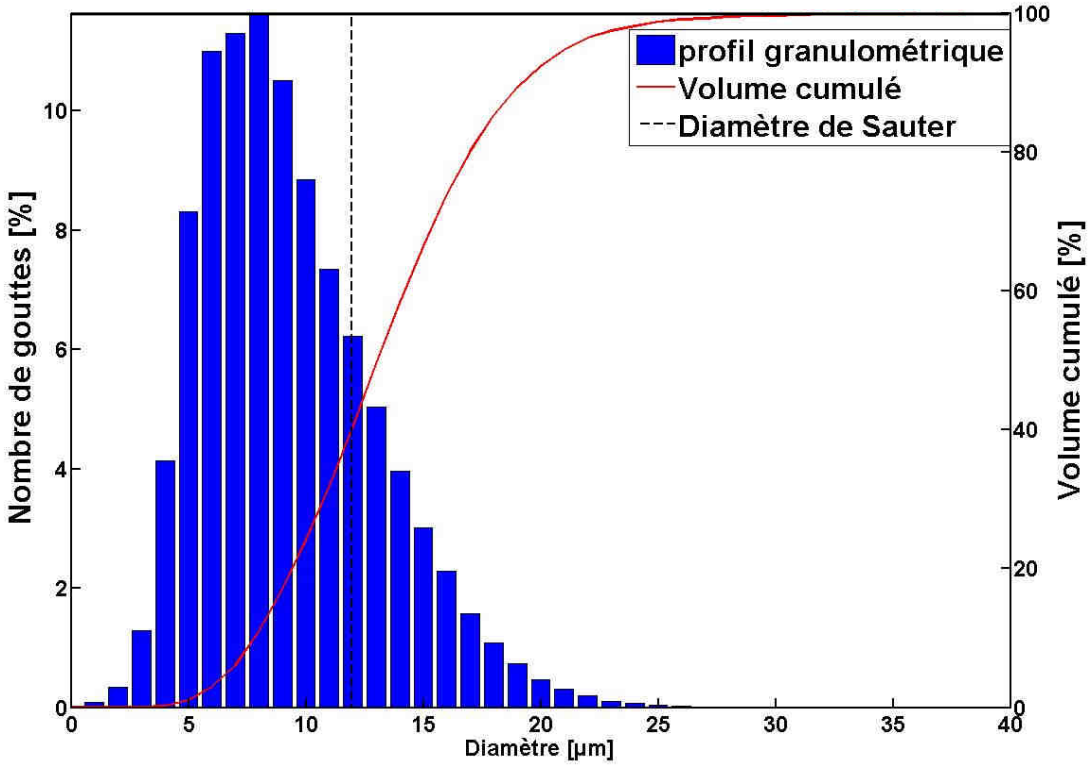
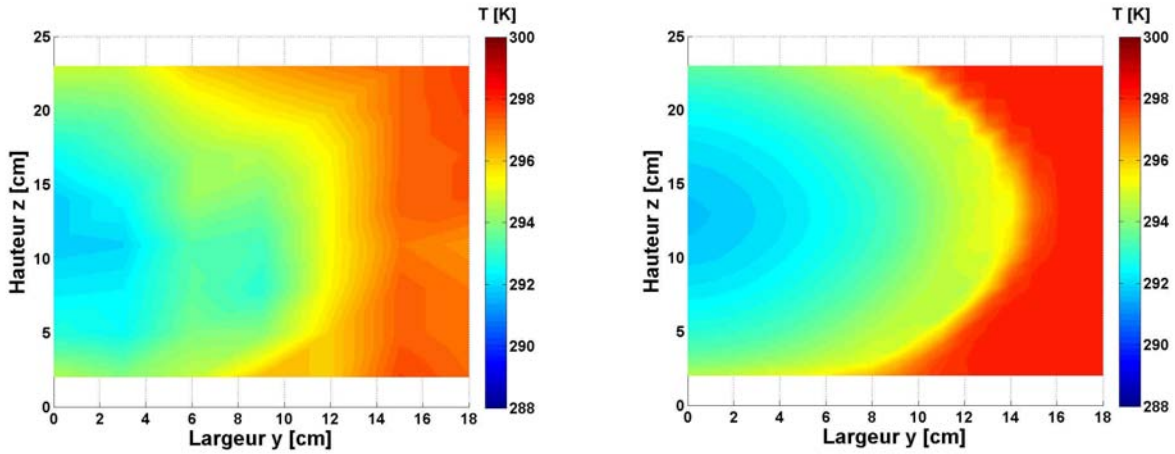


figure 4.34 - Granulométrie et volume d'eau cumulé au centre du spray mesurée par le PDA à 5 cm de la buse

Puis en s'éloignant du centre dans le sens de la largeur, la température remonte jusque 297,6 K expérimentalement et 298,2 K numériquement en y = 18 cm. Cet écart mineur de température au bord de la veine est dû aux conditions limites imposées numériquement. Expérimentalement, des échanges thermiques se produisent à travers le plexiglas entre l'écoulement d'air (à 298,2 K) dans la veine et l'air ambiant (à 293 K) autour de la veine. Numériquement, on ne prend pas en compte ces échanges, on impose une température de paroi 298,2 K (qui correspond à la température initiale de l'air).



(a) Expérimental (b) Numérique

figure 4.35 - Température de l'écoulement d'air à une distance de 5 cm en aval du point d'injection

La température moyenne sur la section étudiée est présentée dans le tableau 4.9. Les résultats de mesure et de calcul pour des distances de 5 à 60 cm sont présentés. Ces températures sont quasiment identiques entre le numérique et l'expérimental. Dans les deux cas, la température moyenne entre 5 et 60 cm diminue d'environ 0,3 K. On confirme ainsi numériquement que l'évaporation a lieu principalement dans la zone du spray remontant l'écoulement. On en conclut que le code de calcul est adapté et prédictif pour notre application.

Distance [cm]	Température moyenne [K]	
	Expérimentale	Numérique
5	295	294,9
20	295,1	294,7
40	294,9	294,6
60	294,8	294,6

tableau 4.9 - Température moyenne de l'écoulement d'air en fonction de la distance entre la section de mesure et le point d'injection du spray

Annexe D Influence du débit d'air sur le refroidissement

Etude de l'influence du débit d'air sur le refroidissement. Résultats commentés à la section §4.5.3

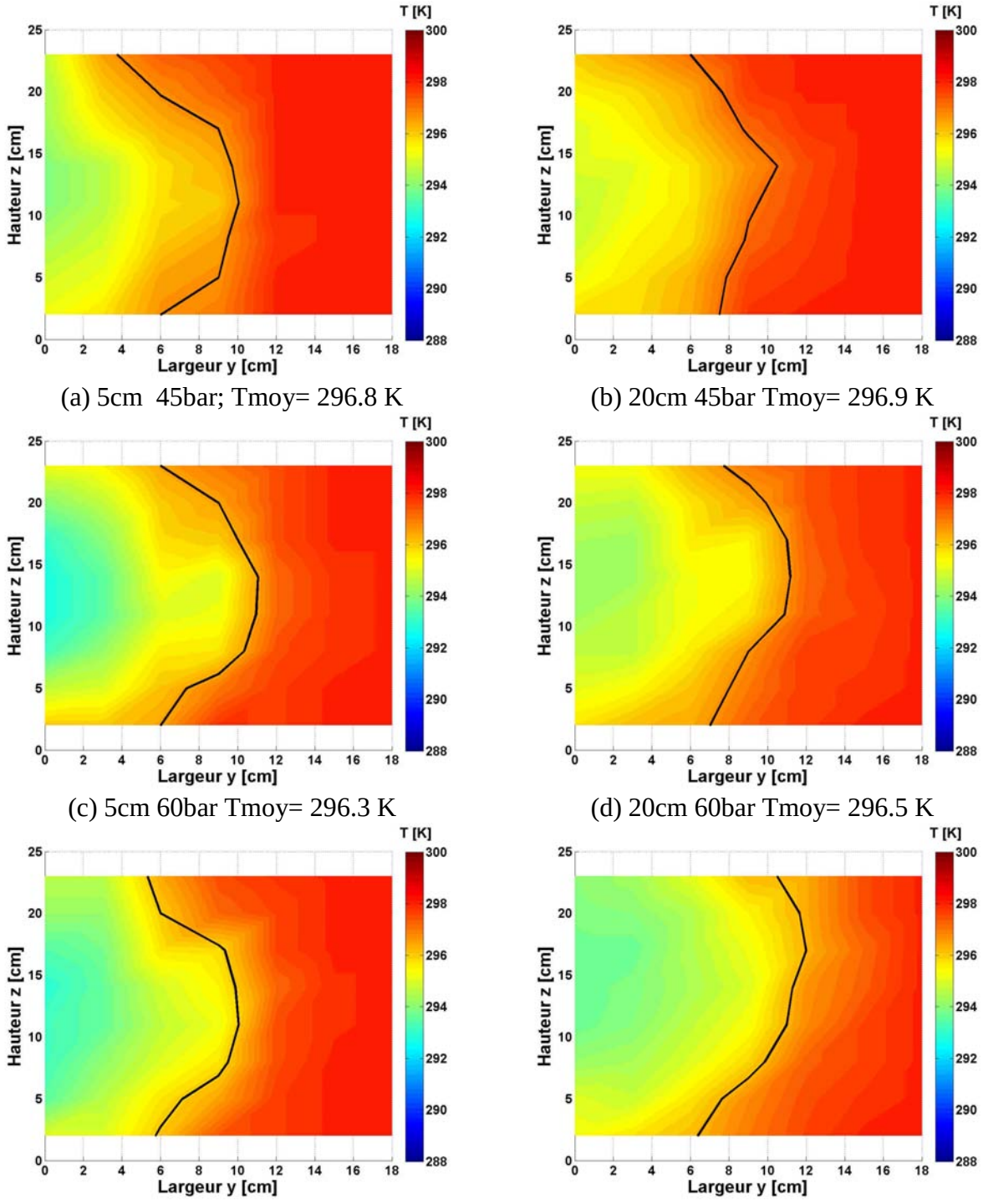
D.1 Débit d'air de 0,15 $m^3.s^{-1}$

Débit d'air [$m^3.s^{-1}$]	$T_{ambiant}$ [K]	$HR_{ambiant}$ [%]	$w_{ambiant}$ [g/kg]	T_{humide} [K]	w_{humide} [g/kg]
0,15	298,2	55,0	11,0	291,8	13,6

tableau D.1 - Propriétés d'entrée de l'air et du spray

Débit injt. [$l.h^{-1}$]	Distance [cm]	Surface Refroidie [%]	T_{moy} [K]	HR_{moy} [%]	% d'eau évaporée	Débit restant [$l.h^{-1}$]	% de refroidiss.
1,12	5	45,9	296,7	63,2	38,5	0,69	23,4
	20	47,4	296,9	62,0	34,6	0,73	20,3
1,4	5	51,3	296,3	65,6	40,2	0,84	29,7
	20	53,4	296,4	65,0	37,7	0,87	28,1
1,68	5	45,6	296,2	66,2	35,5	1,08	31,2
	20	57,1	295,9	68,2	40,1	1,00	35,9

tableau D.2 - Récapitulatif des résultats



(a) 5cm 45bar; Tmoy= 296.8 K

(b) 20cm 45bar Tmoy= 296.9 K

(c) 5cm 60bar Tmoy= 296.3 K

(d) 20cm 60bar Tmoy= 296.5 K

(e) 5cm 80bar Tmoy= 296.2 K

(f) 20cm 80bar Tmoy= 295.9 K

figure D.1 - Évolution de la température de l'écoulement d'air en fonction du débit et de la distance au point d'injection

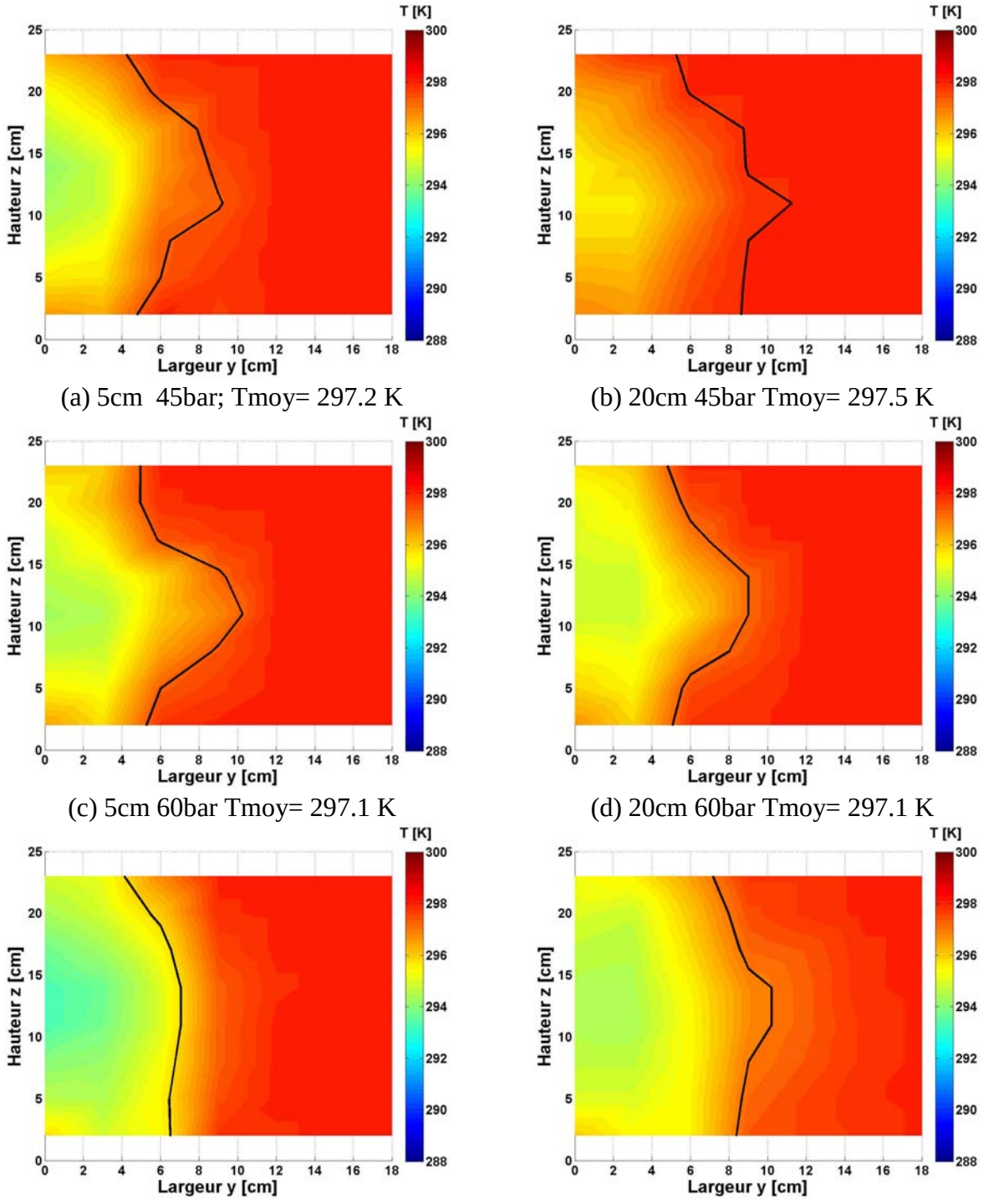
D.2 Débit d'air de 0,2 $m^3.s^{-1}$

Débit d'air $[m^3.s^{-1}]$	$T_{ambiant}$ [K]	$HR_{ambiant}$ [%]	$w_{ambiant}$ [g/kg]	T_{humide} [K]	w_{humide} [g/kg]
0,2	298,2	65,0	13,1	293,4	15,0

tableau D.3 - Propriétés d'entrée de l'air et du spray

Débit inj. $[l.h^{-1}]$	Distance [cm]	Surface Refroidie [%]	T moy [K]	HR moy [%]	% d'eau évaporée	Débit restant $[l.h^{-1}]$	% de refroidiss.
1,12	5	38,1	297,2	69,8	36,1	0,72	20,8
	20	47,0	297,5	67,9	26,6	0,82	14,6
1,4	5	39,8	297,1	70,4	32,0	0,95	22,9
	20	39,0	297,1	70,4	31,5	0,96	22,9
1,68	5	39,4	296,5	74,4	38,4	1,03	35,4
	20	49,0	296,5	74,4	38,6	1,03	35,4

tableau D.4 - Récapitulatif des résultats



(a) 5cm 45bar; Tmoy= 297.2 K

(b) 20cm 45bar Tmoy= 297.5 K

(c) 5cm 60bar Tmoy= 297.1 K

(d) 20cm 60bar Tmoy= 297.1 K

(e) 5cm 80bar Tmoy= 296.6 K

(f) 20cm 80bar Tmoy= 296.6 K

figure D.2 - Évolution de la température de l'écoulement d'air en fonction du débit et de la distance au point d'injection

Chapitre 5
Résultats expérimentaux obtenus sur le pilote

L'amélioration du transfert thermique obtenue au niveau d'un condenseur au moyen de la brumisation d'eau dans l'air est liée à l'abaissement de température de l'air et à l'impact des gouttelettes d'eau sur la paroi de l'échangeur. La quantification de l'amélioration du transfert thermique est menée sur le pilote expérimental présenté dans le chapitre 4. Ce pilote permet de déterminer la contribution des deux paramètres responsables de l'intensification des transferts thermiques au niveau de l'échangeur de chaleur.

Ce chapitre présente l'étude expérimentale menée sur le pilote. Les mesures sont réalisées à différentes températures, avec et sans brumisation pour évaluer l'efficacité du système dans différentes conditions. Ces essais sont également utilisés pour valider le code de calcul présenté dans le chapitre 3.

5.1 Présentation de l'étude

5.1.1 Conditions expérimentales

L'objectif des expériences réalisées est de valider l'intérêt de la brumisation dans différentes conditions de température et d'humidité. Pour limiter le nombre de mesures, nous avons choisi d'étudier quatre conditions de température d'air dans une gamme où la brumisation est envisageable. Comme pour les études présentées dans les sections 4.4 et 4.5, nous fixons le cas de référence à température 298 K et à humidité relative 35 %. Les autres cas d'études sont fixés en conservant l'humidité absolue dans l'air constante. Ces conditions sont détaillées dans le tableau 5.1. Enfin le débit d'air est fixé à 0,1 $m^3.s^{-1}$ pour se situer dans le cas de référence du chapitre précédent.

	Température [K]	Humidité relative [%]
Cas 1	293	47,5
Cas 2	298	35
Cas 3	303	26,1
Cas 4	308	19,7

tableau 5.1 - Conditions expérimentales

Afin d'évaluer l'augmentation des transferts thermiques au niveau de l'échangeur liée à la brumisation, des mesures comparatives ont été réalisées dans les quatre cas étudiés, avec et sans brumisation. Le débit d'eau brumisée est exploré sur la gamme de pression où la granulométrie du spray est constante. Trois débits sont ainsi étudiés : 1,12, 1,4 et 1,68 $l.h^{-1}$ correspondant à des pressions d'alimentation de 45, 60 et 80 bar.

La température et le débit de l'eau circulant dans l'échangeur sont également imposés. La température est fixée à l'entrée de l'échangeur à 313 K. Elle correspond à une température de condensation de fluide frigorigène fréquemment rencontrée dans les systèmes frigorifiques. Son débit est pris suffisamment grand pour conserver une température relativement homogène dans l'échangeur et pour diminuer l'incertitude de mesure liée à ce paramètre. Il est donc fixé à 456 $l.h^{-1}$.

5.1.2 Mode Opératoire

Réglage des propriétés de l'air entrant dans la veine

Les essais se déroulent dans une cellule climatique où la température et l'humidité de l'air sont réglables. L'inertie d'une telle enceinte et son mode de régulation engendrent des variations de la température (+/- 0,5 K) et de l'humidité (+/-2 %) au cours du temps. On réduit ces variations à l'aide des résistances dans la gaine. En effet en plaçant la consigne de température dans la cellule à une température légèrement inférieure à celle désirée, le chauffage de l'air et la régulation de température sont réalisées dans le pilote. Les variations de température sont ainsi réduites à +/- 0,1 K.

Réglages des propriétés de l'eau circulant dans l'échangeur

Le réglage de la température et du débit d'eau est réalisé sur le thermorégulateur. Pour compenser les pertes thermiques entre le thermorégulateur et l'échangeur et obtenir une température de 313 K à l'entrée de l'échangeur, la température de contrôle de l'appareil est fixée à 315 K. Le débit d'eau est obtenu en fixant le variateur de vitesse de la pompe à 70 %.

Position et débit de la buse de brumisation

La caractérisation du débit de la buse, présentée dans le chapitre 4, permet de fixer le débit à partir de la pression. La pression est directement réglée sur la pompe alimentant la buse. On vérifie ce débit par mesure de la variation de la masse du réservoir d'eau.

Mesure et enregistrement des données

L'acquisition et le traitement des données au cours d'une expérience sont réalisés en temps réel à l'aide du logiciel Labview. On observe ainsi au cours du temps l'évolution des débits, des températures et des puissances échangées. Lorsque le système atteint le régime stationnaire, on enregistre les valeurs mesurées et calculées. L'enregistrement, réalisé toutes les 5 secondes, est effectué sur environ 2 minutes afin d'avoir suffisamment de points pour calculer des moyennes.

5.2 Etude du cas de référence

Nous allons dans cette section présenter les mesures et résultats obtenus dans le cas de référence (température et humidité de l'air respectivement à 298 K et 35 %). Pour évaluer l'amélioration du transfert thermique par la brumisation, nous confrontons les résultats sans brumisation avec ceux obtenus avec une pression de brumisation de 60 bar.

5.2.1 Evolution des paramètres de consigne

Paramètres de consignes pour l'air

La figure 5.1 montre l'évolution de la température et de l'humidité mesurées à l'entrée de la veine au cours du temps pour les expériences sans brumisation à gauche et avec brumisation à droite. La température augmente au cours du temps d'environ 0,1 K entre les deux séries de mesures et l'humidité fluctue autour de 33 % de +/- 0,1 %.

Le débit d'air présenté sur la figure 5.2 varie de +/- 1,5 % autour de la valeur de consigne. Cet écart correspond à la dispersion des mesures observées dans l'étude d'incertitude présentée dans le chapitre 4.

Paramètres de consignes pour l'échangeur

La température de l'eau dans l'échangeur, représentée sur la figure 5.3, fluctue légèrement plus sans brumisation qu'avec brumisation. Cette fluctuation d'environ +/- 0,2 K autour de 313,5 K (écart-type de 0,12 K) est difficilement contrôlable car elle dépend de la régulation du thermorégulateur et varie en fonction du temps et des conditions de température. En effet, les fluctuations obtenues avec brumisation sont deux fois moins importantes. Le temps de parcours de l'eau dans l'échangeur étant inférieur à une seconde et la période de l'oscillation d'environ 20 secondes, ces fluctuations n'entraînent qu'un déphasage minime pour le calcul de la puissance. Le temps d'acquisition ne pouvant être descendu en dessous de 3 secondes, on ne corrige pas ce déphasage.

Le débit mesuré par le débitmètre électromagnétique est stable pendant toute la période de manipulation. Le débit moyen est de 456 $l.h^{-1}$ et les variations autour de cette valeur sont inférieures à 0,2 %.

L'ensemble des paramètres de consigne sur le pilote ne varie pas ou très faiblement d'une expérience à l'autre. Cette relative stabilité permet de comparer les différentes expériences réalisées et de déterminer avec précision l'impact de la brumisation sur l'amélioration des échanges thermiques.

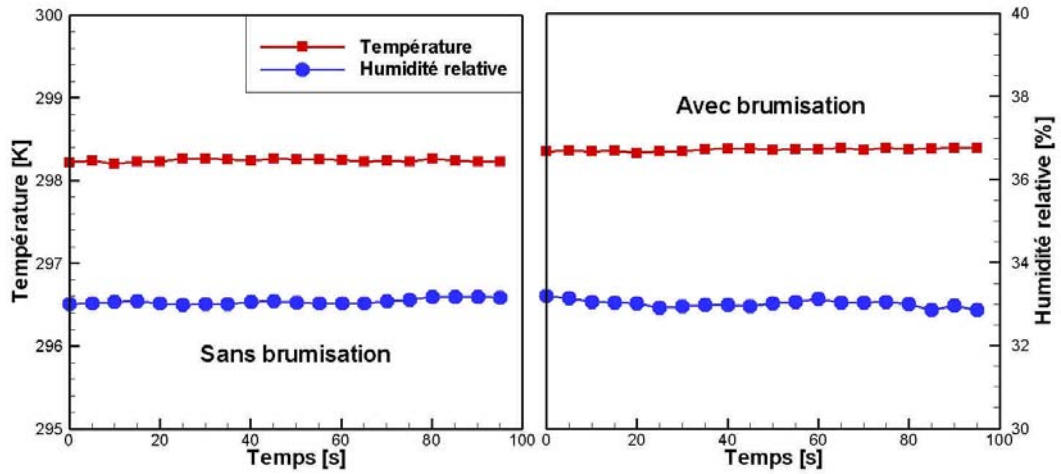


figure 5.1 - Température et humidité de l'air à l'entrée de la veine

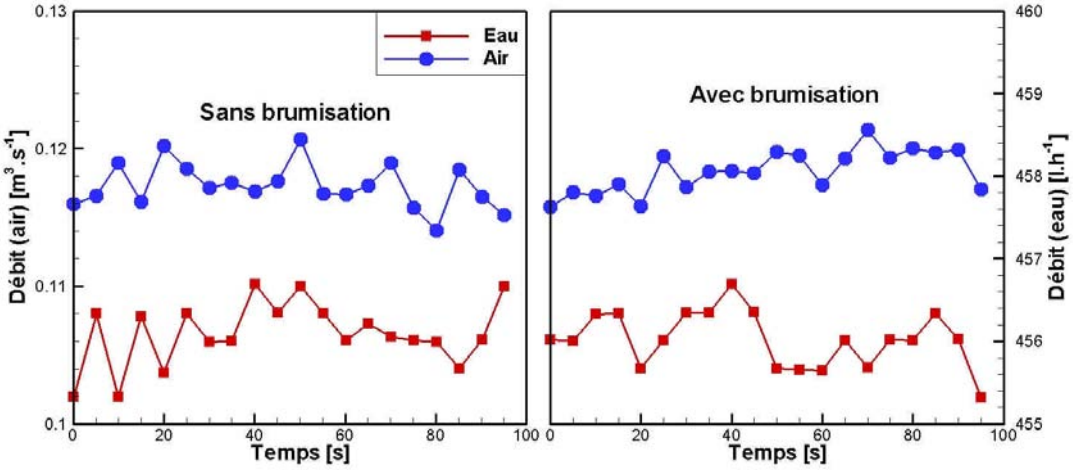


figure 5.2 - Débit d'air et d'eau à l'entrée du système

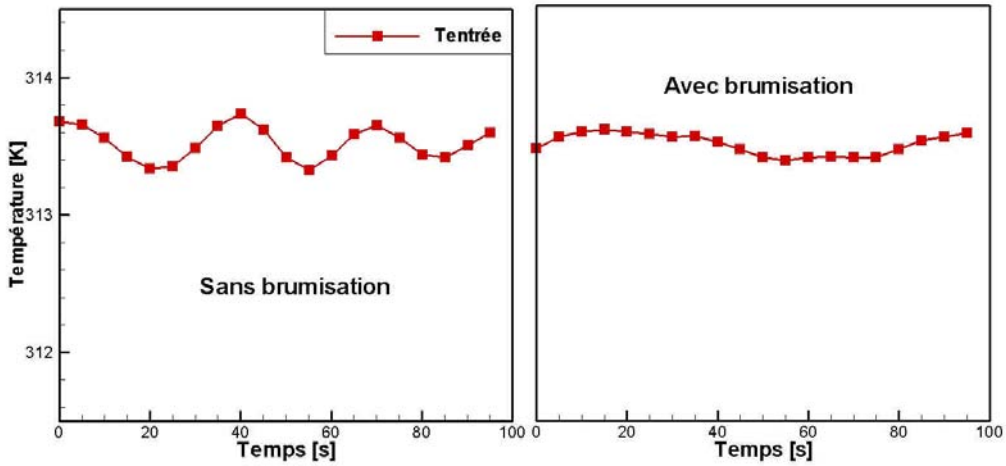


figure 5.3 - Température de l'eau à l'entrée de l'échangeur

5.2.2 Échange thermique au niveau de l'échangeur

La figure 5.4 présente la température et l'humidité relative moyennes de l'air en entrée (amont) et en sortie (aval) de l'échangeur. Les propriétés de l'air ont les mêmes tendances avec et sans brumisation. Les échanges de chaleur dans l'échangeur ont pour effet d'augmenter la température de l'air. Cette augmentation de température entraîne alors une diminution de l'humidité relative. Lorsqu'on applique la brumisation on observe une différence des conditions amont de l'air. En effet, l'évaporation du spray entre le point d'injection et l'entrée de l'échangeur entraîne une diminution de la température d'environ 4 K et une augmentation de l'humidité relative d'environ 18 %. Ces variations correspondent à un chargement de l'air en eau d'environ 1,7 $g.kg^{-1}$ et à un pourcentage d'évaporation du spray d'environ 60 %. La brumisation induit ensuite une augmentation plus importante de la température de l'air en sortie de l'échangeur.

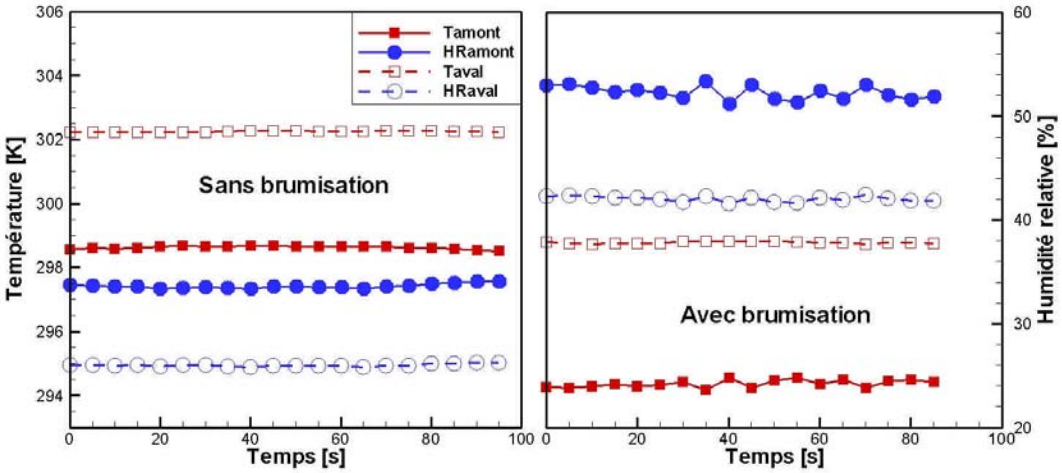


figure 5.4 - Température et humidité de l'air en amont et en aval de l'échangeur

L'impact de la brumisation est également visible sur la température de l'eau en sortie de l'échangeur comme présenté sur la figure 5.5. On constate dans les deux cas (avec et sans brumisation) une baisse de la température de l'eau après avoir traversé l'échangeur. L'amélioration du transfert thermique par la brumisation se traduit par une température d'eau à la sortie de l'échangeur plus faible.

Pour quantifier l'augmentation du transfert de chaleur à travers l'échangeur, on calcule les puissances échangées. Le principe de ces calculs est présenté dans la section 4.3 et le taux de captation, présenté en annexe C, est pris à 30 %. La figure 5.6 présente les puissances calculées côté air et côté eau. Les puissances échangées sans brumisation par l'échangeur (coté air et coté eau) sont équivalentes et de l'ordre de 500 W. Avec brumisation, aucun ruissellement n'a été observé, le débit d'évaporation des gouttes impactant l'échangeur est le même que le débit d'eau capté sur l'échangeur. La puissance ainsi calculée augmente d'environ 270 W et atteint 770 W. L'incertitude sur ces puissances (non représentée sur ces figures) est de 130 W côté air et 75 W côté eau. Notons qu'un faible écart apparaît entre la puissance calculée côté air et côté eau (60 W soit ~ 7 %). Cet écart est compris dans la gamme d'incertitude, cependant on peut imaginer qu'une quantité d'eau plus importante s'évapore dans l'échangeur. L'amélioration des transferts thermiques obtenue dans ce cas est donc comprise entre 48 et 60 %. Le bilan massique sur l'eau brumisée montre qu'à la sortie de l'échangeur 72 % de la quantité brumisée s'est évaporée.

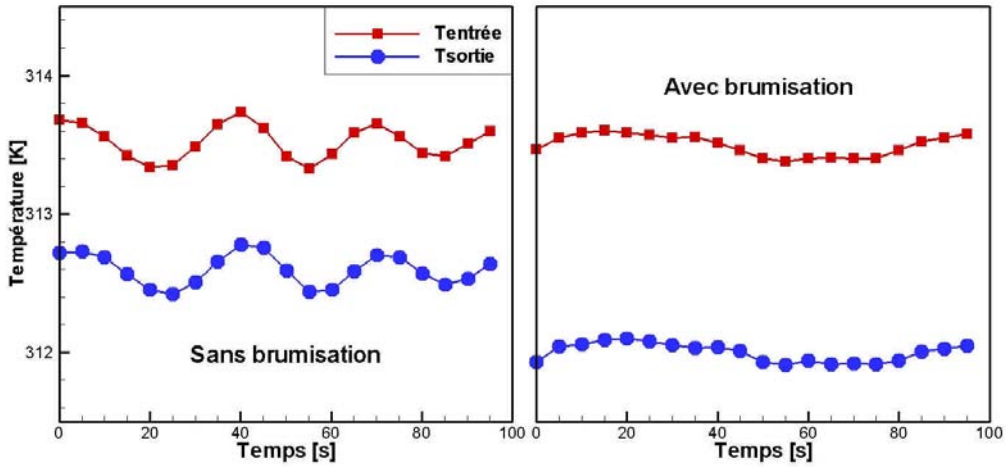


figure 5.5 - Température de l'eau en entrée et en sortie de l'échangeur

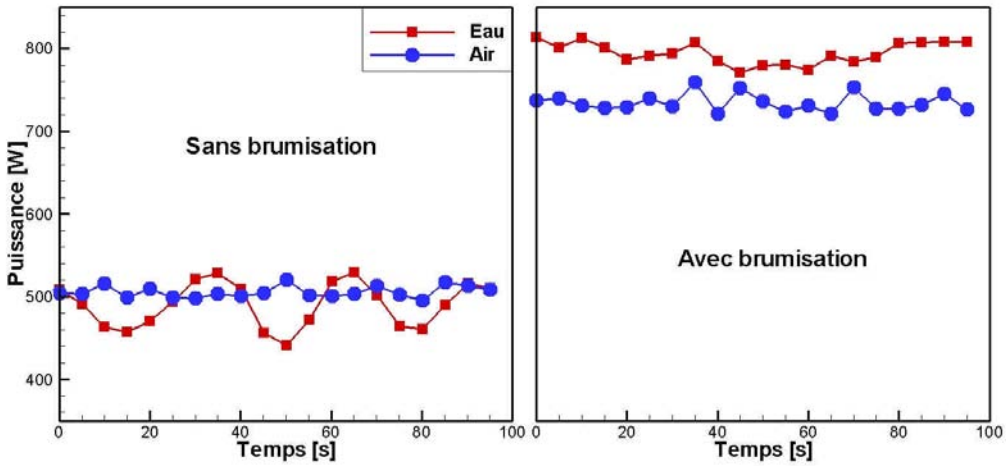


figure 5.6 - Puissances échangées côté eau et côté air avec et sans brumisation

5.2.3 Influence de l'impact des gouttes sur l'échangeur

L'intensification des transferts thermiques est liée à la baisse de la température de l'air et à l'impact des gouttes sur les parois de l'échangeur. A partir de l'expérience réalisée précédemment, il est possible de distinguer les deux composantes de la puissance calculée côté air : la puissance absorbée pour évaporer les gouttes impactant l'échangeur et la puissance absorbée pour augmenter la température de l'air. On représente ainsi sur la figure 5.7 la puissance totale reçue côté air appelée "Avec impact des gouttes" et la puissance reçue par l'air sans prendre en compte les gouttes impactant l'échangeur appelée "Sans impact des gouttes". On constate dans ce cas que la contribution des gouttes s'évaporant dans l'échangeur est d'environ 110 W. La contribution de l'abaissement de température de l'air de l'ordre de 130 W se déduit de la différence entre la puissance échangée sans brumisation et la puissance "Sans impact des gouttes". Cependant cette détermination est théorique et repose sur l'hypothèse selon laquelle l'intégralité du débit d'eau captée par l'échangeur s'évapore et représente 30 % du débit entrant dans l'échangeur.

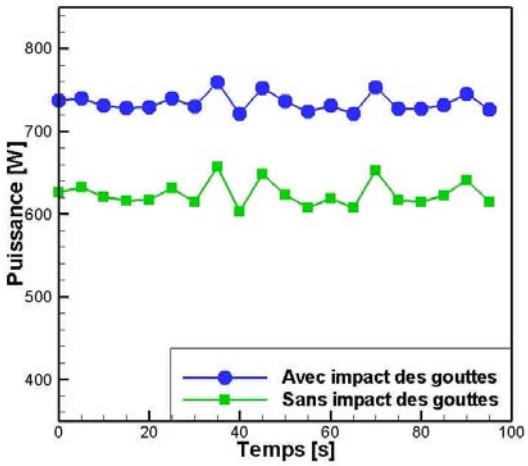


figure 5.7 - Influence des gouttes captées par l'échangeur sur la puissance

Une expérience est réalisée pour évaluer l'échange de chaleur obtenu par l'abaissement de température grâce à la brumisation. Les paramètres de consignes sont les suivants :

- aucune brumisation ;
- le débit d'air est inchangé ;
- la température et l'humidité relative de l'air à l'entrée de la veine sont imposées aux valeurs mesurées précédemment en amont de l'échangeur (294,3 K et 53 %) ;
- le débit et la température de l'eau à l'échangeur sont inchangés.

La figure 5.8 présente la puissance échangée côté air et côté eau dans cette configuration. Les puissances calculées pour l'air et l'eau sont toutes deux de l'ordre de 640 W. Cette puissance correspond à 10 W près à la puissance "Sans impact des gouttes" de la figure 5.7. On en conclut alors que les contributions de l'abaissement de température et des gouttes captées et évaporées dans l'échangeur déterminées précédemment sont correctes et représentent respectivement 54 % (110/240 W) et 46 % (130/240 W)de l'amélioration des transferts thermiques.

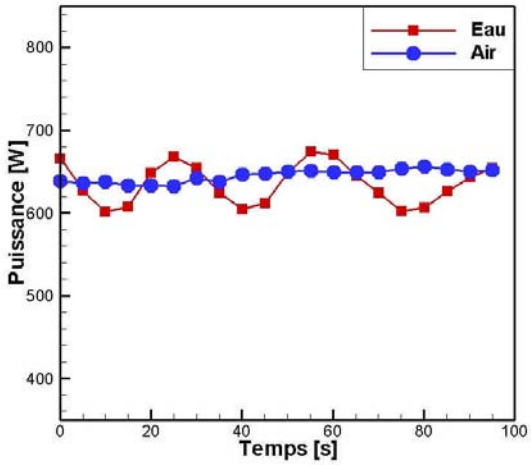


figure 5.8 - Influence de l'abaissement de température sur la puissance

5.2.4 Influence du débit d'eau brumisée

Dans la section 4.4, nous avons montré que l'augmentation du débit d'eau favorise la diminution de température de l'air et modifie la quantité d'eau liquide entrant dans l'échangeur. L'influence du débit sur les échanges thermiques est évaluée dans cette série d'expériences. Les conditions en termes de débits, températures et humidité restent identiques. Lors de ces mesures, aucun ruissellement d'eau sur l'échangeur n'a été observé, le débit d'évaporation d'eau dans l'échangeur est donc égal au débit d'eau captée par celui-ci (cette constatation est observée pour l'ensemble des mesures présentées dans ce chapitre, nous utiliserons à chaque fois le débit d'eau capté comme débit d'évaporation dans l'échangeur). La figure 5.9 présente la puissance échangée et l'incertitude associée côté air et côté eau pour des débits de 1,12 à 1,68 $l.h^{-1}$. Comme on peut s'y attendre la puissance échangée augmente de l'ordre de 10 % en passant du débit le plus faible au débit le plus élevé (de 1,12 $l.h^{-1}$ à 1,68 $l.h^{-1}$).

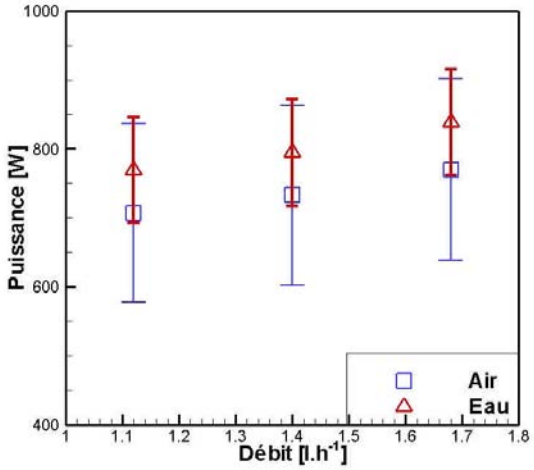
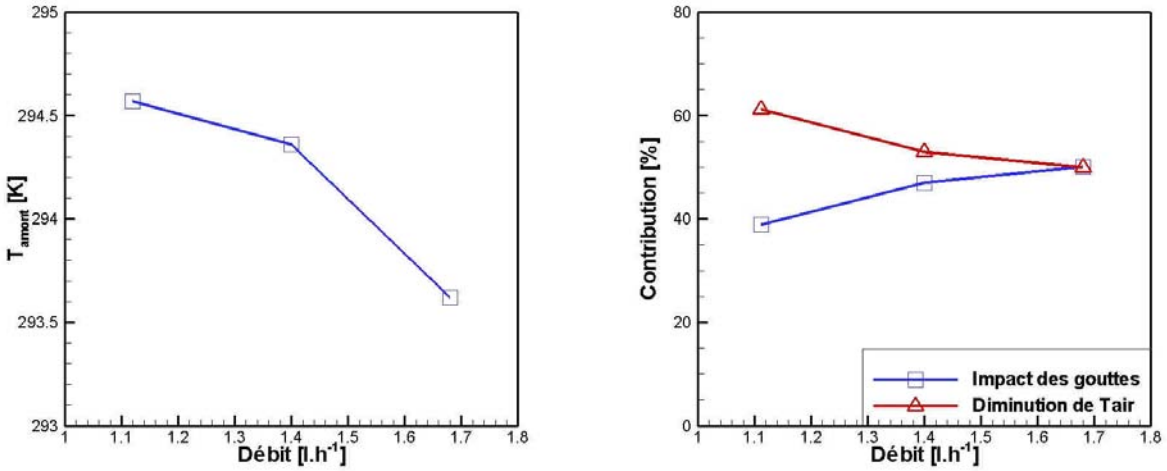


figure 5.9 - Influence du débit d'eau brumisée sur la puissance échangée

Pour chacune de ces mesures, l'écart de puissance entre le côté eau et le côté air est constant. Bien que cet écart soit compris dans la gamme d'incertitude, plusieurs raisons peuvent expliquer ce comportement. La quantité d'eau évaporée dans l'échangeur est estimée à partir du taux de captation, or ce débit est certainement sous-estimé car les gouttelettes d'eau traversant l'échangeur sans l'impacter peuvent également s'évaporer. Pour vérifier cette hypothèse, des mesures de température sèche de l'air et de la température humide (non présentées ici) ont été réalisées en aval de l'échangeur afin de déterminer l'humidité. Cependant l'incertitude sur ces mesures ne permet pas de confirmer cet argument.

La figure 5.10 présente la température de l'air en amont de l'échangeur après évaporation d'une partie du spray figure (a) et la contribution de l'abaissement de température de l'air et de l'impact des gouttes sur l'amélioration du transfert thermique au niveau de l'échangeur figure (b). On constate sur la figure (a) que la température de l'air entrant dans l'échangeur diminue avec l'augmentation du débit. Cependant, plus le débit d'eau augmente, plus l'impact des gouttes est prépondérant par rapport à la diminution de la température de l'air (figure (b)). En effet, par l'augmentation du débit d'eau brumisée, le débit d'eau captée et évaporée sur l'échangeur augmente. On représente sur la figure 5.11 la fraction du débit d'eau évaporée par rapport au débit d'eau brumisée à l'entrée et à la sortie de l'échangeur. Cette fraction varie faiblement autour de 64 % en amont de l'échangeur et de 75 % en aval, cette différence correspond à l'évaporation de 30 % de la fraction non évaporée à l'entrée (taux de captation).



(a) Température de l'air en amont (b) Contribution

figure 5.10 - Température de l'air en amont de l'échangeur et contribution de l'impact des gouttes et de l'abaissement de température sur l'amélioration du transfert thermique

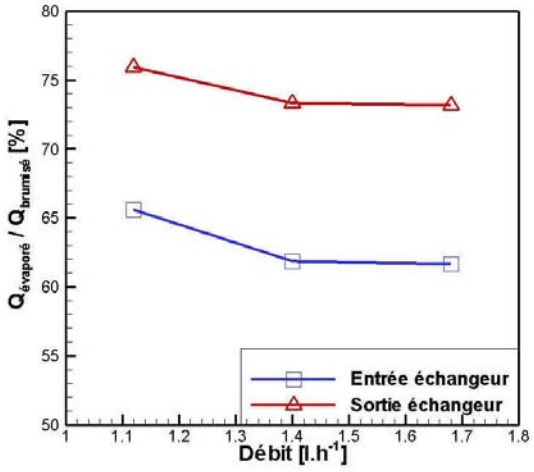


figure 5.11 - Fraction d'eau évaporée en fonction du débit de brumistion

La comparaison des fractions d'eau évaporée dans cette étude à celles obtenues dans l'étude de la section 4.5.2 (Influence du débit d'eau) montre que pour les débits de brumisation de 1,12 et 1,4 l.h^{-1}, la fraction d'eau évaporée est plus importante ici. Plusieurs raisons peuvent expliquer cet écart (d'environ 10 %) :

- l'incertitude de mesure de la température d'air amont et des débits d'air et de brumisation surestimant le débit d'évaporation ;

- la perturbation de l'écoulement d'air dans la veine lié à la géométrie de l'échangeur. En effet, la perturbation de l'écoulement engendre une meilleure dispersion spatiale du spray favorisant l'évaporation.

5.3 Étude généralisée à différentes températures d'air

Les échanges thermiques entre l'air et l'eau circulant dans l'échangeur dépendent fortement de la température de l'air. Nous présentons dans cette section le résultat des mesures réalisées pour des températures allant de 293 K à 308 K nommées dans la section 5.1.1 cas1, 2, 3 et 4. Rappelons que pour chaque cas l'humidité absolue dans l'air et tous les autres paramètres de consignes sont maintenus constants.

5.3.1 Transfert de chaleur sans brumisation

La figure 5.12 présente l'évolution de la puissance côté air et côté eau en fonction de la température d'entrée de l'air. Le moteur du transfert thermique est la différence de température entre les deux fluides, par conséquent l'augmentation de la température d'air diminue la puissance échangée. La température d'entrée de l'eau dans l'échangeur étant identique dans chaque expérience, la puissance diminue avec l'augmentation de la température d'entrée de l'air. Les puissances calculées côté air et côté eau de l'échangeur sont très proches avec des écarts de l'ordre de 3 % pour les plus faibles températures et d'environ 14 % à 308 K. En effet, plus la puissance échangée est faible, plus la variation de température entre l'entrée et la sortie de l'échangeur des deux fluides diminue augmentant ainsi l'incertitude de mesure et l'écart relatif des puissances.

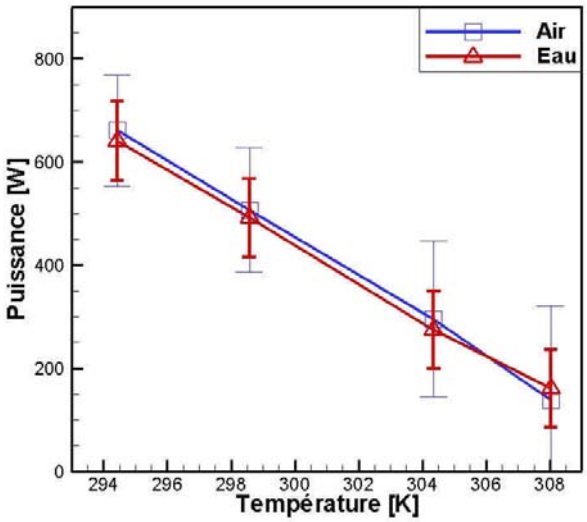
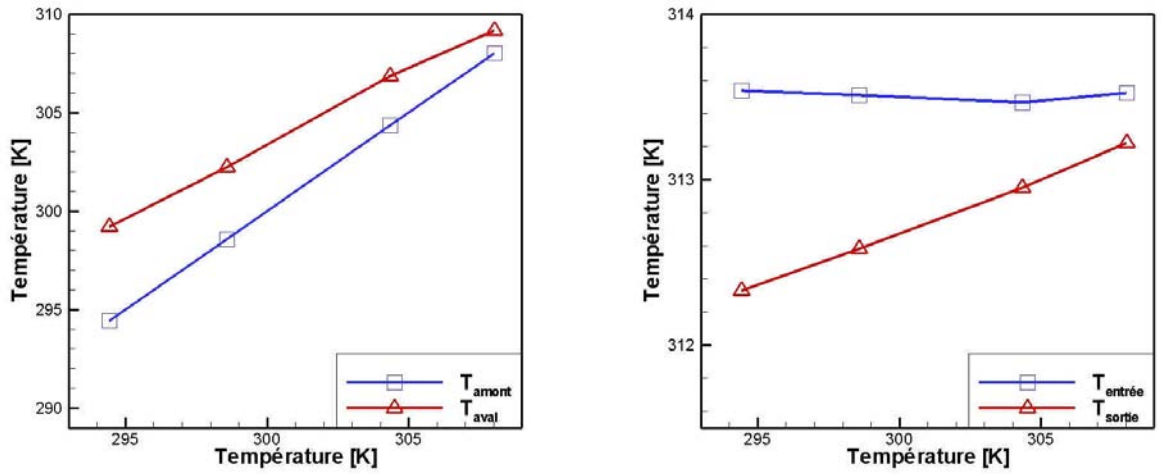


figure 5.12 - Influence de la température de l'air sur la puissance échangée

Ces variations de températures sont représentées sur la figure 5.13. La figure (a) représente l'évolution des températures pour l'air et la figure (b) l'évolution pour les températures de l'eau. L'écart de température pour l'air entre l'entrée et la sortie de l'échangeur, températures notées respectivement T_{amont} et T_{aval}, passe d'environ 4,5 K à 294 K à environ 1,1 K à 308 K. L'écart pour l'eau conserve le même rapport et représente environ 1,2 à 294 K et 0,3 K à 308 K. Ces écarts sont directement proportionnels à la puissance échangée et à la différence entre la température d'entrée de l'air et celle de l'eau.



(a) Température de l'air (b) Température de l'eau

figure 5.13 - Influence de la température d'entrée de l'air sur les températures de l'air et de l'eau en sortie de l'échangeur

5.3.2 Transfert de chaleur avec brumisation

Nous présentons dans cette section les résultats obtenus avec les 3 débits de brumisation pour les différents cas de températures étudiés.

La figure 5.14 présente la température de l'air en amont de l'échangeur notées T_{amont} en fonction de la température d'entrée de l'air pour les débits d'eau brumisée étudiés. La température de l'air en amont de l'échangeur, diminue à la fois avec la température initiale de l'air et le débit d'eau brumisée.

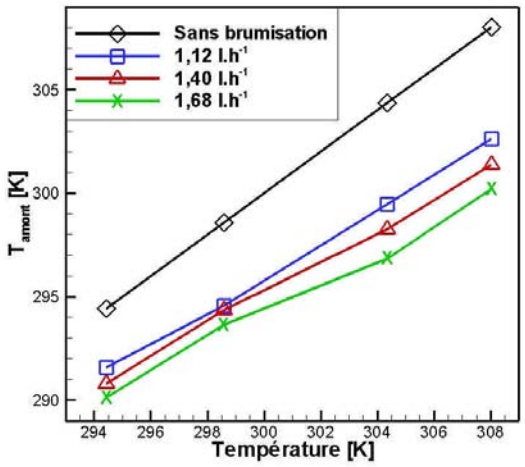


figure 5.14 - Influence du débit d'eau brumisée et de la température initiale de l'air à l'entrée de l'échangeur sur la température amont

L'humidité absolue étant gardée constante lorsque la température de l'air augmente, un apport d'eau plus important est nécessaire pour atteindre la saturation. La différence d'humidité entre la surface d'une goutte et l'air favorise l'évaporation du spray et la

diminution de température de l'air en amont de l'échangeur. En augmentant le débit d'eau brumisée, la surface d'échange entre le spray et l'air augmente. On améliore ainsi un peu plus la diminution de la température de l'air.

Le bilan massique pour les différents cas montre que la proportion d'eau évaporée par rapport à la quantité d'eau brumisée est constante à +/-1 % près pour une condition d'air donnée. La granulométrie du spray étant constante dans la gamme de pression utilisée, ce résultat indique que la dynamique d'évaporation est liée aux caractéristiques de l'air et non à celles du spray. Le débit d'évaporation est alors proportionnel au débit d'eau brumisée. Cette fraction à l'entrée et en sortie de l'échangeur en fonction de la température de l'air est représentée sur la figure 5.15. La fraction d'eau évaporée passe ainsi de 50 à 85 % à l'entrée de l'échangeur et de 65 à 90 % à sa sortie. Notons que cette tendance est valable seulement si le spray est suffisamment dispersé et si l'air atteint la saturation en humidité.

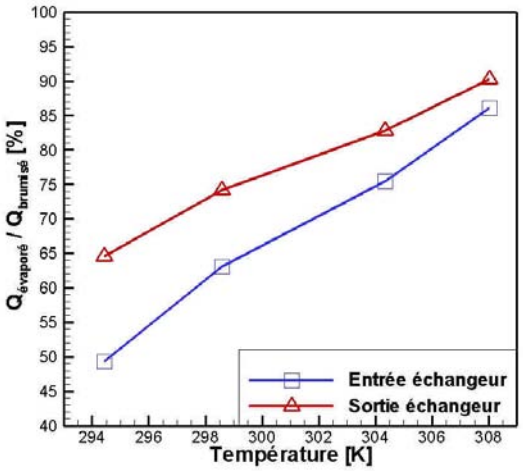
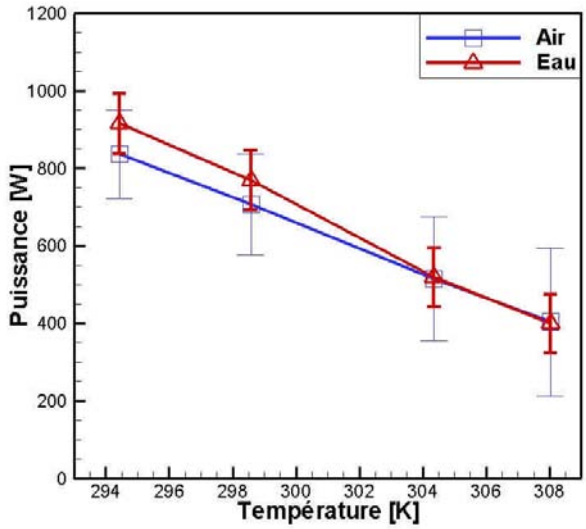
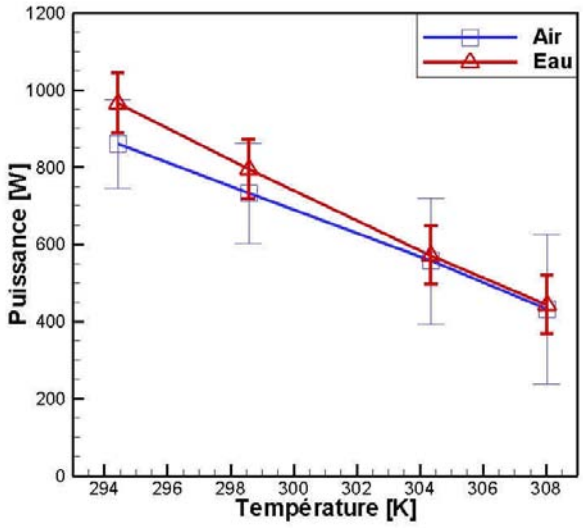


figure 5.15 - Proportion d'eau évaporée à l'entrée et en sortie de l'échangeur en fonction de la température

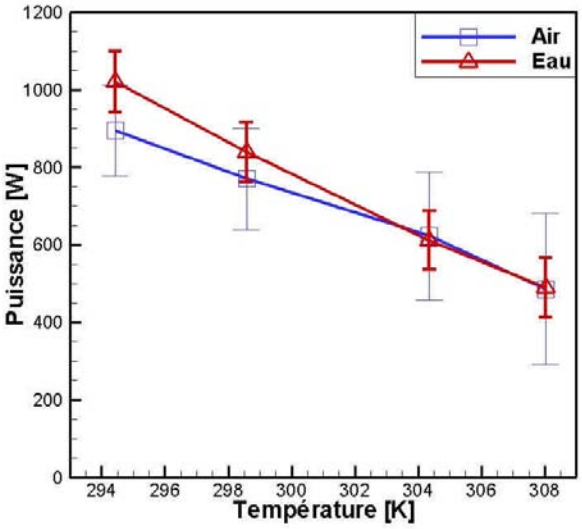
La figure 5.16 présente les puissances des deux côtés de l'échangeur en fonction de la température d'entrée de l'air. On représente respectivement en (a), (b) et (c) la puissance pour des débits de 1,12, 1,40 et 1,68 $l.h^{-1}$. Le débit d'eau captée et évaporée dans l'échangeur pour le calcul de la puissance côté air est pris égal à 30 % car n'ayant pas observé de ruissellement on suppose que toute l'eau captée s'évapore. Les puissances échangées sont supérieures à celles obtenues dans le cas sans brumisation et plus le débit d'eau brumisée est important, plus la puissance échangée est grande. Ces puissances diminuent de façon quasi linéaire avec la température initiale de l'air. Cette tendance correspond à celle obtenue dans le cas sans brumisation. On remarque sur les trois graphiques un écart sur les bilans de puissances entre l'eau et l'air, déjà observé pour le cas de référence (298 K) sur la figure 5.9 pour une température de 294 K. Cet écart diminue avec la température et devient quasi négligeable à 303 et 308 K. L'hypothèse faite dans la section 5.2.4 , à savoir que la quantité d'eau évaporée dans l'échangeur que l'on estime à partir du taux de captation est certainement sous-estimée, semble se confirmer. Plus la température d'entrée d'air est faible, plus la quantité d'eau entrant dans l'échangeur augmente. Ainsi si on sous-estime le taux d'évaporation dans l'échangeur, plus l'écart de puissance calculé entre l'air et l'eau est important.



(a) Débit d'eau : 1,12 $l.h^{-1}$



(b) Débit d'eau : 1,40 $l.h^{-1}$



(c) Débit d'eau : 1,68 $l.h^{-1}$

figure 5.16 - Évolution de la puissance calculée côté air et côté eau en fonction de la température d'entrée de l'air et du débit de brumisation

La figure 5.17 représente la contribution de l'impact des gouttes en traits discontinus et de l'abaissement de température de l'air en trait plein sur l'amélioration du transfert thermique pour les différentes mesures réalisées. On constate qu'à 294 K l'amélioration des transferts est majoritairement due à l'impact des gouttes sur les parois de l'échangeur. A partir de 298 K cette tendance s'équilibre puis au-delà l'abaissement de température devient prédominant dans les échanges thermiques. L'impact des gouttes étant majoritaire à faible température, une erreur sur la fraction d'évaporation dans l'échangeur aura une incidence plus importante.

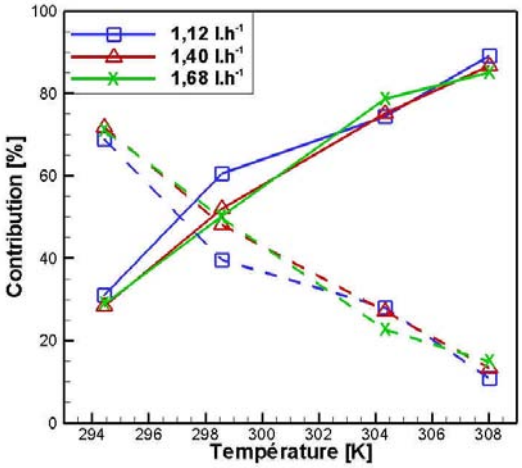


figure 5.17 - Contribution de l'impact des gouttes et de l'abaissement de température sur l'amélioration du transfert thermique

Il est possible de déterminer le gain de puissance obtenu avec la brumisation par rapport au cas sans brumisation par la relation suivante :

$$gain = \frac{P_{brum}}{P_0} \tag{5.1}$$

où : P_{brum} est la puissance avec brumisation
P_0 est la puissance sans brumisation

Ce gain est représenté en fonction de la température d'entrée de l'air et du débit de brumisation sur la figure 5.18. Il est calculé avec les puissances obtenues côté air. Notons qu'avec les puissances côté eau le gain calculé est quasi identique. On observe que le gain de puissance échangée augmente fortement lorsque la température augmente et atteint jusque 3,6 fois la puissance échangée sans brumisation. Deux paramètres sont responsables de cette tendance : l'humidité dans l'air et la différence de température entre l'air et l'eau. Comme cela a été constaté sur la figure 5.14, le maintien de l'humidité absolue augmente l'abaissement de température pour les plus fortes températures d'entrée de l'air. De plus à ces fortes températures, la différence initiale de température entre l'air et l'eau est faible. Pour un abaissement donné de la température, le gain sera donc plus élevé.

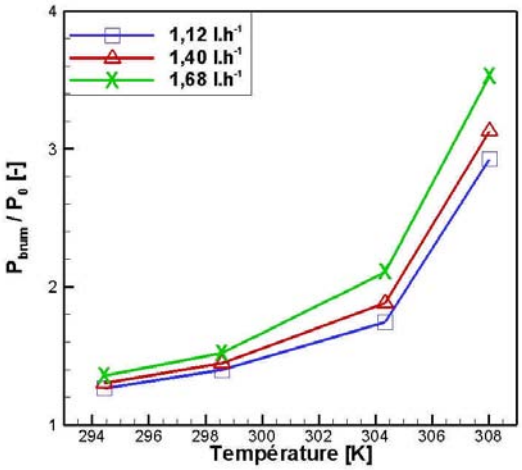


figure 5.18 - Intensification des échanges thermiques en fonction du débit d'eau brumisée et de la température d'entrée de l'air

Ces résultats ne sont cependant pas directement transposables pour une machine frigorifique. En effet, les machines frigorifiques sont régulées pour conserver une puissance échangée au condenseur relativement constante en modifiant la température de condensation et/ou le débit d'air y circulant. De plus, comme cela a été présenté dans la section 4.5, la surface d'influence du spray (où 85 % du spray s'évapore) représente une surface comprise entre 54 et 75 % de la surface de l'échangeur. Pour une application industrielle, la disposition des buses doit être adaptée afin que le spray impacte l'ensemble de la surface du condenseur.

5.4 Comparaison numérique/expérimental

Nous allons dans cette section comparer les résultats expérimentaux aux résultats numériques obtenus dans les mêmes conditions. Rappelons que pour réaliser ces simulations, le code de calcul a besoin de données d'entrée. Ces données correspondent principalement aux paramètres de consignes des expériences :

- le débit, la température et l'humidité de l'air à l'entrée de la veine ;
- le débit et la température de l'eau à l'entrée de l'échangeur ;
- le débit de brumisation ;
- la température ou l'humidité de l'air en amont de l'échangeur.

5.4.1 Comparaison des transferts thermiques sans brumisation

La comparaison du transfert thermique au niveau de l'échangeur sans application de brumisation permet de vérifier la validité du code dans le cas le plus simple, c'est-à-dire sans impact de gouttes sur les parois de l'échangeur et avec de l'eau circulant dans l'échangeur de chaleur. Cette comparaison permet principalement de vérifier que la modélisation du coefficient global de convection de l'air pour la géométrie de l'échangeur et les surfaces équivalentes calculées sont valides. La figure 5.19 confronte l'expérience à la simulation. Une bonne adéquation entre les résultats est obtenue. L'écart relatif entre numérique et expérimental est d'environ 3 % à 294 K et augmente légèrement avec la température d'entrée de l'air. On observe cependant un écart qui atteint 16 % à 308 K. La forte augmentation de cet écart peut-être induite par une sous-estimation de la température de l'air en aval de l'échangeur qui pourrait expliquer la diminution de la puissance calculée côté air et par conséquent l'augmentation de l'écart relatif.

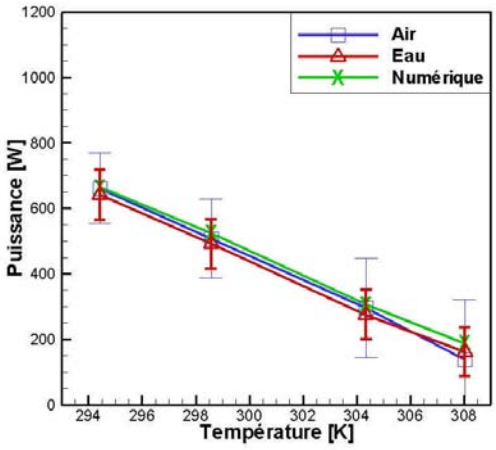
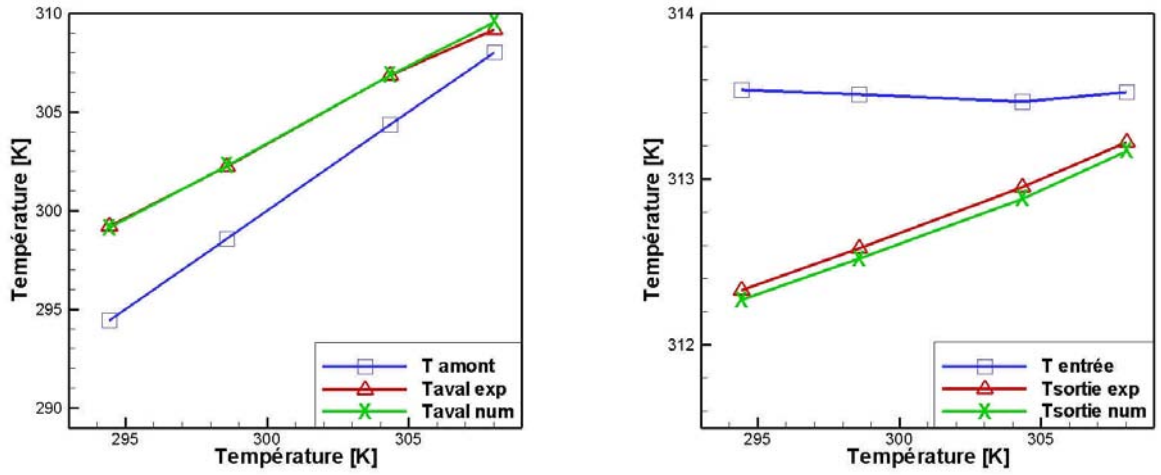


figure 5.19 - Puissance échangée au niveau de l'échangeur en fonction de la température d'entrée de l'air

La figure 5.20 présente l'influence de la température d'entrée de l'air sur les températures de l'air et de l'eau obtenues expérimentalement et numériquement en sortie de l'échangeur. Les températures de l'air en aval de l'échangeur obtenues numériquement concordent parfaitement avec l'expérience sauf à 308 K. La température mesurée en ce point est inférieure au résultat numérique de 0,37 K. L'hypothèse d'une sous-estimation expérimentale pour cette mesure semble donc se confirmer d'autant plus que les résultats obtenus pour la température de l'eau présentent une différence constante avec l'expérience. En effet la différence de température est pour les quatre cas d'environ 0,05 K. Cette différence est très minime mais représente un écart relatif non négligeable quand la température de l'eau dans l'échangeur diminue faiblement



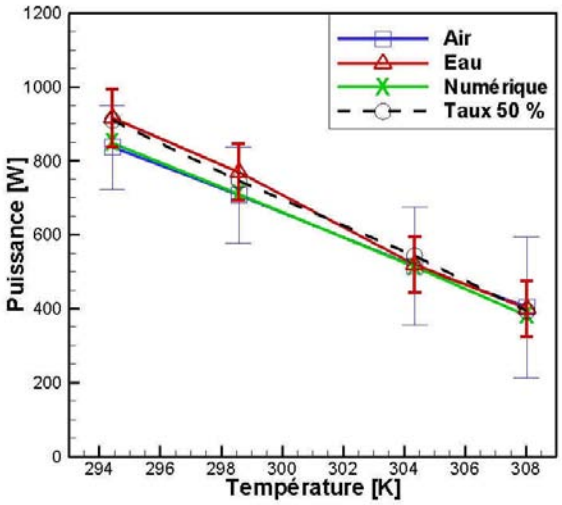
(a) Température de l'air (b) Température de l'eau

figure 5.20 - Influence de la température d'entrée de l'air sur les températures de l'air et de l'eau en sortie de l'échangeur

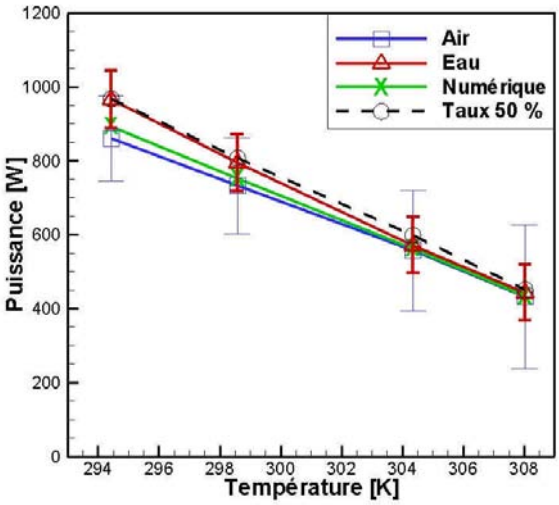
Cette comparaison des résultats numériques et expérimentaux valide le code de calcul sans brumisation. Les coefficients d'échange de convection pour l'air et l'eau sont donc correctement prédits.

5.4.2 Comparaison des transferts thermiques avec brumisation

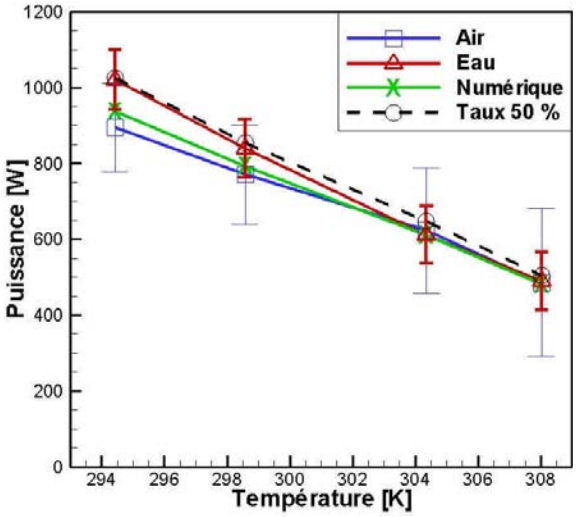
Nous comparons à présent les résultats numériques et expérimentaux obtenus pour les différents débits de brumisation étudiés. Nous vérifions ainsi que les hypothèses posées sur le calcul du transfert thermique afin de prendre en compte l'impact des gouttes sur la paroi de l'échangeur sont valides. Le taux de captation est pris égal à 30 % du débit d'eau entrant dans l'échangeur pour les simulations comme pour les expériences. La figure 5.21 confronte les puissances expérimentales et numériques pour l'air et l'eau. Les résultats numériques se situent entre la puissance déterminée expérimentalement pour l'air et pour l'eau, et semblent être en meilleure adéquation avec les résultats obtenus sur l'air. On en conclut que l'erreur provient du calcul de la puissance côté air et que son origine provient d'un débit d'eau évaporée dans l'échangeur plus important que les 30 % du débit d'eau captée. A 294 K, la différence entre la puissance calculée côté air et côté eau correspond à l'équivalent de 20 % d'évaporation supplémentaire du spray entrant dans l'échangeur.



(a) Débit d'eau : 1,12 $l.h^{-1}$



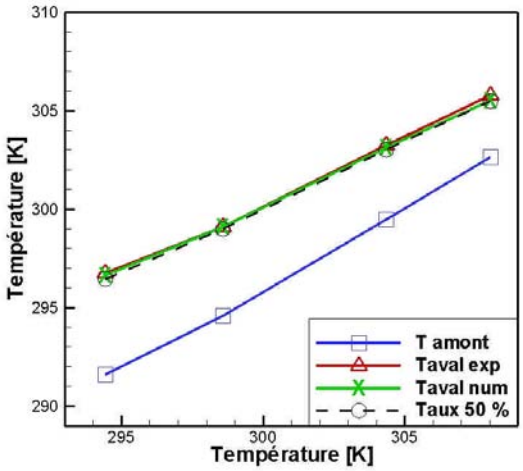
(b) Débit d'eau : 1,40 $l.h^{-1}$



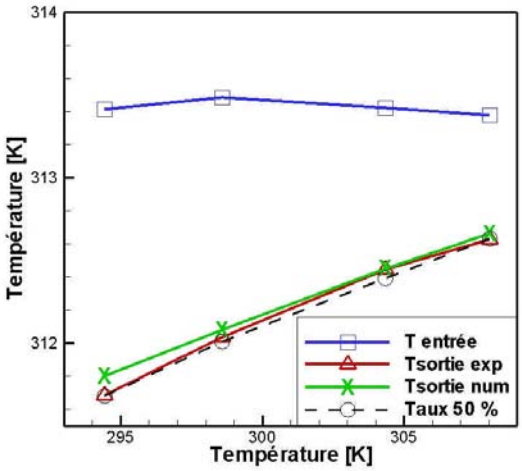
(c) Débit d'eau : 1,68$l.h^{-1}$

figure 5.21 - Puissance échangée en fonction de la température d'entrée de l'air et du débit de brumisation

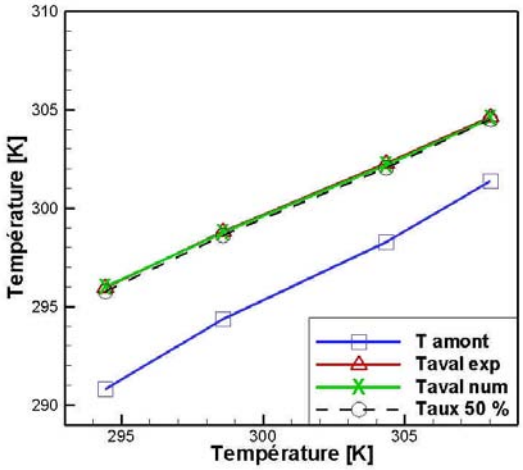
Face à ce constat, des simulations numériques intégrant le débit d'évaporation à 50 % du débit d'eau entrant dans l'échangeur permettent d'obtenir les résultats de puissances échangées présentés sur la figure 5.21 et nommées "Taux 50 %". On observe alors avec cette modification que les résultats numériques sont en meilleure adéquation avec les valeurs de puissance mesurées côté eau. Pour confirmer l'amélioration de ce résultat nous représentons sur la figure 5.22 les températures de l'eau et de l'air sortant de l'échangeur. On remarque que la variation du taux d'évaporation du spray dans l'échangeur ne modifie pas la température de l'air. En revanche, la température de sortie de l'eau circulant dans l'échangeur diminue et s'approche des valeurs expérimentales. On en déduit que l'augmentation de la puissance cédée par l'eau est absorbée par le surplus de spray évaporé. Ces résultats confirment donc l'hypothèse qu'en plus de l'évaporation des 30 % d'eau captée, 20 % supplémentaires s'évaporent dans l'échangeur. Ainsi avec un débit d'évaporation plus important, la fraction totale d'eau évaporée à la sortie de l'échangeur augmente et celui de la fraction d'eau liquide diminue.



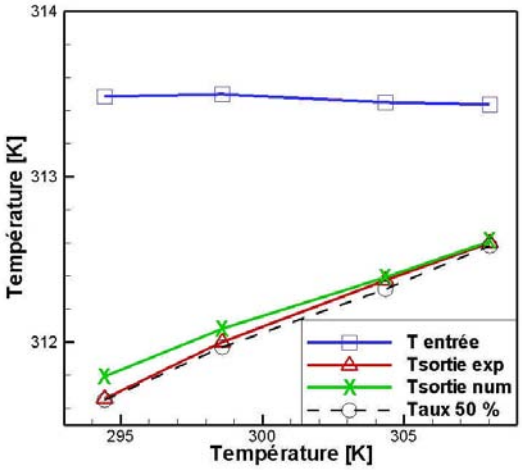
(a) Température de l'air



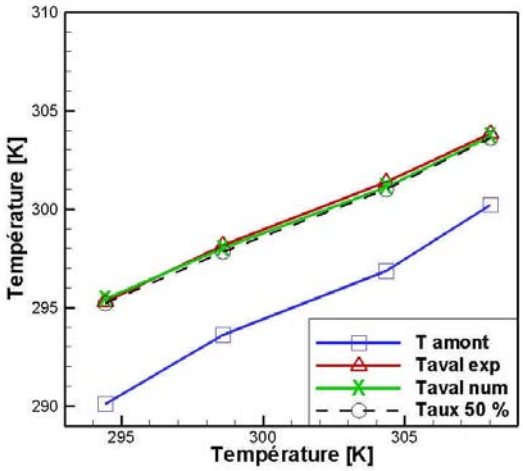
(b) Température de l'eau



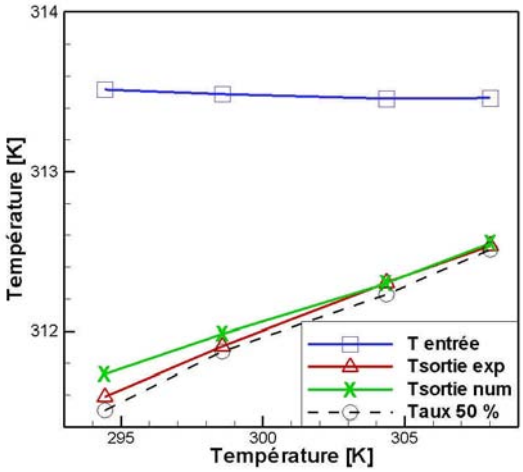
(c) Température de l'air



(d) Température de l'eau



(a) Température de l'air



(b) Température de l'eau

figure 5.22 - Influence de la température d'entrée de l'air et du débit de brumisation sur les températures de l'air et de l'eau en sortie de l'échangeur

La figure 5.23 représente cette fraction d'eau évaporée à l'entrée et en sortie de l'échangeur en fonction de la température. On s'aperçoit que sur l'ensemble des mesures, plus de 75 % de l'eau brumisée s'est évaporée à la sortie de l'échangeur et atteint jusque 93 % à 308 K. Dans le cas d'une application industrielle, les condenseurs sont généralement composés de plusieurs nappes, la fraction en sortie de l'échangeur devrait alors être quasi inexistante.

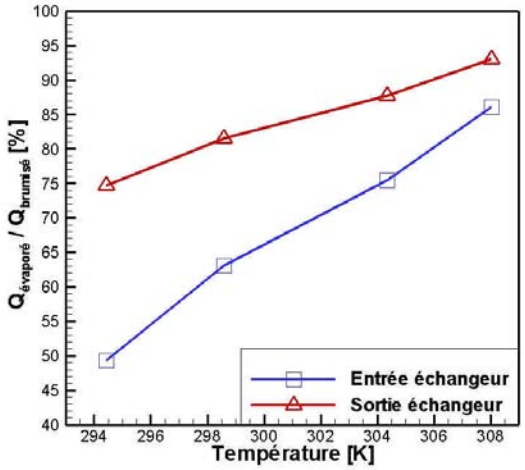


figure 5.23 - Proportion d'eau évaporée à l'entrée et en sortie de l'échangeur en fonction de la température

On peut conclure de ces comparaisons que le code de calcul est valide et qu'il peut être utilisé de façon prédictive pour le cas d'un échangeur eau/air. Pour généraliser la validation de ce code, nous devons le comparer à des résultats obtenus sur un condenseur utilisant un fluide frigorigène (c'est l'objet du chapitre suivant).

Chapitre 6
Application à une machine frigorifique

Nous avons vu au travers des différentes études expérimentales et numériques présentées dans ce document, les paramètres et mécanismes qui influencent l'évaporation d'un spray et leurs impacts sur le transfert thermique au niveau d'un échangeur. On propose à présent d'utiliser ces connaissances pour appliquer la brumisation d'eau sur un condenseur d'une machine frigorifique et d'en étudier l'influence sur les transferts thermiques et plus largement sur le gain d'énergie atteint. L'application présentée dans ce chapitre est instrumentée afin d'évaluer l'impact de la brumisation sur chaque paramètre et de déterminer les gains d'énergie thermique et électrique obtenus. Pour valider le code de calcul dans le cadre de l'application à un condenseur, des simulations sont réalisées et comparées aux résultats expérimentaux. Cette étude fait partie d'un projet effectué en collaboration avec un industriel. Afin de conserver une certaine confidentialité les résultats (débits et puissances échangées en particulier) seront présentés par unité de surface en utilisant la surface d'échange extérieure comme référence.

6.1 Descriptif du système étudié

6.1.1 Descriptif général

La figure 6.1 représente le dispositif expérimental utilisé pour cette étude

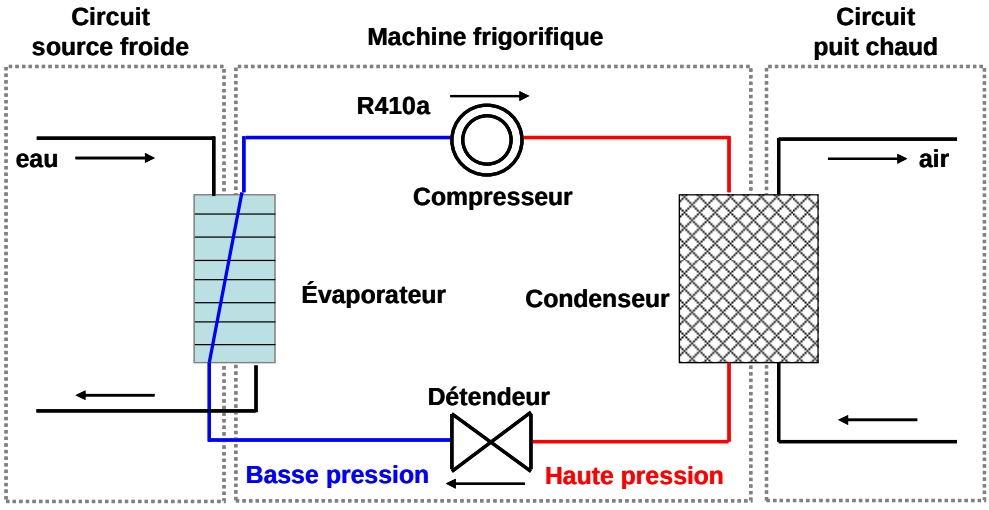


figure 6.1 - Schéma du dispositif expérimental

Il peut être décomposé en trois circuits :

- Le circuit du fluide réfrigérant (R410a) circulant dans le système frigorifique appelé "machine frigorifique".
- Le circuit du fluide circulant dans l'évaporateur (eau) appelé "Circuit source froide".
- Le circuit du fluide circulant dans le condenseur (air) appelé "Circuit puit chaud".

La machine frigorifique est représentée avec les quatre principaux éléments la constituant : le compresseur, le condenseur, le détendeur et l'évaporateur. Pour contrôler les caractéristiques des fluides avec lesquels s'effectuent les échanges thermiques au niveau du condenseur et de l'évaporateur, deux circuits nommés "Circuit puit chaud" et "Circuit source froide" sont mis en place. L'ensemble du dispositif est instrumenté pour déterminer en tout point les températures, débits et pressions. Les capteurs utilisés ont été étalonnés quand cela était possible (étalonnages réalisés seulement sur les capteurs de température et d'humidité comme présentés dans la section 4.2), puis une étude permettant de déterminer leur incertitude de mesure a été menée. Nous détaillons à présent les trois circuits cités précédemment

6.1.2 Machine frigorifique

La figure 6.2 présente le schéma de la machine frigorifique et de l'instrumentation installée. L'évaporateur est de type à plaques, le compresseur est de type Scroll. Le condenseur à air est constitué de deux nappes dont les ailettes sont espacées de 1,65 mm, de largeur 22 mm et d'épaisseur 0,1 mm. Ces ailettes sont traversées par un tube en cuivre en serpentin de diamètre intérieur 6 mm et extérieur 8 mm. Les caractéristiques du fluide réfrigérant sont définies autour de chaque élément constituant la machine. Pour obtenir ces propriétés, la pression et la température doivent être connues. Dans une machine frigorifique, la pression est quasi constante entre la sortie du compresseur et l'entrée du détendeur, on représente respectivement en bleu et en rouge la zone de faible pression et de haute pression.

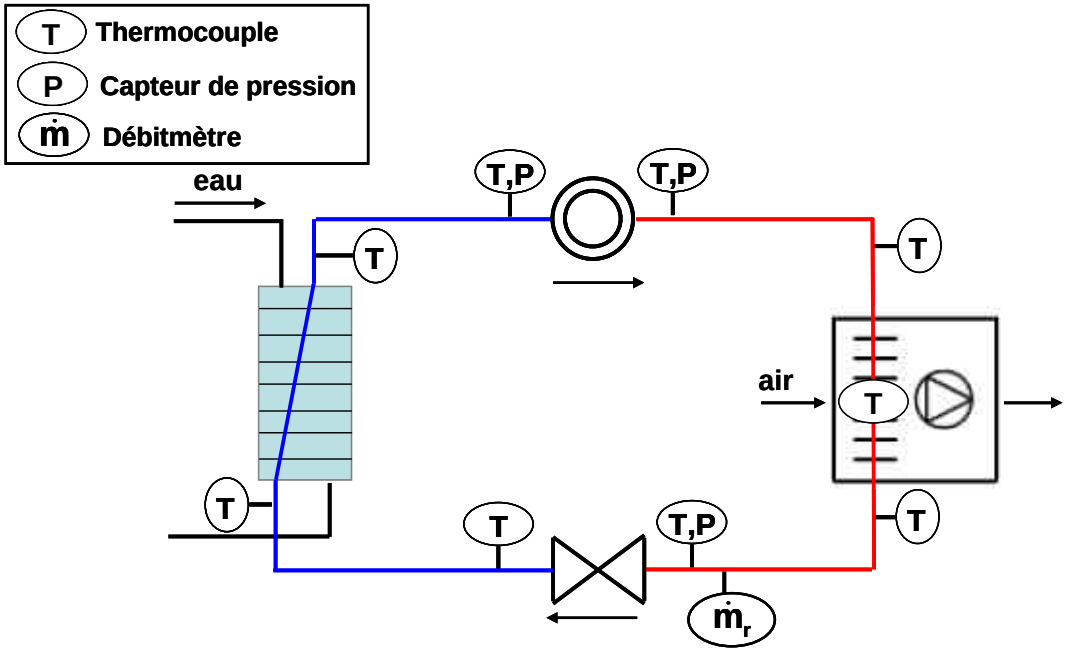


figure 6.2 - Schéma de la machine frigorifique et de son instrumentation

La mesure de ces pressions est réalisée par des capteurs de pression notés "P" (référence : E910 de la société Bourdon-Haenni). La précision de ces capteurs est de +/-0,08 bar dans la gamme d'utilisation. La campagne de mesure réalisée pour déterminer la dispersion de la mesure a montré un écart-type de +/- 0,05 bar.

La mesure de la température est effectuée avec des thermocouples notés "T" (référence : B10-TX de la société TCSA). Ces capteurs sont fixés contre les tubes où circule le frigorigène et sont couverts d'un isolant. Une douzaine de thermocouples sont placés le long du tube dans le condenseur, afin d'évaluer les zones et la température de condensation. La précision donnée par le constructeur pour ces capteurs est de +/- 0,5 K. Après étalonnage, la précision est de +/- 0,05 K et l'écart-type obtenu lors de l'étude de dispersion des mesures de +/- 0,1 K.

Le débit de fluide réfrigérant est mesuré à la sortie du condenseur. Nous utilisons un débitmètre massique (référence : Promass 60 – DN15 de la société Endress Hauser) dont la précision constructeur est pour notre gamme d'utilisation de +/- 0,43 % et l'écart type de mesure est de 0,5 %.

L'évaluation de l'impact de la brumisation sur la consommation électrique est réalisée au moyen de wattmètres (ces appareils ne sont pas représentés sur la figure). Un premier wattmètre est disposé sur l'alimentation électrique du compresseur (référence : ISW 8350 de la société IeS). La précision constructeur de ce wattmètre est de +/- 20 W et l'écart type mesuré de +/- 30 W. Un second wattmètre est utilisé pour mesurer la puissance totale consommée par la machine frigorifique (compresseur + ventilateur + carte électronique + pompe du « circuit source froide »). Le dernier wattmètre donne la puissance électrique du ventilateur.

6.1.3 Circuit source froide

Le circuit dit « source froide », représenté sur la figure 6.3 est mis en place pour créer une demande en froid constante au niveau de l'évaporateur. L'eau préalablement chauffée par une résistance est mise en circulation dans ce circuit par une pompe. Une régulation de la puissance électrique fournie à la résistance est installée pour conserver constante la température de l'eau à l'entrée de l'évaporateur.

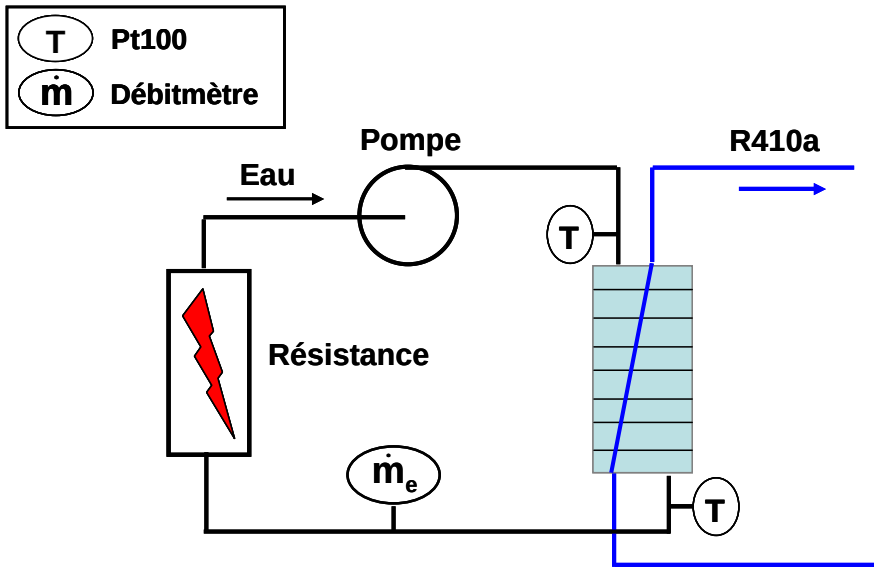


figure 6.3 - Schéma du circuit « source froide » et de son instrumentation

La température de l'eau est mesurée à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur afin de déterminer la puissance cédée par le fluide frigorigène. Cette mesure s'effectue avec des pt100 (référence : SL3504f-15m de la société Prosensor) dont la précision constructeur est de +/- 0,3 K. Après étalonnage, la précision est de +/- 0,01 K et l'écart-type de mesure de +/- 0,1 K. Le débit d'eau est mesuré à la sortie de l'échangeur par un débitmètre massique (référence : FCM2000 de la société ABB) dont la précision dans la gamme d'utilisation est de 0,43 % et dont l'écart type est estimé à +/-0,5 %.

6.1.4 Circuit puit chaud

Le circuit « puit chaud » correspond à l'écoulement d'air circulant dans le condenseur là où le fluide frigorigène cède de la chaleur pour se condenser. La figure 6.4 représente le schéma de ce circuit. Pour mesurer et homogénéiser le débit d'air aspiré par le ventilateur une veine adaptée aux dimensions du condenseur est placée en amont de l'échangeur. Un thermocouple et un hygromètre sont placés à l'entrée de la veine pour caractériser l'air y entrant. Une série de thermocouples est placée en amont et en aval du condenseur pour calculer la puissance reçue par l'air. Afin de ne pas perturber la régulation de température et d'humidité dans la cellule où se situe la machine expérimentale, l'air chaud sortant du condenseur est canalisé pour être extrait en dehors de la pièce. Les thermocouples utilisés sont identiques à ceux disposés sur la machine frigorifique et possèdent la même incertitude. Une photographie de la veine et des thermocouples placés en amont du condenseur est proposée sur la figure 6.5. L'hygromètre est identique à ceux utilisés pour le pilote. L'étalonnage étant réalisé dans les mêmes conditions, nous prenons alors la même incertitude de 1,2 %.

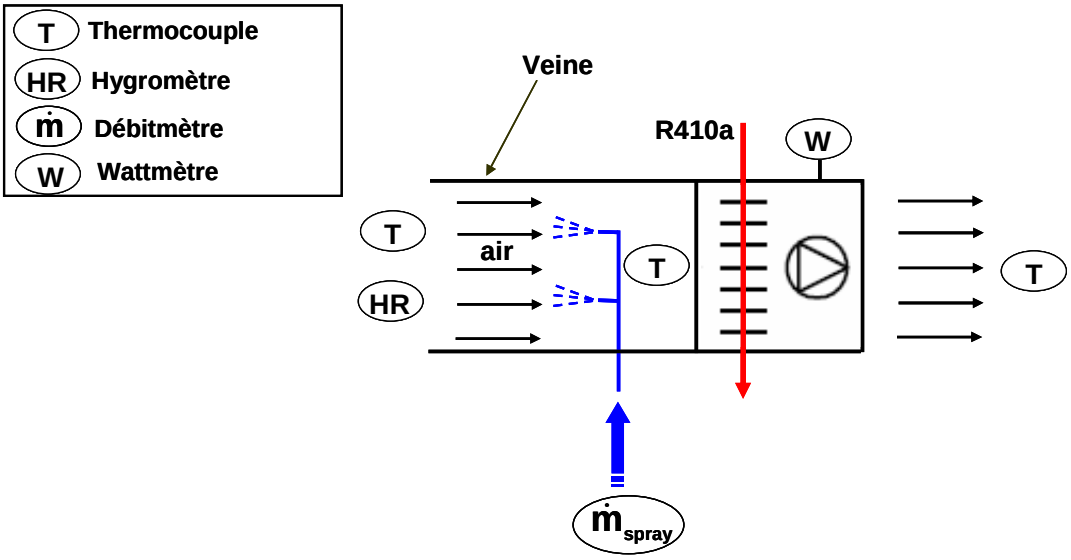
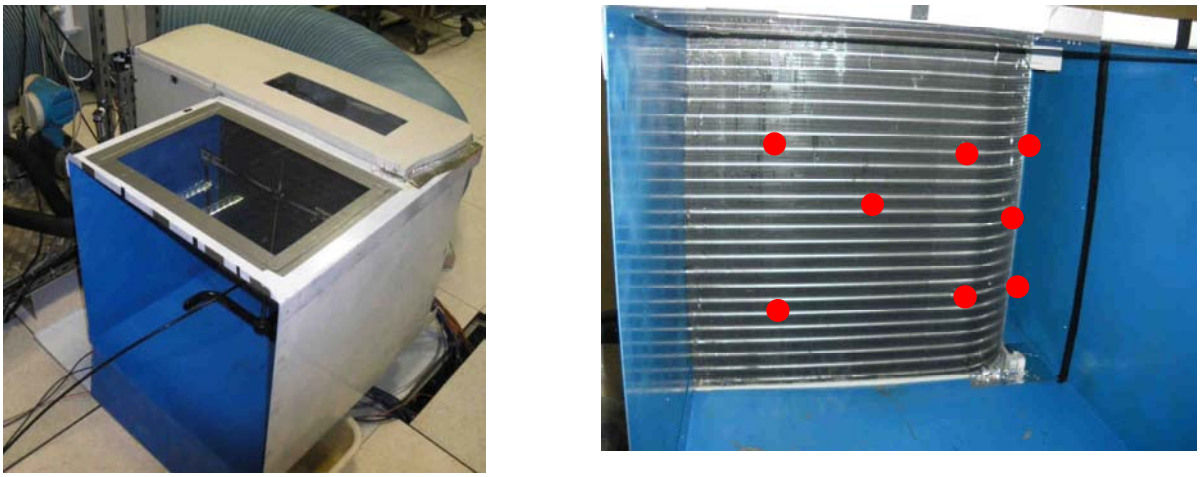


figure 6.4 - Schéma du circuit « puit chaud » et de son instrumentation

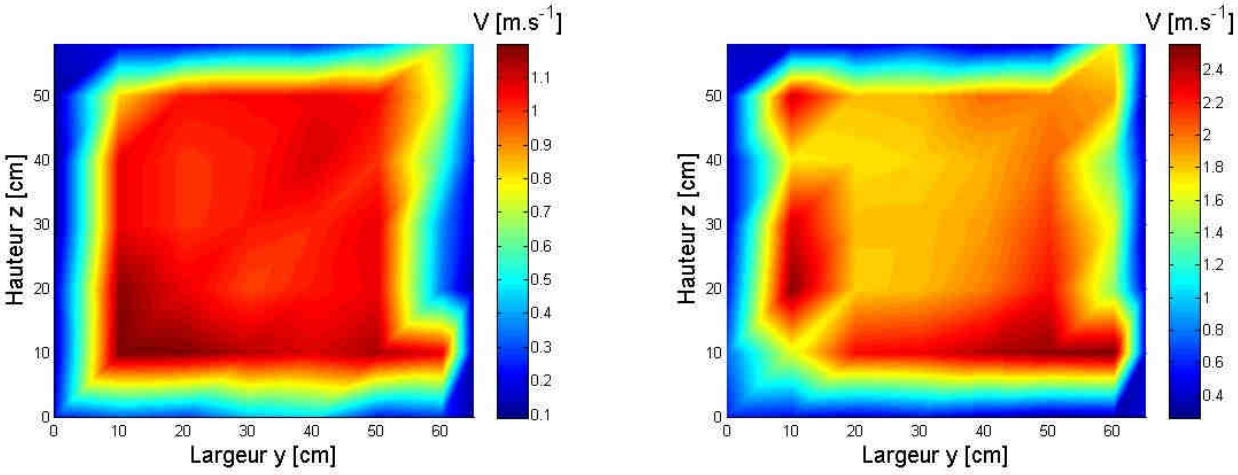
Le spray est produit par le système de brumisation à haute pression de la société Opool. Pour mesurer le débit d'eau brumisée, on procède de la même manière que pour le pilote. On mesure la variation de masse du réservoir d'eau alimentant la pompe hydraulique avec une balance dont la précision est de +/- 1g.



(a) veine en amont du condenseur (b) disposition des thermocouples

figure 6.5 - Photographie de la veine et de la disposition des thermocouples en amont du condenseur

La mesure de la puissance électrique consommée par le ventilateur est utilisée pour effectuer un étalonnage du débit d'air. En fonction des conditions de température de l'air, la vitesse de rotation du ventilateur est ajustée pour assurer un transfert thermique suffisant. Ces variations sont faibles et se font autour d'une petite et d'une grande vitesse. En effet lorsque la température de l'air est faible, la régulation se fait autour d'une faible vitesse de rotation et lorsque la température est élevée, cette régulation est faite autour d'une grande vitesse. Ces variations entraînent une modification de la puissance électrique consommée par le ventilateur. Pour calibrer le débit à partir de cette puissance, la température de l'air est imposée à l'entrée du condenseur pour chacune des "deux vitesses". On impose ainsi des températures de 290 K et 308 K. Lorsque la puissance mesurée par le wattmètre se stabilise, on mesure la vitesse de l'air à l'entrée de la veine avec un anémomètre à fil chaud. Les mesures sont réalisées à distance régulière. A partir des valeurs de vitesse et de puissance, on effectue une interpolation linéaire pour déterminer le débit en fonction de la puissance. La figure 6.6 représente les vitesses de l'air mesurées pour les deux vitesses moyennes de régulation : 0,8 $m.s^{-1}$ et 1,6 $m.s^{-1}$.



(a) petite vitesse (b) grande vitesse

figure 6.6 - Vitesses d'air à l'entrée de la veine

6.1.5 Récapitulatif des incertitudes de mesure

Appareil	Gamme de fonctionnement	Précision constructeur	Précision après étalonnage	Dispersion mesures
Débitmètre massique (R410a) réf : Promass 60 société : Endress+Hauser	0 → 6500 $kg.h^{-1}$	+/-0,43 %	Pas d'étalonnage	0,5 %
Débitmètre massique (eau) réf : FCM2000 société : ABB	0 → 100 $kg.min^{-1}$	+/-0,4 %	Pas d'étalonnage	0,05 %
Capteur de pression réf : E910 société : Bourdon Haenni	0 → 40 bar	+/- 0,08 bar	Pas d'étalonnage	0,05 bar
Wattmètre réf : ISW 8350 société : IeS	25 W → 5kW	+/- 20 W	Pas d'étalonnage	+/- 30 W
Balance réf: PE24 société : Mettler	0 → 24 kg	+/-1 g	+/-1 g	2 g
Thermocouple TCSA Type T réf: B10-TX société : TCSA	198 → 523 K	+/- 0,5 K	+/-0,03 K	0,1 K
Pt100 Prosensor réf: SL3504f-15m société : Prosensor	223 → 523 K	+/- 0,3 K	+/-0,01 K	0,1 K
hygromètre réf : 50Y société : Vaisala	10 % → 90 % 263 K→ 313 K	+/-5 %	+/-1 %	1,2 %

tableau 6.1 - Incertitude et gamme d'utilisation des différents appareils de mesure

6.1.6 Conditions expérimentales

L'objectif des expériences réalisées est de valider l'intérêt de la brumisation sur une machine frigorifique dans différentes conditions de température et d'humidité. Pour limiter le nombre de mesures, nous étudions comme pour l'étude présentée dans le chapitre 5, les cas rappelés dans le tableau 6.2 et prenons également le cas de référence à la température de 298 K et à humidité relative de 35 %. Les autres cas d'études sont fixés en conservant

l'humidité absolue dans l'air constante. Le débit d'air pour cette étude n'est plus fixé et dépend de la régulation interne de la machine

	Température [K]	Humidité relative [%]
Cas 1	293	47,5
Cas 2	298	35
Cas 3	303	26,1
Cas 4	308	19,7

tableau 6.2 - Conditions expérimentales

L'augmentation du transfert thermique à l'échangeur est évaluée grâce à des mesures réalisées avec et sans brumisation pour les quatre cas étudiés. La gamme de débit explorée par buses de brumisation est la même que pour l'étude réalisée dans le chapitre 5 correspondant à des pressions d'alimentation de 45, 60 et 80 bar.

6.1.7 Mode Opératoire

Réglage des propriétés de l'air entrant dans la veine

Les essais expérimentaux se déroulent dans la cellule où l'on peut réguler la température et l'humidité de l'air. L'inertie d'une telle enceinte et son mode de régulation engendrent des variations de la température et de l'humidité au cours du temps. Ces variations sont de l'ordre de +/- 0,5 K pour la température et de +/-2 % pour l'humidité relative. Pour réaliser des mesures dans les conditions de température et d'humidité désirées, la pompe à chaleur est mise en fonctionnement au préalable. Lorsque les conditions voulues sont atteintes et stabilisées, on effectue une série de mesures sur une période suffisamment courte pour supprimer les variations de température et d'humidité au cours du temps.

Réglage des propriétés de l'eau du « circuit source froide »

Le débit et la température de l'eau traversant l'évaporateur sont fixés afin de simuler une demande en froid permanente. Pour évaluer l'impact du spray sur la puissance frigorifique dans des conditions comparables, on conserve le débit d'eau pour chaque expérience à 20 $l.h^{-1}$ et la température à l'entrée de l'évaporateur à 285 K.

Position de la buse de brumisation

La détermination des vitesses dans l'écoulement d'air permet de définir le nombre et la position des buses dans la veine. En effet, l'étude de l'influence de la vitesse d'air sur l'abaissement de température présenté dans la section 4.5 montre que la vitesse de l'air modifie la surface d'impact d'un spray. On détermine alors avec les résultats de cette étude (résultats obtenus à 1 $m.s^{-1}$ et 1,5 $m.s^{-1}$ au chapitre 4) que le nombre de buses pour couvrir en spray l'ensemble de la surface devrait être compris entre 5 et 8 buses. Toutefois pour les vitesses d'air les plus élevées, une part importante du spray risque de ne pas avoir le temps de s'évaporer. De plus pour une vitesse d'air de 0,8 $m.s^{-1}$ (vitesse la plus faible mesurée à l'entrée de la veine) le nombre de buses sera de toute façon trop important. Afin d'utiliser la brumisation dans une large gamme de température et d'humidité et de conserver la même

configuration des buses pour les expériences qui vont suivre sans risque de ruissellement, on décide de n'utiliser que 4 buses. Les buses sont placées à contre-courant dans la veine à une distance de 10 cm du condenseur. Leur disposition forme un carré de 28 cm de côté centré dans la veine.

Mesure et enregistrement des données

L'acquisition et le traitement des données au cours d'une expérience sont réalisés en temps réel à l'aide du logiciel Labview. On observe ainsi au cours du temps l'évolution des débits, des températures et des puissances échangées. Lorsque le système atteint le régime stationnaire, on enregistre les valeurs mesurées et calculées. L'enregistrement, réalisé toutes les 5 secondes, est effectué sur environ 2 minutes afin d'avoir suffisamment de points pour calculer des moyennes.

6.2 Etude du cas de référence

Nous présentons dans cette section les mesures et résultats obtenus avec le cas de référence (température et humidité de l'air respectivement à 298 K et 35 %). Pour évaluer l'impact de la brumisation sur les gains thermiques et électriques, nous confrontons ces résultats de référence avec ceux obtenus avec une pression de brumisation de 60 bar.

6.2.1 Influence de la brumisation au niveau du condenseur

La figure 6.7 montre l'évolution de la température et de l'humidité mesurées à l'entrée de la veine au cours du temps pour les expériences sans brumisation à gauche et avec brumisation à droite. La température augmente au cours du temps d'environ 0,1 K entre les deux séries de mesures et l'humidité fluctue autour de 35 %. Les fluctuations d'humidité augmentent fortement lorsqu'on utilise la brumisation (+/- 3,5 %). La raison de ces variations est la proximité entre l'hygromètre et la veine.

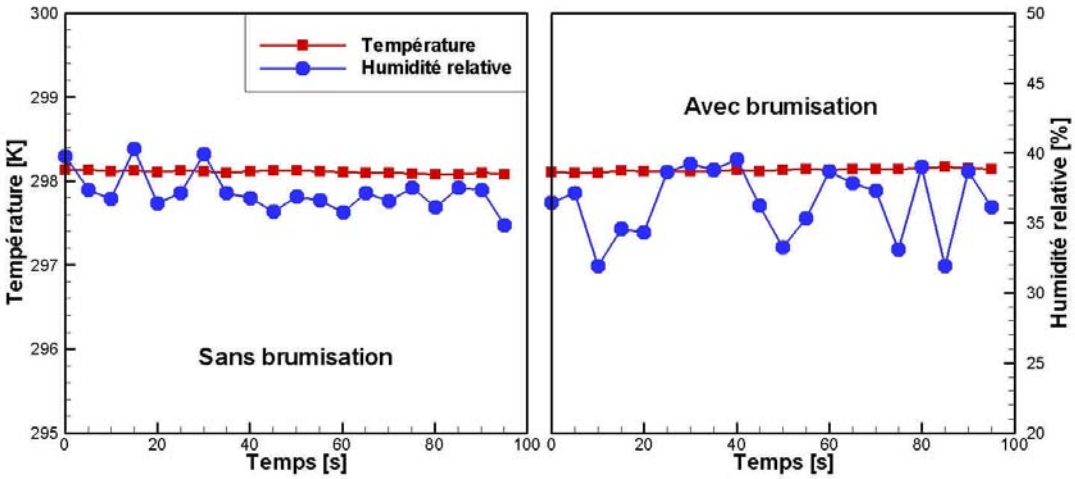


figure 6.7 - Température et humidité de l'air à l'entrée de la veine

La figure 6.8 présente la température et l'humidité relative moyennes de l'air en amont et en aval du condenseur. Lors du passage dans le condenseur, la température de l'air augmente et son humidité diminue. Lorsqu'on applique la brumisation, la température amont de l'air

diminue d'environ 6,5 K et l'humidité relative passe alors de 35 % à 73 %. La proportion d'eau évaporée correspondante représente 55 % du débit d'eau brumisée.

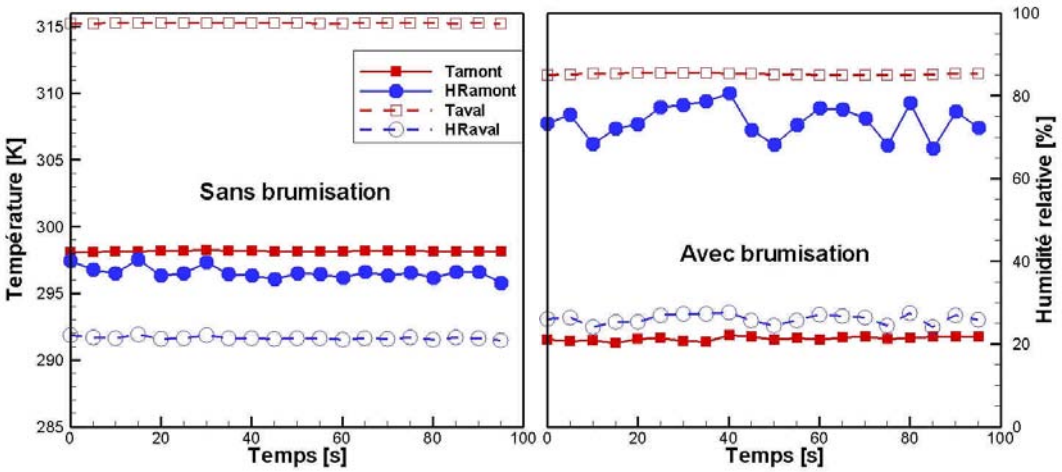


figure 6.8 - Température et humidité en amont et en aval de l'échangeur

Cette diminution de la température amont a un effet direct sur les paramètres régulés par la machine frigorifique. On a vu dans le chapitre 5 qu'avec la brumisation, on améliore les échanges thermiques. Ainsi, pour conserver un sous-refroidissement et une température d'évaporation constants, la régulation diminue le débit d'air et la température de condensation. On constate sur la figure 6.9 que l'application de la brumisation d'eau engendre une diminution du débit d'air aspiré de l'ordre de 25 % et n'a pas d'influence sur le débit de fluide frigorigène (augmentation de 0,6 %).

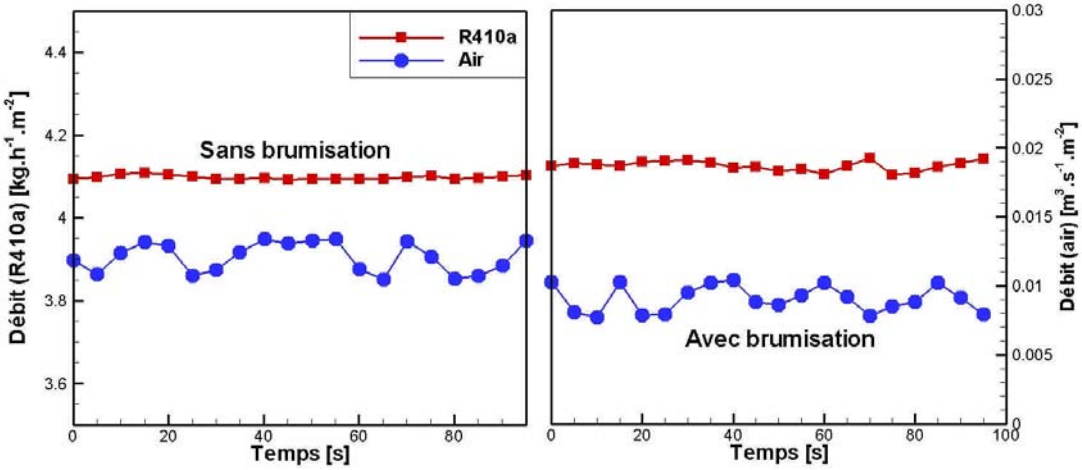


figure 6.9 - Débit d'air à l'entrée du système

En parallèle, la température de condensation, représentée sur la figure 6.10 diminue de 3,8 K passant de 317,7 K à 313,9 K. Cette diminution conserve alors une température de pincement entre la température aval de l'air et la température de condensation du fluide frigorigène constante de 2,4 K.

La diminution de température de condensation entraîne également une baisse de la pression dans la zone de haute pression de la machine frigorifique. Cette baisse est de l'ordre de 2,4 bar. Ces variations de la température et de la pression de condensation ont une faible

influence sur l'enthalpie du fluide frigorigène à l'entrée du condenseur (-2 %). En revanche, cela engendre une diminution de 8 % de l'enthalpie à la sortie du condenseur.

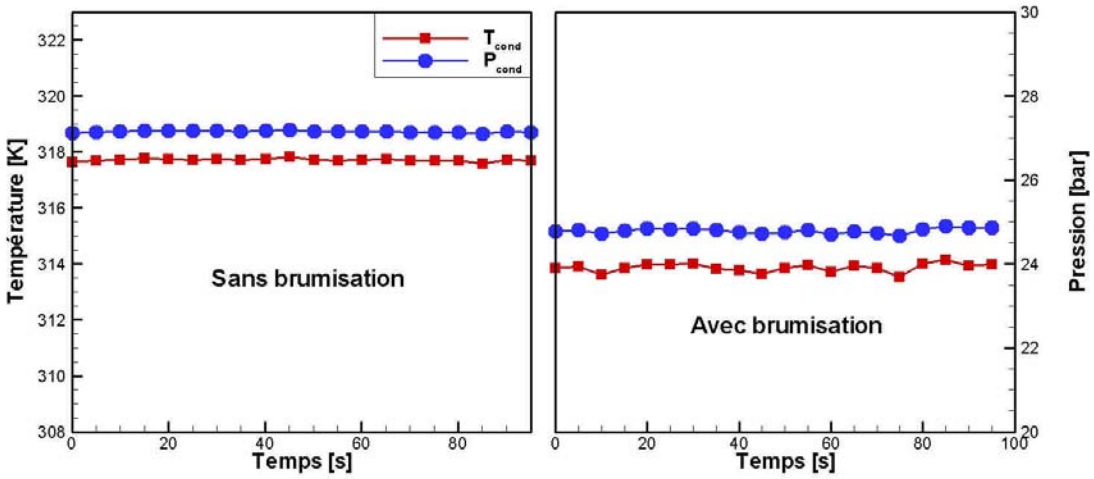


figure 6.10 - Température et pression de condensation

L'impact de ces variations sur la puissance est représenté sur la figure 6.11. Le calcul de la puissance du côté air est réalisé avec un taux de captation de 30 % par nappe. Compte tenu que nous avons deux nappes, le taux de captation total est ici estimé à 51 % (30 % pour la première nappe + 30 % des 70 % restant pour la deuxième nappe). Lors de l'expérience aucun ruissellement n'a été observé, le débit d'évaporation dans le condenseur représente alors 51 % du débit d'eau y entrant. Le calcul montre par ailleurs qu'à la sortie du condenseur, le pourcentage d'eau évaporée avoisine alors 78 % du débit d'eau brumisé.

La puissance ainsi calculée du côté air ne varie pas avec l'application de la brumisation. On constate, pour la puissance côté frigorigène noté "R410a" une hausse de la puissance avec la brumisation d'environ 6 %.

Il existe un léger décallage entre la puissance côté air et côté eau (cf figure 6.11 avec brumisation) qui laisse penser que le pourcentage d'eau évaporée est probablement supérieur à 78 %. En fait le bilan serait équilibré pour une fraction d'eau de 84 %. Cela laisse supposer que le taux de captation est l égérement supérieur ou encore comme au chapitre 5, qu'il y a évaporation complémentaire des gouttes au passage du condenseur. Cependant, la précision des mesures ne permet pas d'affirmer cette hypothèse.

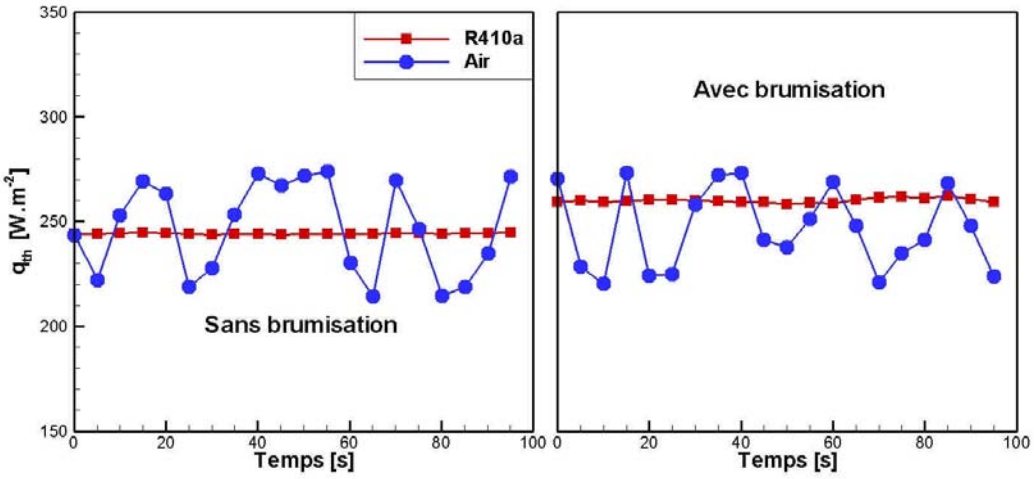


figure 6.11 - Puissances échangées au condenseur

6.2.2 Impact de la brumisation sur l'évaporateur

La régulation de la plupart des machines frigorifiques conserve la température et la pression d'évaporation constantes en fonction des conditions ambiantes. On observe ainsi sur la figure 6.12 que ces deux paramètres restent avec la brumisation à 275,1 K et 8,5 bar. Cependant, on a vu que l'enthalpie du frigorigène à la sortie du condenseur est plus faible avec la brumisation. La détente du fluide frigorigène étant une transformation isenthalpique, celui-ci entre dans l'évaporateur avec une enthalpie plus faible lorsqu'on brumise le condenseur.

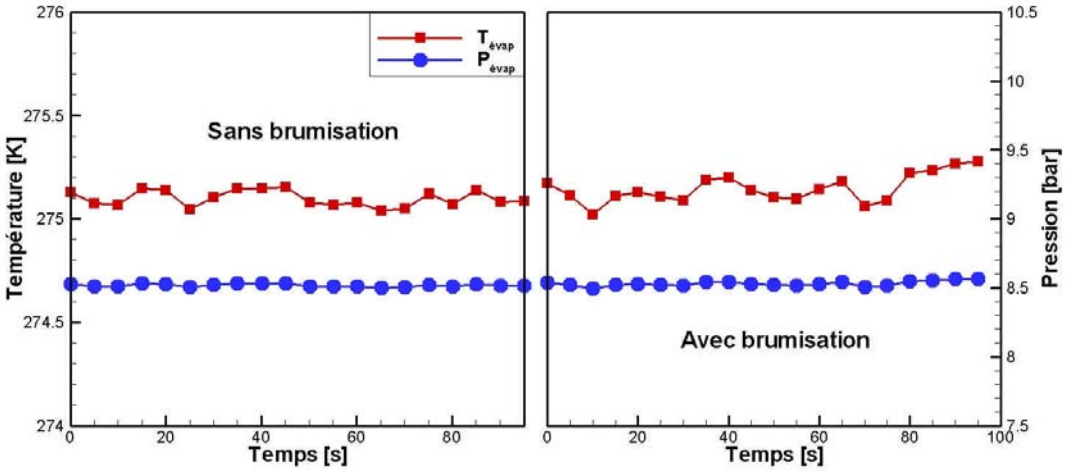


figure 6.12 - Température et pression d'évaporation

On constate sur la figure 6.13 que cette baisse de l'enthalpie à l'entrée de l'évaporateur engendre une augmentation de la puissance de réfrigération d'environ 7 %. Bien que la puissance calculée côté eau présente un écart avec celle calculée côté réfrigérant, on obtient la même augmentation de puissance avec la brumisation.

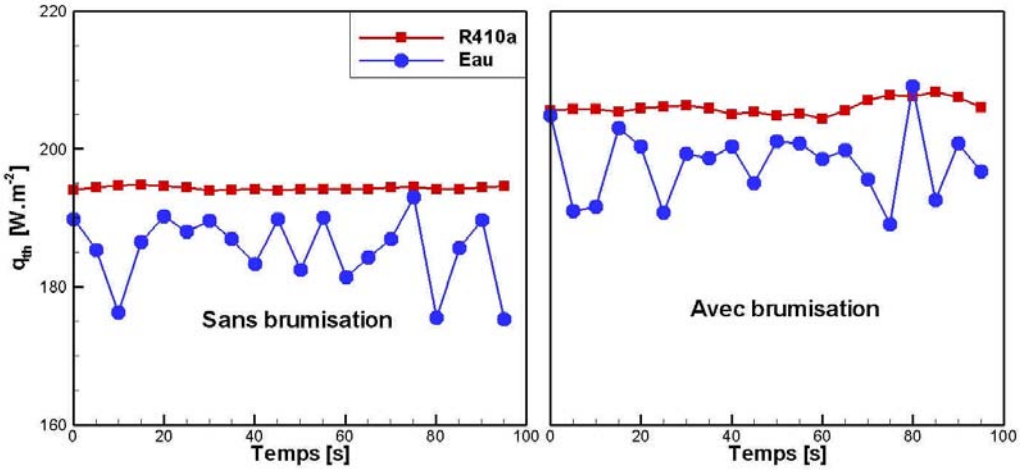


figure 6.13 - Puissances échangées à l'évaporateur

6.2.3 Gain sur la consommation électrique de la machine frigorifique

La détermination de la consommation électrique est réalisée à partir des mesures des wattmètres. La figure 6.14 présente la mesure de la puissance électrique consommée par le compresseur. Elle diminue d'environ 14 % lorsqu'on applique la brumisation du condenseur. La raison de cette baisse est la diminution de la pression de condensation qui engendre une diminution du travail fourni par le compresseur ainsi qu'une amélioration de son rendement global.

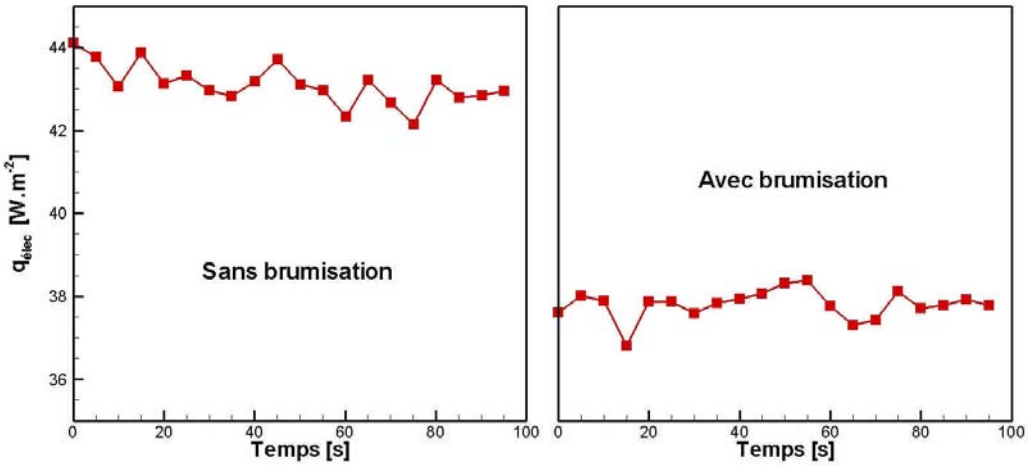


figure 6.14 - Puissance électrique consommée par le compresseur

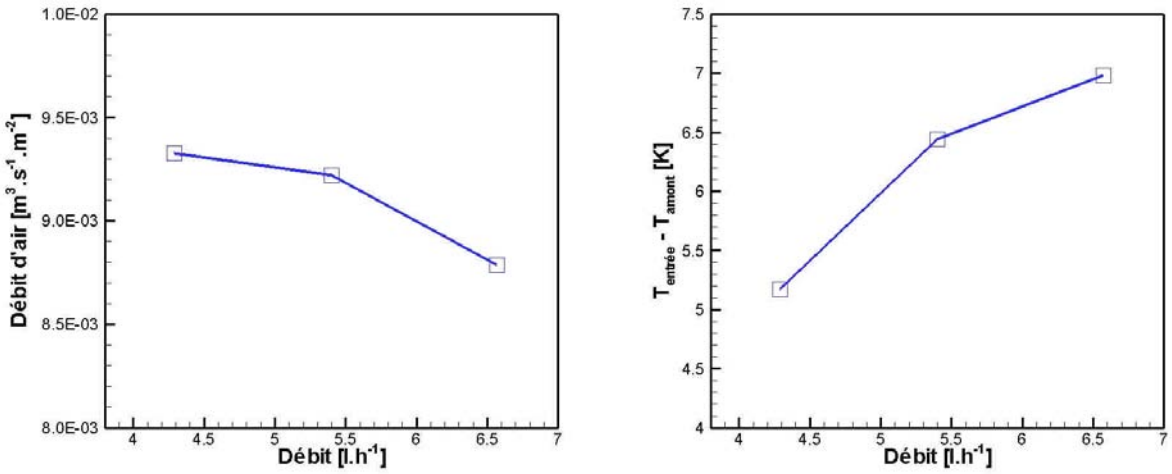
La diminution de la vitesse de rotation du ventilateur baisse également sa consommation électrique. Le gain électrique alors obtenu sur la consommation globale (régulation, pompe du circuit d'eau, ventilateur, compresseur…) de la machine est d'environ 9 %. Pour évaluer le bilan global du système, la prise en compte de la consommation de la pompe alimentant en eau les buses est nécessaire. Cette consommation et le bilan sur le système entier seront détaillés plus loin.

Nous avons vu avec ce cas que l'intérêt de la brumisation est une augmentation de la puissance de réfrigération et une diminution de la puissance électrique consommée. Nous allons à présent déterminer l'évolution de ces améliorations énergétiques lorsque le débit de brumisation varie.

6.2.4 Influence du débit d'eau brumisée

L'influence du débit sur les échanges thermiques est évaluée dans cette section. Les conditions des expériences qui vont être présentées restent identiques en terme de température et humidité d'air à l'entrée de la veine. Lors de ces mesures, aucun ruissellement d'eau sur l'échangeur n'a été observé, le débit d'évaporation d'eau dans l'échangeur est donc égal au débit d'eau captée par celui-ci (cette constatation est observée pour l'ensemble des mesures présentées dans ce chapitre, nous utiliserons à chaque fois le débit d'eau captée comme débit d'évaporation dans l'échangeur). La figure 6.15 présente le débit d'air et son abaissement de température en amont du condenseur pour des débits de brumisation de 4,29 à 6,8 l.h^{-1}. L'augmentation du débit de brumisation engendre une baisse du débit d'air de 5,6 % et de la température amont de l'air. Notons que cet abaissement correspond à la différence entre la température d'entrée et la température amont de l'air. La température de l'air diminue de

5,2 K à 7 K avec la brumisation. La fraction d'eau évaporée dans ces conditions, représentée sur la figure 6.16, est de l'ordre de 55 % à l'entrée du condenseur. Bien qu'à 6,8 $l.h^{-1}$ l'évaporation du spray soit plus efficace, la diminution du débit d'air et l'injection d'une quantité d'eau plus grande entraînent une faible diminution de la fraction d'eau évaporée. Á la sortie du condenseur, 75 à 77 % de l'eau s'est évaporée.



(a) Débit d'air (b) Abaissement de température

figure 6.15 - Évolution du débit d'air et de l'abaissement de température en amont du condenseur en fonction du débit de brumisation

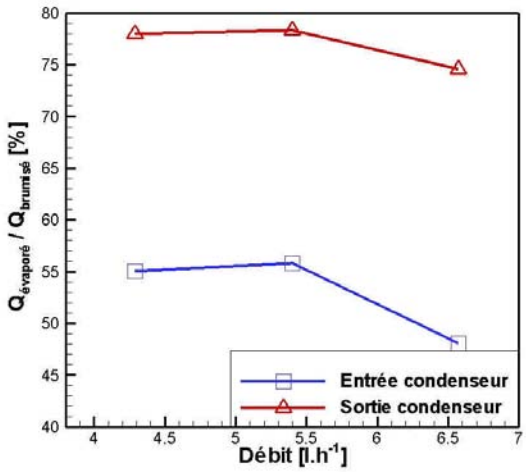
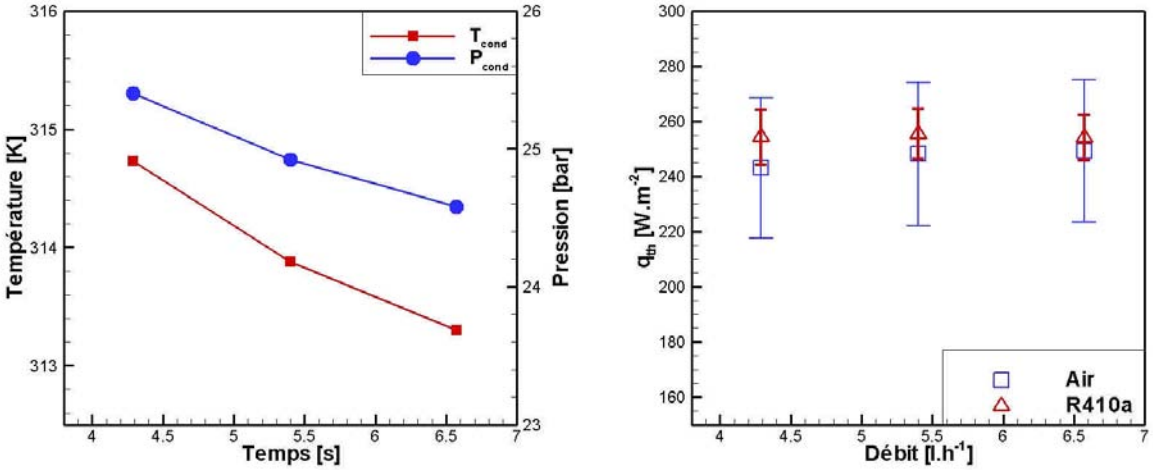


figure 6.16 - Fraction d'eau évaporée en fonction du débit de brumistion

La diminution de la température et du débit d'air entraînent une baisse de la température et de la pression de condensation d'environ 1,4 K. Ces diminutions, présentées sur la figure 6.17 (a), sont respectivement de 1,4 K et de 0,8 bar. La puissance échangée en fonction du débit de brumisation, présentée en (b), reste constante suivant les conditions ambiantes. Les puissances calculées côté air et côté fluide frigorigène sont comparables, leur écart est pour les trois débits étudiés inférieur à 4 %.

L'évolution des caractéristiques du fluide frigorigène peut être représentée sur un diagramme de Mollier. Ce diagramme, représenté sur la figure 6.18, représente l'enthalpie du fluide en fonction de la pression au court d'un cycle dans la machine frigorifique pour les

expériences avec et sans brumisation. On s'aperçoit que dès le plus faible débit de brumisation, la pression de condensation diminue fortement, ensuite pour des débits plus élevés cette diminution s'améliore faiblement. On retrouve également cette tendance pour l'enthalpie du fluide frigorigène au niveau de l'évaporateur.



(a) Température et pression de condensation (b) Puissance échangée

figure 6.17 - Évolution des propriétés du fluide frigorigène et de la puissance échangée au condenseur

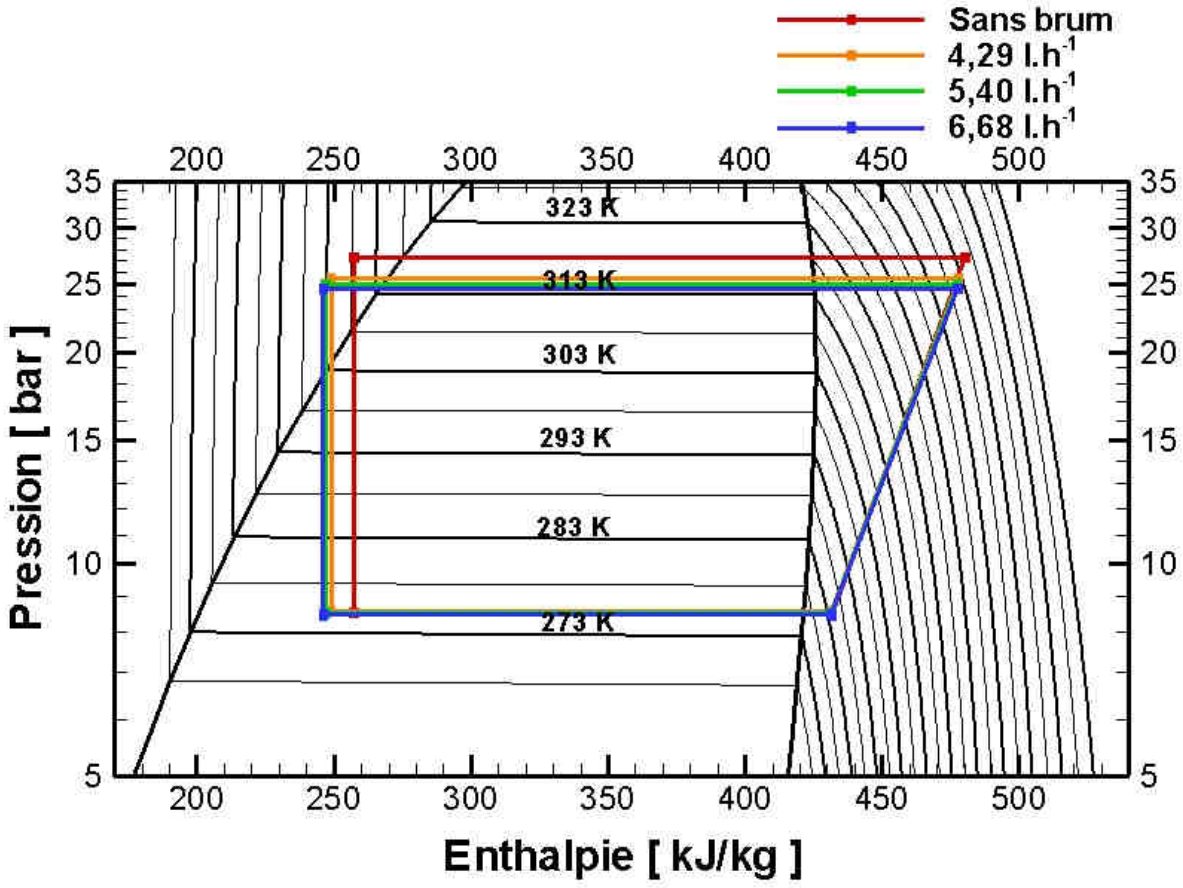


figure 6.18 - Représentation du cycle frigorigène sur le diagramme de Mollier

La différence d'enthalpie entre l'entrée et la sortie du condenseur augmente de façon significative avec un débit de brumisation de 4,29 $l.h^{-1}$. Ensuite, une très faible amélioration sur l'enthalpie est apportée avec l'augmentation de ce débit.

L'amélioration des performances énergétiques correspondantes est présentée sur la figure 6.19. Le gain énergétique est calculé de la manière suivante :

$$gain = \frac{\left| P_{sans\ brum} - P_{avec\ brum} \right|}{P_{sans\ brum}} \tag{6.1}$$

On représente sur cette figure le gain obtenu sur la puissance thermique de réfrigération et sur les puissances électriques consommées par le compresseur et par l'ensemble de la machine frigorifique. On constate que le gain à l'évaporateur est quasi constant et de l'ordre de 5 %. La puissance consommée par le compresseur diminue alors de 10 % à 4,29 $l.h^{-1}$ à 15 % à 6,68 $l.h^{-1}$. La consommation électrique du ventilateur est faible par rapport à la consommation du compresseur. Le gain alors obtenu sur la puissance électrique totale de la machine frigorifique dépend principalement de celui obtenu au compresseur. Ce gain représente donc à 298 K, une économie de 7 à 10 % sur la consommation électrique de la machine.

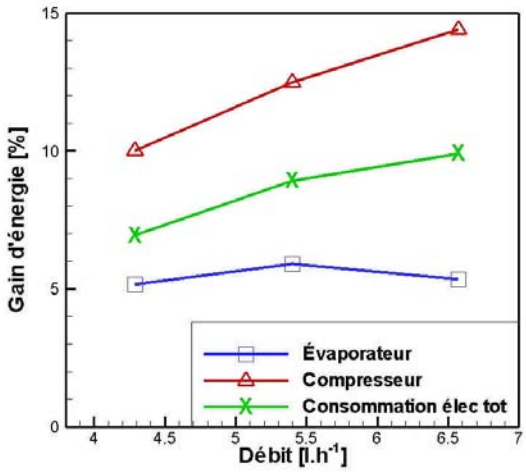


figure 6.19 - Gains d'énergie sur la machine frigorifique

Pour comparer l'efficacité de la machine frigorifique dans les différentes conditions expérimentales, nous calculons le coefficient de performance (COP). Cet indicateur nous permet de globaliser les différents gains vus précédemment dans une même valeur. Pour le calcul de ce coefficient, nous utilisons la définition suivante :

$$COP = \frac{Puissance\ \ utile}{\sum Puissance\ \ consommée} \tag{6.2}$$

Pour notre application, les puissances consommées correspondent à la consommation électrique du système et à la puissance utile à la puissance de réfrigération. Pour déterminer une efficacité globale (machine frigorifique + pompe de brumisation) nous devons prendre en compte la puissance reçue par la pompe de brumisation. On représente sur la figure 6.20 l'amélioration de ce COP défini par l'équation (6.3).

$$amélioration\ du\ COP = \frac{\left(COP_{sans\ brum} - COP_{avec\ brum}\right)}{COP_{sans\ brum}} \tag{6.3}$$

Cette amélioration du COP est représentée avec et sans la prise en compte dans le calcul de la consommation de la pompe. On constate que sans la pompe le COP augmente avec le débit d'eau brumisée. L'amélioration de l'efficacité de la machine est alors comprise entre 13 et 17 %. Avec la pompe, cette amélioration diminue à des valeurs autour de 10 %. On s'aperçoit que pour un débit de 6,68 $l.h^{-1}$ l'amélioration du COP avec la pompe diminue. Le gain d'énergie obtenu sur la machine frigorifique à ce débit est plus faible que l'augmentation de la consommation électrique de la pompe. En conclusion, le débit optimal de brumisation pour ces conditions d'air est de 5,4 $l.h^{-1}$.
Notons que la pompe utilisée pour notre application est surdimensionnée, son débit nominal est 5 fois supérieur au débit utilisé. En utilisant une pompe plus adéquate, la consommation électrique serait moins élevée et l'amélioration du COP serait ainsi comprise entre ces deux courbes.

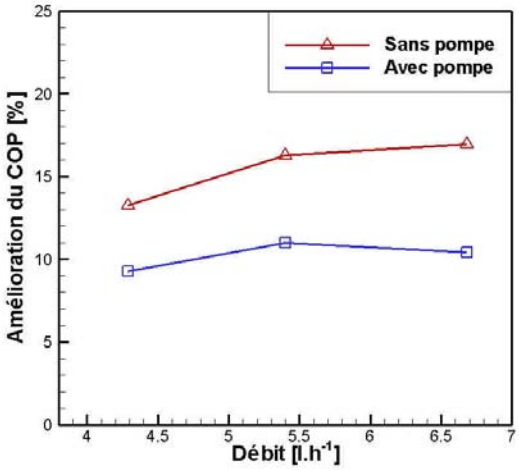


figure 6.20 - Amélioration du COP en fonction du débit de brumisation

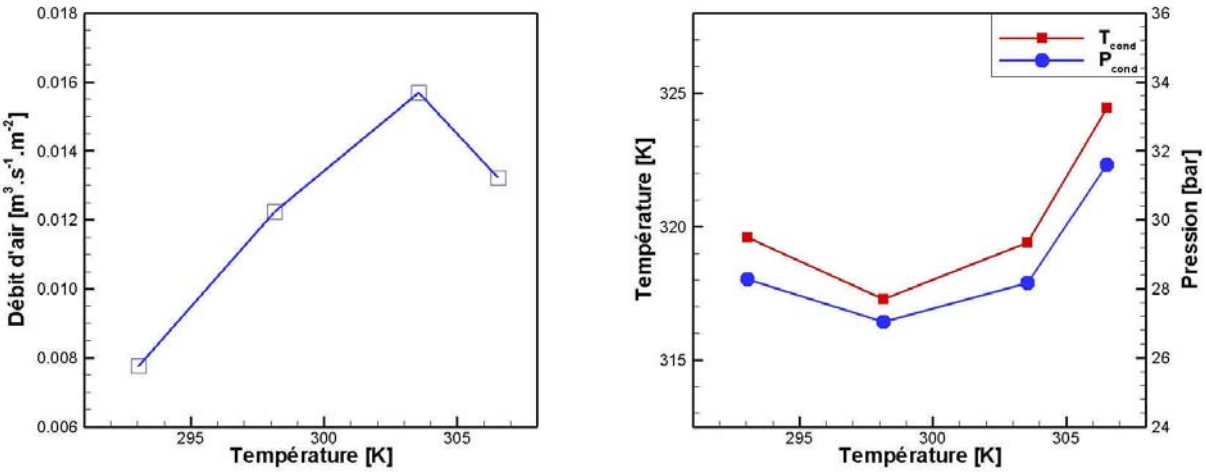
6.3 Étude généralisée à différentes températures d'air

L'efficacité d'une machine frigorifique dépend fortement de la température de l'air. Nous étudions donc dans cette partie l'effet de la brumisation pour des températures de 293 à 308 K comme cité dans le tableau 6.2. La régulation de la machine frigorifique pour ces différents cas engendre des modifications de débit d'air, de température de condensation… Pour évaluer et comprendre les raisons de l'amélioration de l'efficacité de la machine, nous détaillerons les paramètres influents.

6.3.1 Caractérisation de la machine frigorifique sans brumisation

L'augmentation de la température de l'air à l'entrée du condenseur a un impact direct sur la vitesse du ventilateur. Le débit d'air résultant, présenté sur la figure 6.21(a), augmente fortement avec la température. Entre 293 et 303 K l'augmentation du débit est de l'ordre de 100 %. A 308 K, le dispositif en aval du ventilateur a été modifié pour atteindre la consigne. Cette modification a entraîné une perte de charge supplémentaire en sortie du ventilateur et

une diminution du débit d'air. L'impact de ces modifications en termes de température et de débit d'air sur la température et la pression de condensation est présenté sur la figure (b). Entre 293 et 298 K, l'augmentation du débit d'air provoque malgré l'augmentation de la température d'air une baisse de la pression et de la température de condensation. Ensuite, l'augmentation du débit d'air ne compense plus l'augmentation de la température de l'air et nécessite la hausse de la température de condensation pour conserver une puissance échangée constante. Cette puissance calculée pour le fluide frigorigène et pour l'air est présentée sur la figure 6.22. Les puissances coïncident pour l'ensemble des mesures avec un écart maximal à 293 K de 3 %.



(a) Débit d'air (b) Température et pression de condensation

figure 6.21 - Débit d'air, température et pression de condensation en fonction de la température de l'air

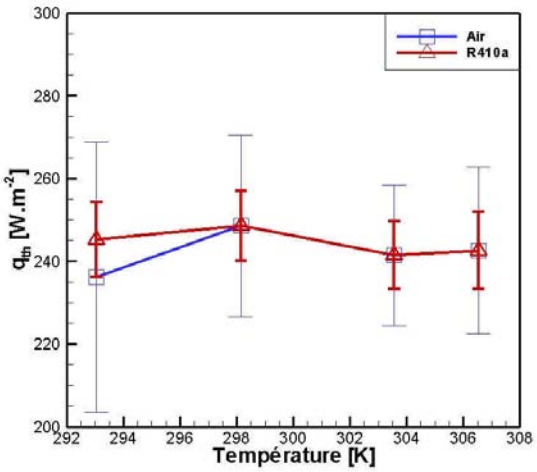


figure 6.22 - Puissance échangées au condenseur en fonction de la température de l'air

L'impact de ces augmentations de température et de débit sur les puissances utile et consommée est présenté sur la figure 6.23. La puissance frigorifique baisse de 9 % avec l'augmentation de la température de l'air et les puissances consommées par le compresseur et par la machine frigorifique baissent respectivement de 20 et 19 %. Notons qu'à 298 K la

puissance frigorifique reste identique à celle obtenue pour 293 K et les consommations électriques diminuent légèrement.

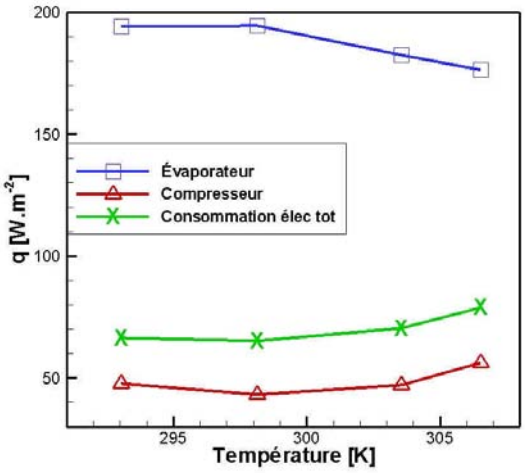
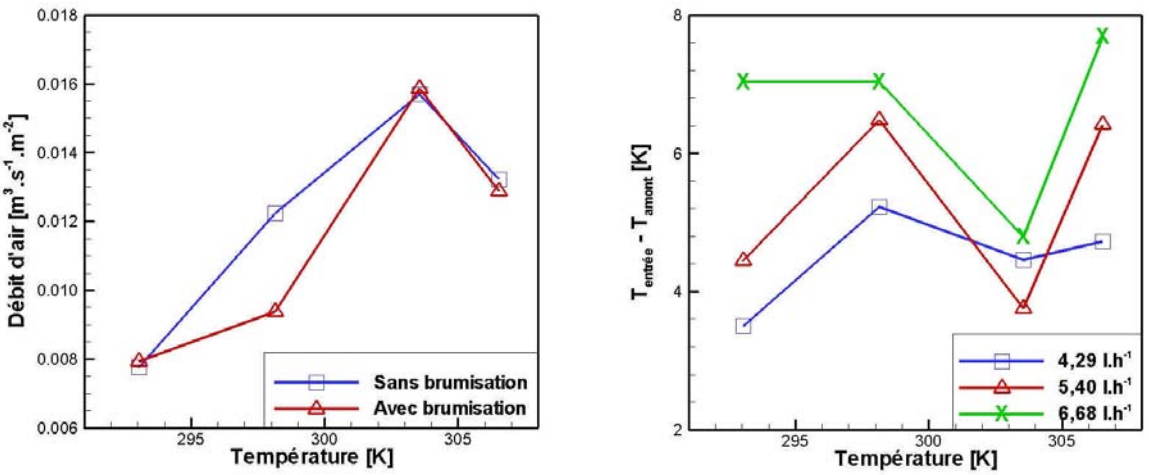


figure 6.23 - Puissance frigorifique et consommations électriques en fonction de la température de l'air

6.3.2 Influence de la brumisation

Nous présentons dans cette section les résultats obtenus avec les 3 débits de brumisation et pour les différents cas de température étudiés.

La figure 6.24 présente l'évolution du débit d'air et la diminution de la température engendrée par le spray à l'entrée du condenseur en fonction de la température initiale de l'air. Sur la figure (a) est représenté le débit d'air avec et sans brumisation. Notons qu'avec brumisation le débit d'air varie faiblement pour une température donnée. On ne représente donc qu'une seule de ces courbes.



(a) Débit d'air (b) Abaissement de température

figure 6.24 - Évolution du débit d'air et de l'abaissement de température en amont du condenseur en fonction du débit de brumisation

Hormis pour une température de 298 K, on constate que le débit d'air est comparable avec et sans brumisation et varie très fortement avec la température de l'air. Cette modification du

débit d'air influence fortement la dynamique d'écoulement et d'évaporation du spray. La diminution de la température de l'air en amont du condenseur présentée sur la figure (b) illustre cette influence. En effet on a vu respectivement dans les chapitres 4 et 5 que l'abaissement de la température amont de l'air diminue avec sa vitesse et qu'il augmente lorsque la température augmente (à humidité absolue constante). La compétition entre ces deux phénomènes est visible sur la figure 6.24 (b): la différence de température ($T_{entrée}$-T_{amont}) augmente avec la température de l'air sauf à 303 K. A cette température, le débit d'air est maximal et engendre un refroidissement moins important de l'air.

Le bilan massique, présenté sur la figure 6.25 confirme l'analyse précédente. On constate que la fraction d'eau évaporée diminue à 303 K. Bien que cette température soit propice à une amélioration de l'évaporation (par rapport aux températures inférieures), l'augmentation du débit d'air entraîne une diminution de la fraction d'eau évaporée.

Plus globalement, lors de ces expériences la fraction d'eau évaporée en amont du condenseur varie entre 25 et 72 %. Á la sortie du condenseur, cette fraction est comprise entre 62 et 86 %.

Notons qu'à 293 K et pour un débit de brumisation de 6,68 $l.h^{-1}$, les gouttes d'eau qui impactent l'échangeur commencent à ruisseler le long des ailettes du condenseur. Ce cas n'est donc pas étudié.

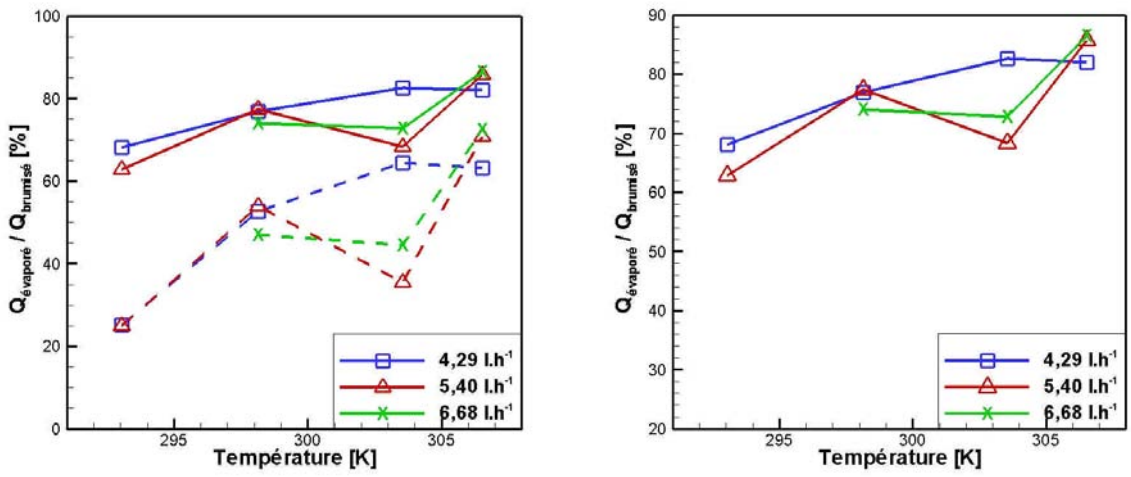
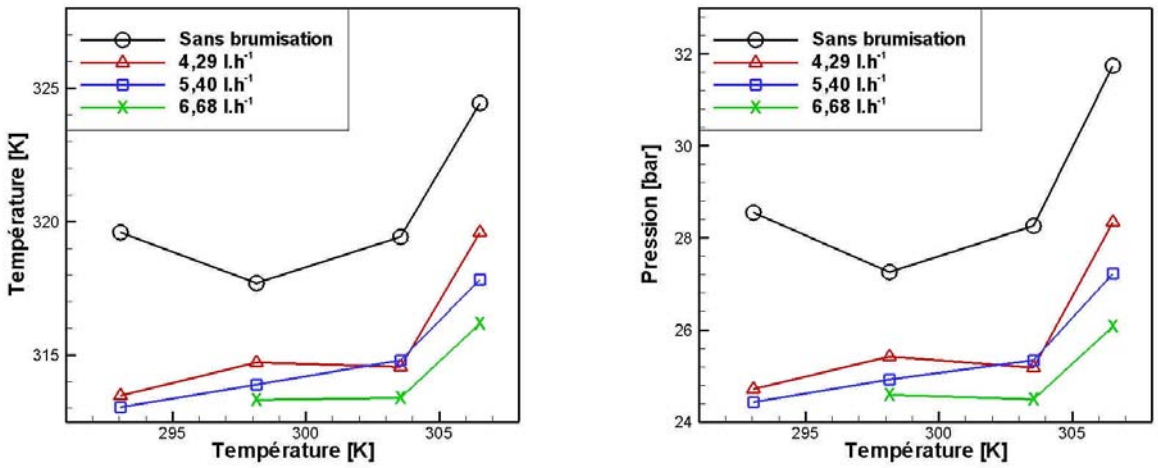


figure 6.25 - Fraction d'eau évaporée à la sortie du condenseur en fonction du débit de brumisation

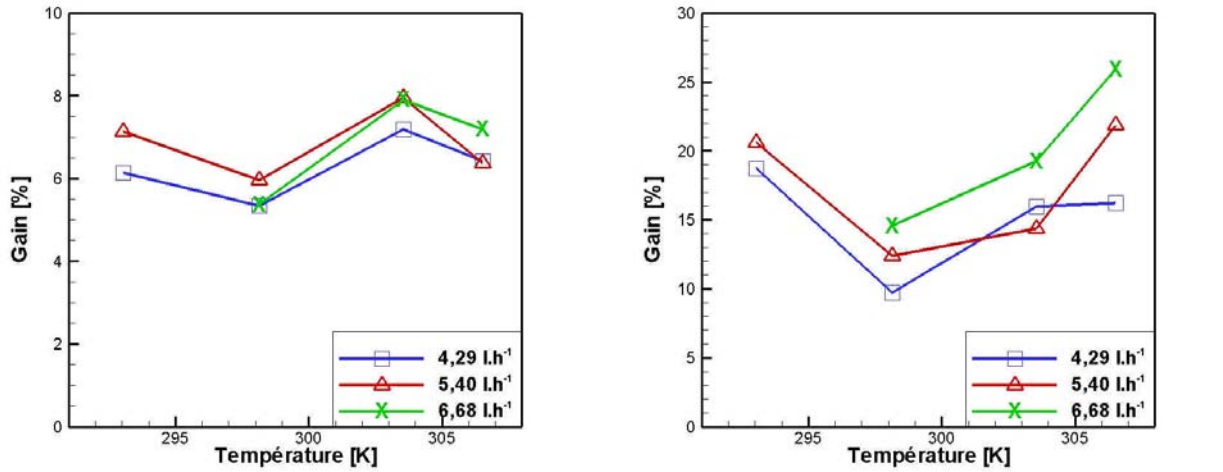
La figure 6.26 présente l'évolution de la température et de la pression de condensation en fonction de la température de l'air à l'entrée de la veine. La diminution de la température de l'air à l'entrée du condenseur engendre une diminution importante de la température et de la pression de condensation. Cette diminution varie entre 3 et 7 K pour la température et entre 2 et 5,5 bar pour la pression.

Ainsi, l'évolution de l'ensemble de ces paramètres conserve une puissance échangée au niveau du condenseur toujours constante à +/- 3 %. En revanche, on observe une amélioration des gains d'énergie sur la figure 6.27 et plus particulièrement sur la consommation électrique du compresseur.

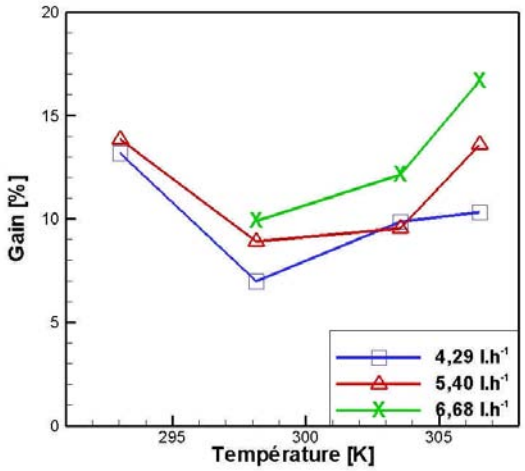


(a) Température de condensation (b) Pression de condensation

figure 6.26 - Température et pression de condensation en fonction de la température



(a) Gain de production frigorifique (b) Gain sur la consommation du compresseur



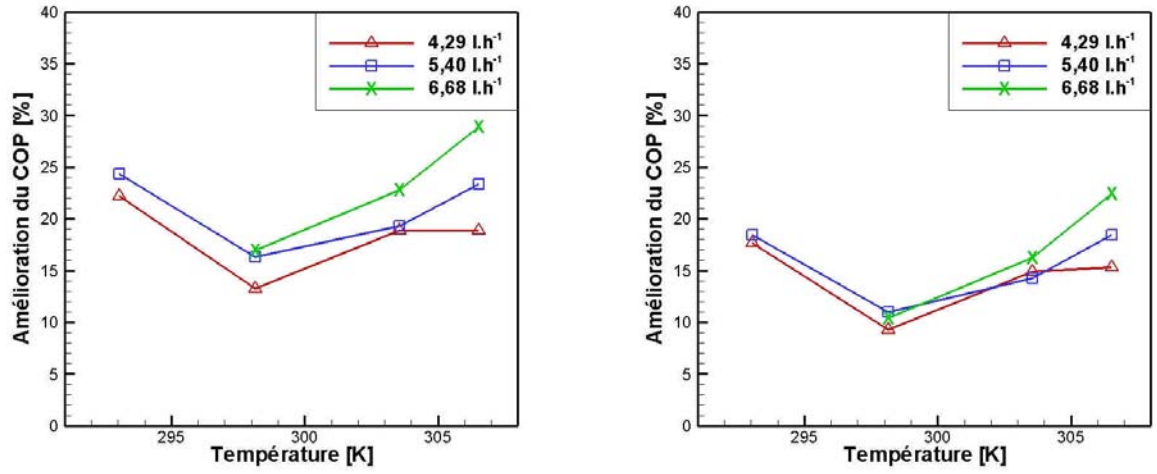
(c) Gain sur la consommation électrique totale de la machine frigorifique

figure 6.27 - Gains d’énergie sur la machine frigorifique

Le gain de puissance frigorifique avec la brumisation est stable avec la température de l'air. Cette relative constance est liée à la diminution de la température de condensation qui est du même ordre de grandeur pour chaque cas étudié. Ce gain est ainsi compris entre 5,5 et 8,0 %. La diminution de la pression de condensation entraîne une baisse importante de la consommation électrique du compresseur. Cette baisse est variable et comprise entre 10 et 26 % de sa consommation sans brumisation. L'augmentation du gain sur la consommation du compresseur à 293 K (par rapport à 298 K) provient de la baisse plus importante de la température de condensation causée par l'évolution des différents paramètres vus dans cette section.

Le gain obtenu au compresseur améliore ainsi la consommation électrique totale de la machine frigorifique de 7 à 17 %.

Pour évaluer l'amélioration globale de la machine frigorifique et plus largement du système étudié, on représente sur la figure 6.28 le COP calculé avec et sans la prise en compte de la consommation de la pompe de brumisation. L'amélioration du COP augmente avec la température d'entrée de l'air (sauf à 293 K) et avec le débit d'eau brumisée. Cette augmentation est comprise entre 13,5 et 29 %. On constate avec la prise en compte de la pompe que l'amélioration du COP diminue d'environ 4 à 6 %. On s'aperçoit également que pour certaines températures le gain de puissance obtenue en augmentant le débit de brumisation est plus faible que la consommation électrique supplémentaire nécessaire au fonctionnement de la pompe de brumisation.



(a) Sans pompe (b) Avec pompe

figure 6.28 - Gains d'énergie sur la machine frigorifique

En conclusion, cette étude a mis en évidence l'intérêt de la brumisation des condenseurs à air des machines frigorifiques. On confirme que plus la température est élevée et l'humidité relative basse, plus l'amélioration du coefficient de performance apportée par la brumisation est importante. Le choix de la pompe de brumisation joue un rôle important car sa consommation électrique réduit le gain d'énergie obtenu sur la machine frigorifique. Dans notre cas avec une pompe surdimensionnée, l'amélioration du COP diminue d'environ 4 à 6 %. On montre également dans cette étude qu'à la sortie du condenseur entre 62 et 86 % de l'eau brumisée s'est évaporée. Cette valeur est certainement sous-estimée car elle ne prend pas en compte l'eau qui peut s'évaporer sans entrer en contact avec le condenseur, comme pour l'échangeur du pilote (chapitre 5).

6.4 Comparaison numérique/expérimental

Dans cette section nous allons comparer les résultats expérimentaux aux résultats numériques obtenus dans les mêmes conditions de température, d'humidité et de débit d'air avec et sans brumisation. Pour effectuer ces comparaisons les caractéristiques géométriques du condenseur sont implémentées dans le code de calcul ainsi que le débit volumétrique et le rendement effectif du compresseur. Rappelons également que la température d'évaporation et les valeurs de surchauffe et de sous refroidissement du fluide frigorigène doivent être données. Ainsi le code va calculer les transferts thermiques entre le fluide frigorigène et l'air et rechercher la température de condensation qui permet d'obtenir la valeur de sous refroidissement imposée en sortie de condenseur.

6.4.1 Comparaison sans brumisation

Dans le chapitre 5, les comparaisons numérique/expérimental des échanges thermiques dans un échangeur air/eau ont mis en évidence la validité du code et plus particulièrement en ce qui concerne les échanges convectifs entre l'air et les ailettes. On cherche dans cette section en réalisant des comparaisons sans brumisation à valider le code pour des échanges thermiques entre l'air et un fluide frigorigène (R410a). Pour réaliser ces comparaisons, 4 grandeurs vont être comparées :

- la température du fluide frigorigène à l'entrée du condenseur
- la température de condensation
- la température de l'air en sortie du condenseur
- la puissance échangée au condenseur

Exemple de résultat numérique

La figure 6.29 présente un exemple de résultat obtenu numériquement pour notre machine frigorifique avec une température d'entrée de l'air de 298 K. On représente l'évolution de la température du fluide frigorigène en fonction de sa position dans le condenseur. Cette position est adimensionnée par rapport à sa longueur totale. Le condenseur étant composé de deux nappes, une limite est tracée pour les distinguer.

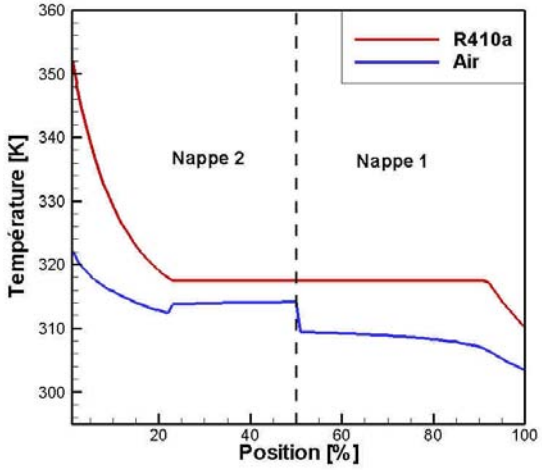


figure 6.29 - Température du fluide frigorigène et de l'air (après transfert de chaleur) en fonction de la position du fluide frigorigène dans le condenseur

L'air entre dans le condenseur par la nappe 1 avec une température de 298 K et en ressort par la nappe 2. Le fluide frigorigène entre dans le condenseur par la nappe 2 avec une température de 356 K. On distingue sur cette figure très clairement les 3 zones d'échanges thermiques caractérisant le condenseur :

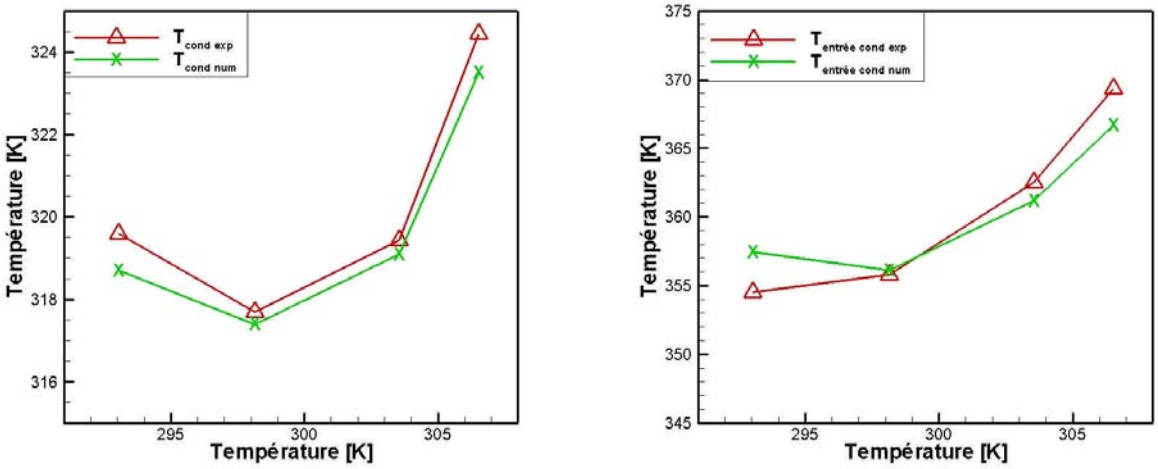
-Entre 0 et 20 %, le fluide frigorigène est en désurchauffe
-Entre 20 et 92 %, le fluide frigorigène se condense
-Entre 0 et 20 %, le fluide frigorigène est en sous refroidissement

L'air entre dans la nappe 1 avec une température 298 K et en ressort avec une température comprise entre 303 et 309 K. Puis il entre dans la nappe 2 et en ressort à une température comprise entre 313 et 321 K.

On constate qu'au passage dans les zones de désurchauffe et de sous-refroidissement, la température de l'air est plus faible. En effet, le fluide frigorigène monophasique a un coefficient de convection plus faible qu'en diphasique. Le transfert thermique et l'augmentation de la température de l'air sont alors plus faibles.

Comparaison numérique/expérimental

La figure 6.30 présente la température du fluide frigorigène à l'entrée du condenseur et la température de condensation en fonction de la température de l'air à l'entrée de la veine. On constate que les températures obtenues numériquement concordent avec les résultats expérimentaux. La température de condensation et la température à l'entrée du condenseur sont données respectivement avec un écart maximal de 0,9 K et 2,9 K à 293 K. L'augmentation de température du fluide frigorigène au passage du compresseur étant de l'ordre de 70 à 90 K, l'erreur commise est alors inférieure à 3 %. Le résultat sur la température du fluide frigorigène à l'entrée du condenseur montre que la compression est bien modélisée par le code. En effet, pour des caractéristiques de fluide identiques à l'aspiration du compresseur et dans le condenseur, la température obtenue au refoulement du compresseur est semblable numériquement et expérimentalement. Pour confirmer la validité du code, regardons la température de l'air en sortie du condenseur et la puissance échangée.



(a) Température de condensation (b) Température entrée condenseur

figure 6.30 - Température d'entrée dans le condenseur et de condensation du fluide frigorigène en fonction de la température d'entrée de l'air

La figure 6.31 présente la puissance échangée entre l'air et le fluide frigorigène en fonction de la température. Les résultats numériques et expérimentaux sont très proches pour les quatre températures étudiées. On remarque à 293 K un écart entre la puissance mesurée côté frigorigène et la valeur numérique d'environ 3 %. Cet écart est inférieur à l'incertitude de mesure.

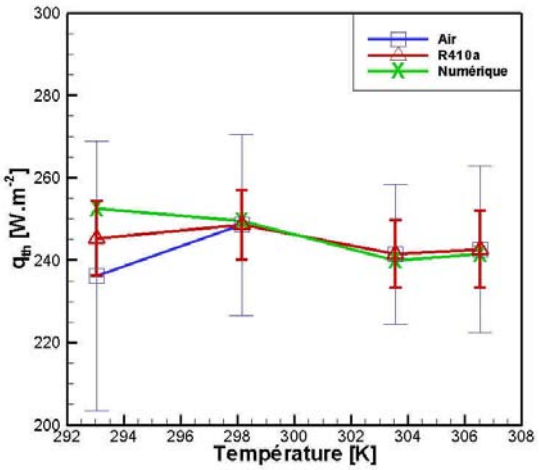


figure 6.31 - Puissance échangée entre l'air et le fluide frigorigène

La figure 6.32 présente la température de l'air résultant du transfert thermique dans le condenseur. On représente également sur la figure la température de l'air à l'entrée du condenseur pour évaluer l'augmentation de température après avoir traversé le condenseur. Les résultats numériques et expérimentaux concordent très bien, l'écart obtenu sur l'augmentation de la température est inférieur à 3 %.

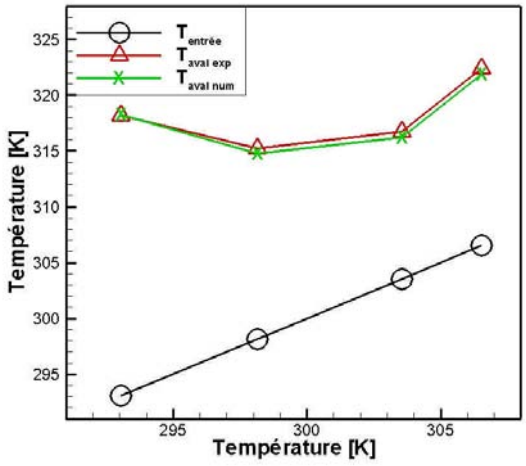


figure 6.32 - Température de l'air à la sortie du condenseur

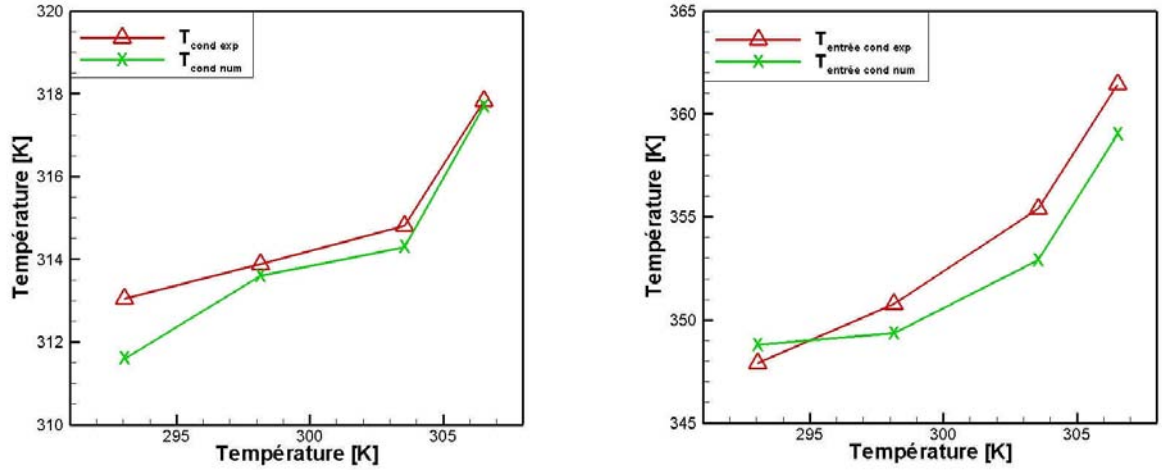
Cette comparaison des résultats valide le code de calcul sans brumisation. La phase de compression dans le condenseur, le coefficient de convection du fluide frigorigène dans le tube et le transfert de chaleur à l'air lors du passage dans les deux nappes sont donc correctement prédits.

6.4.2 Comparaison avec brumisation

Nous comparons à présent les résultats numériques et expérimentaux obtenus pour un débit de brumisation de 5,40 $l.h^{-1}$. L'étude numérique réalisée dans le chapitre 5 a montré que le code prédisait correctement les phénomènes liés à l'évaporation des gouttes qui impactent l'échangeur. La comparaison réalisée dans cette section va permettre de valider les hypothèses faites sur le taux de captation. Rappelons que dans cette étude, la valeur du taux de captation a été prise identique à celle déterminée sur l'échangeur du pilote, qui possède des caractéristiques géométriques différentes. De plus on a supposé que le taux de captation était de 30 % au passage de chaque nappe du condenseur, soit un taux de captation global de 51 %. Pour valider ces hypothèses, on compare les mêmes grandeurs que celles étudiées précédemment.

Comparaison avec un débit de brumisation de 5,40 $l.h^{-1}$

La figure 6.33 présente la température du fluide frigorigène à l'entrée du condenseur et la température de condensation en fonction de la température de l'air à l'entrée de la veine. On constate que les températures obtenues numériquement concordent avec les résultats expérimentaux. La température de condensation et la température à l'entrée du condenseur sont données respectivement avec un écart maximal de 1,4 K à 293 K et 2,4 K à 306 K. L'augmentation de température du fluide frigorigène lors de la compression étant de l'ordre de 80 K pour la simulation à 306 K, l'erreur commise est alors inférieure à 3 %.



(a) Température de condensation (b) Température entrée condenseur

figure 6.33 - Température d'entrée dans le condenseur et de condensation du fluide frigorigène en fonction de la température d'entrée de l'air

La figure 6.34 présente la puissance échangée entre l'air et le fluide frigorigène en fonction de la température. Les résultats numériques et expérimentaux sont comme pour le cas sans brumisation très proches pour les quatre températures étudiées. L'écart de puissance entre la valeur numérique et celle déterminée côté fluide frigorigène évolue avec la température et passe ainsi de 2 % à 0,5 %.

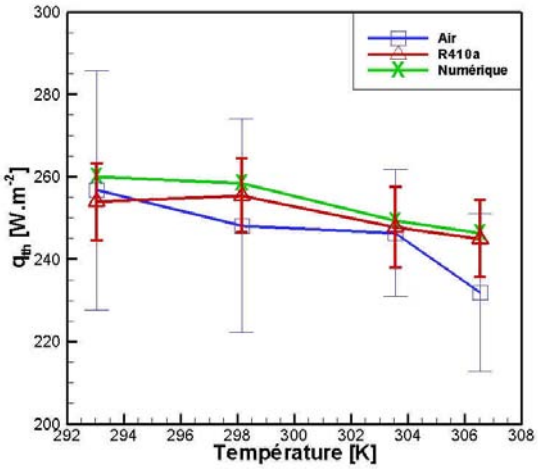


figure 6.34 - Puissance échangée entre l'air et le fluide frigorigène

La figure 6.35 présente la température de l'air résultant du transfert thermique dans le condenseur. On représente également sur la figure la température d'entrée et la température amont de l'air pour évaluer l'augmentation de température au passage dans le condenseur. Les résultats numériques et expérimentaux concordent très bien, l'écart obtenu sur l'augmentation de la température est inférieur à 3 %.

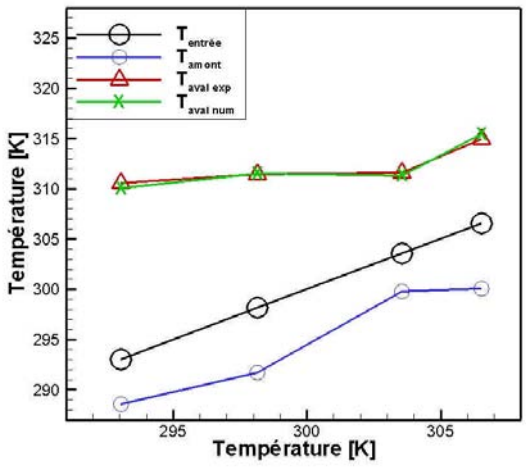
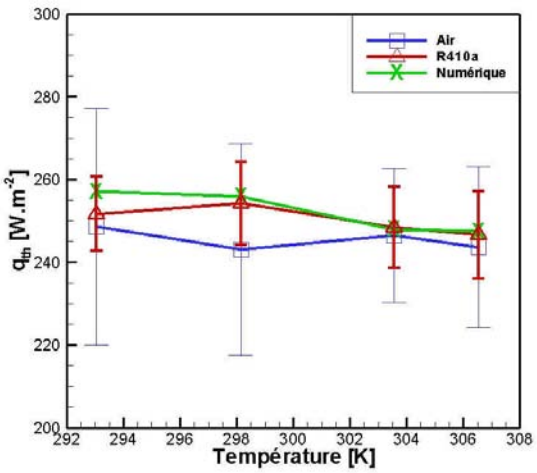
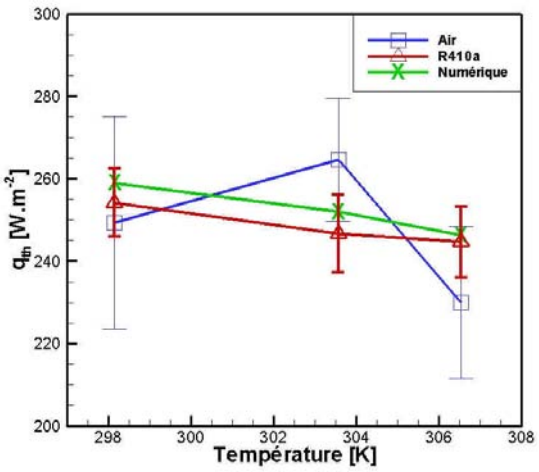


figure 6.35 - Température de l'air en entrée et en amont et en aval du condenseur

Des simulations ont également été faites pour des débits de brumisation de 4,29 et 6,68 l h^{-1}, les résultats obtenus donnent des tendances proches de celles observées précédemment. Ainsi, on ne représente sur la figure 6.36 que la comparaison des puissances échangées pour illustrer ces résultats. L'écart de puissance entre la valeur numérique et celle déterminée côté fluide frigorigène pour les deux débits de brumisation ne dépasse pas 2,2 % sur l'ensemble des points comparés.



(a) Débit d'eau brumisée : 4,29 l.h^{-1}



(a) Débit d'eau brumisée : 6,68 l.h^{-1}

figure 6.36 - Puissance échangée entre l'air et le fluide frigorigène

On peut conclure de ces comparaisons que le code de calcul est validé. Il permet pour une température d'air donnée et en connaissant les propriétés du fluide à l'aspiration du compresseur et en sortie du condenseur de modéliser l'ensemble du cycle thermodynamique du fluide frigorigène.

Conclusion et perspectives

Le travail de recherche présenté ici a été réalisé dans le cadre global de réduction de la consommation d'énergie, et a porté plus particulièrement sur l'amélioration des performances énergétiques des machines frigorifiques. Pour atteindre cet objectif, un travail a été entrepris sur l'intensification des transferts thermiques au niveau des condenseurs. Une étude expérimentale et numérique a été réalisée sur la caractérisation et l'optimisation de la brumisation des condenseurs à air. Ce système, basé principalement sur le refroidissement de l'air par évaporation d'un spray, a fait l'objet d'une étude préliminaire au Cemagref qui a montré, dans des conditions optimales, que le COP d'une machine frigorifique pouvait être amélioré théoriquement jusqu'à 55 %. Pour tenter de se rapprocher au maximum de ce gain théorique, nous avons cherché à comprendre les phénomènes mis en jeu et à optimiser la brumisation en amont d'un système frigorifique. Le critère d'optimisation qui a été retenu est l'obtention de la meilleure efficacité énergétique possible tout en consommant le minimum d'eau.
Les principaux moyens matériels et numériques utilisés pour atteindre cet objectif ont été les suivants :

- un pilote expérimental pour caractériser l'évaporation des sprays et les transferts thermiques sur un simple échangeur ;
- un code numérique pour étudier le comportement d'un spray dans l'air ;
- un code pour modéliser une machine frigorifique ;
- une machine frigorifique pour évaluer le gain énergétique.

Pour comprendre les mécanismes liés aux sprays et développer une stratégie de brumisation, un code numérique initialement développé au LEMTA a été utilisé. Ce code, simulant le comportement d'un spray dans un écoulement d'air en 3D à partir du couplage d'un modèle eulérien et d'un modèle lagrangien, a été adapté à la configuration rencontrée pour les condenseurs. Une étude numérique a ainsi été menée pour déterminer la stratégie de brumisation la mieux adaptée pour optimiser l'évaporation du spray. Plusieurs tailles de gouttes et deux orientations de spray (co-courant et contre courant) ont été comparées. Les résultats ont montré que l'injection d'eau à contre-courant de l'écoulement d'air avec une taille de goutte inférieure à 25 µm était la méthode la plus efficace pour abaisser la température de l'air en amont d'un condenseur. En effet, l'injection à contre-courant permet d'une part de couvrir une surface en spray beaucoup plus importante qu'à co-courant et d'autre part d'augmenter considérablement le temps de séjour des gouttes composant le spray dans l'air. De plus l'utilisation de gouttes de faible diamètre (inférieur à 25 µm) permet d'augmenter la surface d'échange eau/air tout en conservant une dispersion spatiale satisfaisante.

Expérimentalement, nous avons caractérisé en terme de granulométrie, des buses possédant les caractéristiques déterminées numériquement pour les utiliser dans notre

installation. Plusieurs technologies de buses ont été choisies et étudiées : une buse pneumatique, une buse hydraulique "basse pression" et une buse hydraulique "haute pression". Ces buses ont été sélectionnées selon leurs débits d'eau brumisée. L'étude sur la granulométrie des sprays a été réalisée avec un anémomètre à phase Doppler (PDA) au LEMTA et un granulomètre diffusif au Cemagref. Les mesures ont montré que seules les buses pneumatique et hydraulique "haute pression" produisent des sprays dont le diamètre de Sauter est inférieur à 25 µm. Une étude expérimentale complémentaire a ensuite été réalisée pour finaliser le choix.

Cette étude a été réalisée dans la veine du pilote expérimental. Elle consiste à évaluer l'abaissement de température de l'air en écoulement suite à l'évaporation du spray. La réalisation de ces mesures dans un air chargé d'eau, dans un plan perpendiculaire à l'écoulement d'air, a nécessité l'adaptation d'un capteur de température et d'humidité à ces conditions. Les mesures, menées à co-courant et à contre-courant pour les trois buses ont montré que la plus grande efficacité de refroidissement de l'air est obtenue à contre-courant avec la buse pneumatique. Cependant, la dynamique du spray issue de cette buse ne permet pas son application industrielle. Les résultats de la buse hydraulique "haute pression" ayant également montré une bonne efficacité, le choix s'est porté sur cette dernière.

Une étude paramétrique sur l'abaissement de température de l'air a ensuite été réalisée avec la buse sélectionnée. Les principaux paramètres étudiés sont, la distance parcourue par le spray, le débit d'air et le débit de brumisation. Cette étude a montré que le spray s'évapore majoritairement dans la zone où il remonte le courant. En effet, les mesures réalisées en aval du point d'injection ont indiqué que la température moyenne de l'air reste quasi constante avec la distance. On a également déterminé la surface frontale d'air refroidi par le spray et la température moyenne en fonction du débit d'air et du débit de brumisation. Ainsi, ces mesures ont permis de définir la position et le débit optimal à employer pour un écoulement d'air donné.

Après avoir choisi la buse et défini la stratégie de brumisation, des études expérimentales sur l'échangeur de chaleur du pilote ont été menées afin de comprendre les mécanismes de transferts thermiques entre un écoulement d'air chargé en gouttelettes d'eau et un échangeur. Tout d'abord, nous avons déterminé la proportion du spray impactant l'échangeur par rapport à la quantité y entrant. L'étude a consisté à brumiser le spray dans la direction de l'échangeur et à déterminer la quantité d'eau brumisée et la quantité impactant l'échangeur, permettant alors d'estimer un taux de captation. Les mesures ont été réalisées avec une humidité relative de 85 % pour limiter l'évaporation du spray. Ce taux de captation a également été confirmé par une étude réalisée avec le logiciel FLUENT. Il est de l'ordre de 30 % dans les conditions étudiés ici

Ayant défini les caractéristiques du spray et son comportement au passage d'un échangeur, nous avons quantifié l'amélioration des transferts thermiques obtenus grâce à la brumisation. Ainsi, le pilote a été instrumenté de façon à contrôler et évaluer tous les paramètres des fluides y circulant : températures, humidités et débits. Des mesures sans brumisation ont permis de déterminer l'évolution de la puissance avec l'augmentation de la température et ont été confrontées à celles obtenues avec brumisation dans les mêmes conditions de température et d'humidité afin de montrer l'amélioration des transferts thermiques. Ces derniers peuvent dans certaines conditions être augmentés de 300 %. Les bilans massiques et thermiques réalisés à partir de ces mesures ont montré la contribution de la captation des gouttes par l'échangeur sur le transfert thermique.

Ces expériences ont fait l'objet d'une étude numérique comparative avec le modèle simulant les transferts de chaleur au niveau d'un condenseur entre un fluide frigorigène et un écoulement d'air chargé de gouttelettes d'eau. Les transferts thermiques, décrits à partir des résistances thermiques de conduction et de convection associées à la géométrie des condenseurs à air, ont intégré la captation des gouttes sur les ailettes. De plus un bilan massique a été mis en place pour prendre en compte l'évaporation de l'eau dans l'air. Les résultats numériques obtenus ont montré une très bonne concordance avec les valeurs expérimentales. Ces comparaisons ont permis ainsi de valider le calcul de puissance au niveau de l'échangeur et plus particulièrement de confirmer la détermination du taux de captation.

Ensuite pour évaluer le gain réel sur une machine frigorifique, un système de brumisation a été installé sur un condenseur d'une installation frigorifique. L'instrumentation associée est la même que pour le pilote et des capteurs supplémentaires ont été installés en différents points du cycle frigorifique pour en étudier les caractéristiques. Les mesures réalisées pour plusieurs conditions de température et d'humidité ont ainsi montré une amélioration du COP de la machine frigorifique comprise entre 13,5 et 29 %. Cependant la prise en compte de la consommation électrique du système de brumisation ramène ce gain à des valeurs autour de 10 à 22 %. Ces résultats ont également fait l'objet de comparaisons numériques et ont mis en évidence la capacité du code à prédire les échanges thermiques au condenseur d'une machine frigorifique pour des conditions de température d'air données.

Ainsi, ces études ont montré la diminution de la consommation électrique globale et l'augmentation de la puissance frigorifique que l'on peut obtenir en brumisant les condenseurs à air des machines frigorifiques tout en limitant l'utilisation d'eau. Il est important de signaler qu'en dehors d'un seul cas particulier (température 293 K, humidité 55 % avec une pression d'alimentation de 80 bar) aucun ruissellement ou autre accumulation d'eau liquide n'a été observé. L'eau brumisée est évaporée dans l'air ou au contact de l'échangeur, ne posant pas de problème d'eau stagnante ou de transport de bactéries.

A titre de perspectives, plusieurs points peuvent encore être étudiés pour augmenter les gains d'énergie obtenus :

- prendre en compte l'influence de l'échangeur sur la modification de l'écoulement d'air et de la dispersion du spray (obstacle, recirculation,…)
- optimiser la quantité d'eau brumisée en utilisant plusieurs rampes de buses permettant de réduire fortement le débit d'eau lorsque l'humidité est relativement élevée
- définir les effets sur la dynamique de dispersion et d'évaporation lié à l'utilisation de plusieurs sprays brumisés côte à côte (interaction entre jets, optimisation de la position des buses)
- adapter la régulation (débit d'air, température de condensation) des machines frigorifiques à la brumisation
- utiliser un système de brumisation moins gourmand en énergie (pompe ou buses plus adaptées).

Un autre aspect peut-être développé avec l'utilisation de la brumisation. Il concerne le dimensionnement des machines frigorifiques. En effet celles-ci sont volontairement sur-dimensionnées afin d'éviter les risques de dysfonctionnement et d'assurer une puissance de réfrigération suffisante lorsque la température ambiante est élevée. Avec la brumisation des condenseurs, ce surdimensionnement peut être évité permettant ainsi de faire un gain

énergétique supplémentaire et de réduire la quantité de fluide frigorigène, qui rappelons-le, est un gaz à effet de serre.

Enfin pour évaluer le réel gain énergétique et environnemental, il sera nécessaire d'effectuer une analyse de cycle de vie.

Liste des figures

figure 1 - Principe d'une machine frigorifique mono-étagée 2
figure 2 - Impact de la brumisation sur les propriétés de l'air 5
figure 3 - Spectre des différentes tailles de particules selon [Jones et Nolan; 1995] 6
figure 4 - Schéma de principe de la brumisation d'un condenseur à air. 6
figure 5 - Impact de la brumisation du condenseur à air sur le cycle frigorifique dans un diagramme de Mollier.[Youbi-Idrissi *et al*., 2007] 7
figure 6 - Schéma du pilote 9
figure 1.1 - Evolution du coefficient de traînée en fonction du nombre de Reynolds 23
figure 1.2 - Phénomène d'évaporation autour d'une goutte 24
figure 1.3 - Influence du choix du modèle de conduction sur l'évolution de la température de la goutte en évaporation (conditions à t = 0, T_f =293 K, T_p =293 K, V_{fx} = 2 m.s^{-1}, V_{px} =50 m.s^{-1}) 28
figure 1.4 - Évolution du nombre de Biot lors de l'évaporation d'une goutte (conditions à t = 0 : T_f=293 K, T_p=293 K, V_{fx}= 2 m/s, V_{px}=50 m/s) 28
figure 1.5 - Temps de relaxation durant l'évaporation d'une goutte 32
figure 1.6 - Évolution de la vitesse de chute libre au cours du temps pour des tailles de gouttes de 67, 101 et 157 µm 33
figure 1.7 - Évolution de la vitesse de chute libre en fonction de la hauteur pour des tailles de gouttes de 270, 400, 440, 550 et 650 µm 33
figure 1.8 - Comparaison de la température d'équilibre des gouttes et de la température humide 34
figure 1.9 - Evolution du temps d'évaporation et de la distance parcourue en fonction du diamètre des gouttes et de l'humidité relative de l'air avec à t=0 : T_p = T_f =293 K 35
figure 1.10 - Evolution du temps d'évaporation et de la distance parcourue en fonction du diamètre des gouttes et de l'humidité relative de l'air avec à t=0 : T_p = T_f =308 K 36
figure 1.11 - Evolution du temps d'évaporation d'une goutte de 25 µm par rapport à sa température initiale 37
figure 1.12 - Algorithme du code de calcul MIRABELLES 44
figure 1.13 - Schéma du pilote expérimental 45
figure 1.14 - Représentation de la position de la buse dans le maillage du plan XY 46
figure 1.15 - Représentation de la position de la buse dans le maillage du plan YZ 46
figure 1.16 - Représentation de la position des axes de contrôle dans le maillage 47
figure 1.17 - Températures sur les 3 axes de comparaison situés dans la veine 48
figure 1.18 - Résultats des simulations effectuées avec l'algorithme SIMPLE 49
figure 1.19 - Résultats des simulations effectuées avec l'algorithme SIMPLER 49
figure 1.20 - Représentation schématique de la parallélisation de la simulation lagrangienne 51
figure 1.21 - Représentation schématique du découpage du maillage entre les processeurs ... 51
figure 1.22 - Représentation schématique de la parallélisation de la simulation eulérienne ... 52

figure 1.23 - Comparaison de la température sur un axe pour une simulation avec et sans parallélisation 53
figure 1.24 - Gain de temps en fonction du nombre de processeurs utilisés 53
figure A.1 - Evolution de la capacité calorifique de l'eau liquide en fonction de la température à pression atmosphérique 56
figure A.2 - Evolution de la pression de vapeur saturante en fonction de la température 57
figure A.3 - Evolution de la capacité calorifique de la vapeur d'eau en fonction de la température 60
figure A.4 - Evolution de la chaleur latente de l'eau en fonction de la température 60
figure A.5 - Evolution du coefficient de diffusivité moléculaire de l'eau dans l'air en fonction de la température 61
figure 2.1 - Visualisation en 3 D des trajectoires des gouttes d'eau composant le spray à co-courant 65
figure 2.2 - Champ de température de l'air dans le plan XZ dans l'axe de la buse 66
figure 2.3 - Champ de température de l'air dans le plan YX dans l'axe de la buse 66
figure 2.4 - Champ de température de l'air dans le plan YZ à 1m de la buse 66
figure 2.5 - Champ d'humidité de l'air dans le plannXZ dans l'axe de la buse 67
figure 2.6 - Fraction volumique d'eau liquide dans le plannXZ dans l'axe de la buse 67
figure 2.7 - Température moyenne des gouttes dans le plannXZ dans l'axe de la buse 68
figure 2.8 - Évolution des puissances énergétiques échangées entre l'air, l'eau liquide et la partie évaporée au cours de l'évaporation 68
figure 2.9 - Evolution de la température et du diamètre de la goutte au cours de l'évaporation 69
figure 2.10 - Taille moyenne des gouttes dans le plan XZ dans l'axe de la buse 69
figure 2.11 - Vitesse moyenne des gouttes dans le plannXZ dans l'axe de la buse 70
figure 2.12 - Vitesse de l'air dans le plan YZ en X = 20 cm (en amont de l'injection) 70
figure 2.13 - Vitesse de l'air dans le plannXZ dans l'axe de la buse 71
figure 2.14 - Représentation de la température (à gauche) et de l'humidité (à droite) de l'air dans le plan YZ et un mètre après le point d'injection (en X = 142 cm) 72
figure 2.15 - Représentation du diamètre moyen des gouttes dans le plan YZ en X = 142 cm 73
figure 2.16 - Visualisation en 3 dimensions des trajectoires des gouttes d'eau composant le spray à contre-courant 74
figure 2.17 - Représentation de la température (à gauche) et de l'humidité (à droite) de l'air dans le plan YZ en X = 142 cm 75
figure 3.1 - Schéma d'un échangeur à tubes ailetés 86
figure 3.2 - Représentation d'un élément du système étudié 88
figure 3.3 - Algorithme du code de calcul utilisé pour le pilote 96
figure 3.4 - Algorithme du code de calcul utilisé pour une machine frigorifique 99
figure C.1 - Représentation en pointillé de la partie de l'échangeur simulée 103
figure C.2 - Maillage utilisé dans la zone située autour d'un tube 104
figure C.3 - Représentation de la vitesse de l'air dans le domaine de calcul (en $m.s^{-1}$) 105
figure C.4 - Représentation des trajectoires et des vitesses des gouttes d'eau dans le domaine étudié (en $m.s^{-1}$) 105
figure C.5 - Evolution du taux de captation en fonction de la vitesse initiale et de l'intensité turbulente (a) et en fonction du débit d'eau injecté (b) 106
figure C.6 - Influence de l'échelle intégrale de temps T_L sur le taux de captation (%) 107
figure C.7 - Evolution du taux de captation en fonction de la vitesse de l'écoulement d'air et de la pression d'alimentation des buses à contre-courant 109
figure C.8 - Evolution du taux de captation en fonction de la vitesse de l'écoulement d'air et de la pression d'alimentation des buses à co-courant 109

figure 4.1 - Photographie du pilote 111
figure 4.2 - Photographie de l'échangeur de chaleur 112
figure 4.3 - Photographie de la veine et du ventilateur 113
figure 4.4 - Photographie d'un nid d'abeilles 113
figure 4.5 - Photographie du système de chauffage de l'air 114
figure 4.6 - Évolution de l'écart-type sur la mesure du débit d'eau circulant dans l'échangeur en fonction du débit imposé 116
figure 4.7 - Photographie de la conduite d'air et principe de fonctionnement du débitmètre 117
figure 4.8 - Evolution de l'écart-type du débit d'air en fonction de l'humidité (température constante) (a) et de la température de l'air ambiant (b) 117
figure 4.9 - La balance et le réservoir d'eau 118
figure 4.10 - Représentation de la métrologie utilisée 119
figure 4.11 - Evolution de l'écart-type sur la mesure de température de l'eau circulant dans l'échangeur en fonction du débit imposé 119
figure 4.12 - Photographie d'un thermocouple placé en amont de l'échangeur 120
figure 4.13 - Schéma d'un thermocouple placé en amont de l'échangeur 120
figure 4.14 - Représentation de la position de thermocouples sur une section de la veine en amont et aval de l'échangeur eau/air 121
figure 4.15 - Evolution de l'écart-type des températures en amont de l'échangeur en fonction de l'humidité (température constante) (a) et de la différence de température entre l'écoulement d'air et l'air ambiant (b) 122
figure 4.16 - Evolution de l'écart-type des températures en aval de l'échangeur en fonction de l'humidité (température constante) (a) et de la différence de température entre l'écoulement d'air et l'air ambiant (b) 123
figure 4.17 - Représentation et photographie d'un hygromètre et de sa protection 124
figure 4.18 - Evolution de l'écart-type des humidités relatives mesurées par les 3 hygromètres en fonction de l'humidité (température constante) 124
figure 4.19 - Représentation des grandeurs mesurées et calculées 126
figure 4.20 - Représentation du débit d'eau en fonction de la pression d'alimentation 128
figure 4.21 - Photographie du spray à la sortie de la buse C01 129
figure 4.22 - Photographie du granulomètre Welas 130
figure 4.23 - Principe de fonctionnement du granulomètre Welas 130
figure 4.24 - Principe de fonctionnement du PDA (d'après un document interne de G. Castanet sur les « Techniques basées sur la diffusion élastique de la lumière ») 131
figure 4.25 - Points de mesure dans les sprays délivrés par les buses 131
figure 4.26 - Représentation de la vitesse moyenne du spray en fonction de la distance entre le point de mesure et la buse pour différentes pressions d'alimentation 132
figure 4.27 - Représentation du diamètre moyen en fonction de la pression d'alimentation en eau/air mesuré avec le PDA et le Welas à différentes distances de la buse. 134
figure 4.28 - Représentation du diamètre de Sauter en fonction de la pression d'alimentation en eau/air mesuré avec le PDA et le Welas à différentes distances de la buse. 135
figure 4.29 - Vitesse sur une section de l'écoulement d'air en fonction du débit d'air 137
figure 4.30 - Points de mesure de la température de l'air dans le plan perpendiculaire à l'écoulement 138
figure 4.31 - Température de l'écoulement d'air en fonction de la buse et du sens d'injection du spray 139
figure 4.32 - Évolution de la température de l'écoulement d'air en fonction de la distance entre le point de mesure et le point d'injection du spray 142
figure 4.33 - Evolution de la température de l'écoulement d'air en fonction du débit d'eau et de la distance au point d'injection 144

figure 4.34 - Granulométrie et volume d'eau cumulé au centre du spray mesurée par le PDA à 5acm de la buse 146
figure 4.35 - Température de l'écoulement d'air à une distance de 5 cm en aval du point d'injection..... 146
figure D.1 - Évolution de la température de l'écoulement d'air en fonction du débit et de la distance au point d'injection 150
figure D.2 - Évolution de la température de l'écoulement d'air en fonction du débit et de la distance au point d'injection 152
figure 5.1 - Température et humidité de l'air à l'entrée de la veine..... 156
figure 5.2 - Débit d'air et d'eau à l'entrée du système..... 156
figure 5.3 - Température de l'eau à l'entrée de l'échangeur 156
figure 5.4 - Température et humidité de l'air en amont et en aval de l'échangeur 157
figure 5.5 - Température de l'eau en entrée et en sortie de l'échangeur 158
figure 5.6 - Puissances échangées côté eau et côté air avec et sans brumisation..... 158
figure 5.7 - Influence des gouttes captées par l'échangeur sur la puissance..... 159
figure 5.8 - Influence de l'abaissement de température sur la puissance..... 159
figure 5.9 - Influence du débit d'eau brumisée sur la puissance échangée 160
figure 5.10 - Température de l'air en amont de l'échangeur et contribution de l'impact des gouttes et de l'abaissement de température sur l'amélioration du transfert thermique..... 161
figure 5.11 - Fraction d'eau évaporée en fonction du débit de brumistion 161
figure 5.12 - Influence de la température de l'air sur la puissance échangée 162
figure 5.13 - Influence de la température d'entrée de l'air sur les températures de l'air et de l'eau en sortie de l'échangeur..... 163
figure 5.14 - Influence du débit d'eau brumisée et de la température initiale de l'air à l'entrée de l'échangeur sur la température amont 163
figure 5.15 - Proportion d'eau évaporée à l'entrée et en sortie de l'échangeur en fonction de la température..... 164
figure 5.16 - Évolution de la puissance calculée côté air et côté eau en fonction de la température d'entrée de l'air et du débit de brumisation 165
figure 5.17 - Contribution de l'impact des gouttes et de l'abaissement de température sur l'amélioration du transfert thermique..... 166
figure 5.18 - Intensification des échanges thermiques en fonction du débit d'eau brumisée et de la température d'entrée de l'air..... 166
figure 5.19 - Puissance échangée au niveau de l'échangeur en fonction de la température d'entrée de l'air 167
figure 5.20 - Influence de la température d'entrée de l'air sur les températures de l'air et de l'eau en sortie de l'échangeur..... 168
figure 5.21 - Puissance échangée en fonction de la température d'entrée de l'air et du débit de brumisation..... 169
figure 5.22 - Influence de la température d'entrée de l'air et du débit de brumisation sur les températures de l'air et de l'eau en sortie de l'échangeur..... 170
figure 5.23 - Proportion d'eau évaporée à l'entrée et en sortie de l'échangeur en fonction de la température..... 171
figure 6.1 - Schéma du dispositif expérimental..... 173
figure 6.2 - Schéma de la machine frigorifique et de son instrumentation 174
figure 6.3 - Schéma du circuit « source froide » et de son instrumentation..... 175
figure 6.4 - Schéma du circuit « puit chaud » et de son instrumentation..... 176
figure 6.5 - Photographie de la veine et de la disposition des thermocouples en amont du condenseur..... 177
figure 6.6 - Vitesses d'air à l'entrée de la veine..... 177

figure 6.7 - Température et humidité de l'air à l'entrée de la veine 180
figure 6.8 - Température et humidité en amont et en aval de l'échangeur 181
figure 6.9 - Débit d'air à l'entrée du système 181
figure 6.10 - Température et pression de condensation 182
figure 6.11 - Puissances échangées au condenseur 182
figure 6.12 - Température et pression d'évaporation 183
figure 6.13 - Puissances échangées à l'évaporateur 183
figure 6.14 - Puissance électrique consommée par le compresseur 184
figure 6.15 - Évolution du débit d'air et de l'abaissement de température en amont du condenseur en fonction du débit de brumisation 185
figure 6.16 - Fraction d'eau évaporée en fonction du débit de brumistion 185
figure 6.17 - Évolution des propriétés du fluide frigorigène et de la puissance échangée au condenseur 186
figure 6.18 - Représentation du cycle frigorigène sur le diagramme de Mollier 186
figure 6.19 - Gains d'énergie sur la machine frigorifique 187
figure 6.20 - Amélioration du COP en fonction du débit de brumisation 188
figure 6.21 - Débit d'air, température et pression de condensation en fonction de la température de l'air 189
figure 6.22 - Puissance échangées au condenseur en fonction de la température de l'air 189
figure 6.23 - Puissance frigorifique et consommations électriques en fonction de la température de l'air 190
figure 6.24 - Évolution du débit d'air et de l'abaissement de température en amont du condenseur en fonction du débit de brumisation 190
figure 6.25 - Fraction d'eau évaporée à la sortie du condenseur en fonction du débit de brumisation 191
figure 6.26 - Température et pression de condensation en fonction de la température 192
figure 6.27 - Gains d'énergie sur la machine frigorifique 192
figure 6.28 - Gains d'énergie sur la machine frigorifique 193
figure 6.29 - Température du fluide frigorigène et de l'air (après transfert de chaleur) en fonction de la position du fluide frigorigène dans le condenseur 194
figure 6.30 - Température d'entrée dans le condenseur et de condensation du fluide frigorigène en fonction de la température d'entrée de l'air 195
figure 6.31 - Puissance échangée entre l'air et le fluide frigorigène 196
figure 6.32 - Température de l'air à la sortie du condenseur 196
figure 6.33 - Température d'entrée dans le condenseur et de condensation du fluide frigorigène en fonction de la température d'entrée de l'air 197
figure 6.34 - Puissance échangée entre l'air et le fluide frigorigène 198
figure 6.35 - Température de l'air en entrée et en amont et en aval du condenseur 198
figure 6.36 - Puissance échangée entre l'air et le fluide frigorigène 199

Liste des tableaux

tableau 1.1 - Simulations réalisées avec l'algorithme SIMPLE 48
tableau 1.2 - Simulations réalisées avec l'algorithme SIMPLER..... 48
tableau A.1 - Valeurs des variables *I*, *J* et *n*..... 56
tableau A.2 - Valeurs des variables *ai*..... 58
tableau A.3 - Evolution de la chaleur latente de l'eau en fonction de la température..... 59
tableau A.4 - Evolution de la chaleur latente de l'eau en fonction de la température..... 59
tableau 2.1 - Propriétés de l'air entrant dans le système étudié 64
tableau 2.2 - Propriétés de l'air entrant dans le système étudié 64
tableau 2.3 - Récapitulatif des résultats obtenus à co-courant 74
tableau 2.4 - Récapitulatif des résultats obtenus à contre-courant 76
tableau B.1 - Valeurs des variables *ai*..... 102
tableau 4.1 - Incertitudes et gammes d'utilisation des différents appareils de mesure..... 125
tableau 4.2 - Caractéristiques des buses pour une valeur de débit de 1,4 $l.h^{-1}$ 136
tableau 4.3 - Propriétés d'entrée de l'air et du spray..... 138
tableau 4.4 - Récapitulatif des résultats..... 141
tableau 4.5 - Propriétés d'entrée de l'air et du spray..... 141
tableau 4.6 - Récapitulatif des résultats..... 142
tableau 4.7 - Propriétés d'entrée de l'air et du spray..... 143
tableau 4.8 - Récapitulatif des résultats..... 143
tableau 4.9 - Température moyenne de l'écoulement d'air en fonction de la distance entre la section de mesure et le point d'injection du spray 147
tableau D.1 - Propriétés d'entrée de l'air et du spray..... 149
tableau D.2 - Récapitulatif des résultats..... 149
tableau D.3 - Propriétés d'entrée de l'air et du spray..... 151
tableau D.4 - Récapitulatif des résultats..... 151
tableau 5.1 - Conditions expérimentales 153
tableau 6.1 - Incertitude et gamme d'utilisation des différents appareils de mesure..... 178
tableau 6.2 - Conditions expérimentales 179

Références

[Abramzon et Sirignano, 1989] Abramzon, B. et Sirignano, W. A. (1989). "Droplet vaporisation model for spray combustion calculations." International Journal of Heat and Mass Transfer, 32(9): 1605-1618.

[Aihara, 1990] Aihara, T. (1990). "Augmentation of convective heat transfer by gas-liquid mist." ASME IHTC Jerusalem, KN-29 : 445-461.

[Allais, 1997] Allais, I. (1997). "Transferts thermiques au cours de la réfrigération avec brumisation d'un empilement de denrées alimentaire." Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure des Industries Agricoles et Alimentaire, France, Massy.

[Basilico, 1979] Basilico, C. (1979). "Etude du transfert convectif entre un cylindre chauffé et un écoulement d'air chargé de gouttelettes d'eau." Thèse de doctorat de l'institut national polytechnique de Lorraine, France, Nancy.

[Béard, 1994] Béard, P. (1994). "Modélisation lagrangienne de la dispersion et de l'évaporation de gouttes dans un écoulement turbulent instationnaire." Thèse de Doctorat, École Nationale Supérieure de l'Aéronautique et de l'Espace de Toulouse, France.

[Belarbi *et al*., 2006] Belarbi, R., Ghiaus, C. *et al*. (2006). "Modeling of water spray evaporation: Application to passive cooling of buildings." Solar Energy, 80(12): 1540-1552.

[Berlemont *et al*., 1995] Berlemont, A., Grancher, M. S. *et al*. (1995). "Heat and mass transfer coupling between vaporizing droplets and turbulence using a lagrangian approach." International Journal of Heat and Mass Transfer, 38(16): 3023-3034.

[Boulet et Moisette, 2002] Boulet, P. et Moisette, S. (2002). "Influence of the particle-turbulence modulation modelling in the simulation of a non-isothermal gas-solid flow." Int. J. Heat Mass Transfer, 45(20) :4201–4216.

[Burry et Bergeles, 1993] Burry, D. et Bergeles, G. (1993). "Dispersion of particles in anisotropic turbulent flows." Int. J. Multiphase Flow, 19(4) : 651–664.

[Chang, 1998] Chang, Z. (1998). "Étude des collisions interparticulaires en écoulement turbulent isotrope et anisotrope par une approche lagrangienne à plusieurs trajectoires simultanées." Thèse de Doctorat, Faculté des Sciences de l'université de Rouen, France.

[Collin, 2006] Collin, A. (2006). "Transferts de chaleur couplés rayonnement - conduction - convection. Application à des rideaux d'eau soumis à une intense source radiative." Université Henry Poincaré - Nancy I, France.

[Coulomb, 2005] Coulomb, D. (2005). "IIR listing of refrigeration research properties." Int. J. Refrig. 28:973-6.

[Crowe, 2000] Crowe, C. T. (2000). "On models for turbulence modulation in fluid-particle flows." Int. J. Multiphase Flow, 26(5) :719–727.

[Crowe et Gilandt, 1998] Crowe, C. T. et Gilandt, I. (1998). "Turbulence modulation of fluidparticule flows - a basic approach." ICMF'98, 3rd Int Conf Multiphase Flow, Lyon - France. Paper No 337.

[Dreyer *et al*., 1992] Dreyer ,A. A., Kriel, D. E. et Erens P. J. (1992). "Analysis of spray cooled finned tube heat exchangers." Heat Transf. Eng., 13:53-71

[Faeth, 1977] Faeth, G. M. (1977). "Current status of droplet and liquid combustion." Progress in Energy and Combustion Science, 3(4): 191-224.

[Fan et Zhu, 1998] Fan, L. et Zhu, C. (1998). "Principles of gas-solid flows." Cambridge University Press: 499-539.

[Grancher, 1990] Grancher, M. S. (1990). "Simulation de l'évaporation de gouttelettes en écoulement turbulent suivant une approche lagrangienne." Thèse de Doctorat, Université de Rouen, France.

[Guella *et al*., 2008] Guella, S., Alexandrova, S. *et al*. (2008). "Evaporation d'une gouttelette en chute libre dans l'air." International Journal of Thermal Sciences, 47(7): 886-898.

[GUM, 1993] Guide to the expression of uncertainty in measurement (GUM), ISO, 1993. Version française en 1995.

[Hajidavalloo et Eghtedari, 2010]. Hajidavalloo E., et Eghtedari H. (2010). "Performance improvement of air-cooled refrigeration system by using evaporatively cooled air condenser." Int J Refrigeration, 33:982–988.

[Hosoz et Kilicarslan, 2004] Hosoz, M. et Kilicarslan, A. (2004). "Performance evaluations of refrigeration systems with air-cooled, water-cooled and evaporative condensers." Int J Energy Res, 28:683–96.

[Hubbard *et al*., 1975] Hubbard, G. L., Denny, V. E. *et al*. (1975). "Droplet evaporation: effects of transients and variable properties." International Journal of Heat and Mass Transfer, 18: 1003-1008.

[Hynry et Bennett, 1973] Hynry, F. et Bennett, A. (1973). "Hydraircooling vegetable products in unit loads." Trans ASAE, 731-3.

[Jones et Nolan, 1995] Jones, A. et Nolan, P. F. (1995). "Discussions on the use of fine water sprays or mists for fire suppression. " J. Loss Prev. Process Ind., 8(1) :17-22.

[Jones et Robertson, 1988] Jones, S. D. M. et Robertson, W. M. (1988). " The effects of spray-chilling carcasses on the shrinkage and quality of beef." Meat Sci, 24:177–88.

[Kuwahara *et al*., 1981] Kuwahara, H., Nakayama, W. et Mori, Y. (1981). "Heat transfer from the heated cylinders with various surfaces in air-water mist flows." Heat Transfer Jap. Res., 10:1-19.

[Launder et Spalding, 1974] Launder, B. E. et Spalding, D. B. (1974). "The numerical computation of turbulent flows." Comput. Meth. Appl. Mech. Eng., 3(2) :267–289.

[Lazzarin et Nalini, 2004] Lazzarin, L. et Nalini, L. (2004). "L'humidification de l'air : Aspect techniques, sanitaires et énergétiques." Carel S.p.a

[Létang et Moureh, 2005] Létang, G. et Moureh, J. (2005). "Application de la brumisation dans les meubles de vente pour denrées alimentaires fraîches." Rev Gén Froid, 1057:51–66.

[Michaelides, 1977] Michaelides, E. E. (1977). "Review: the transient equation of motion for particles, bubbles and doplets." Journal of Fluids Engineering 119(2): 233-247.

[Miller *et al*., 1998] Miller, R. S., Harstad, K. *et al*. (1998). "Evaluation of equilibrium and non-equilibrium evaporation models for many-droplet gas-liquid flow simulations." International Journal of Multiphase Flow 24(6): 1025-1055.

[Moissette *et al*., 2001] Moissette, S., Oesterlé, B. et Boulet, P. (2001). "Temperature fluctuations of discrete particles in a homogeneous turbulent flow : a Lagrangian model." Int. J. Heat Fluid Flow, 22(3) :220-226.

[Morsi et Alexander, 1972] Morsi, S. A. et Alexander, A. J. (1972). "An investigation of particle trajectories in two-phase flow systems." Journal of Fluid Mechanics, 55 (Part 2): 193-208.

[Nakayama *et al*., 1988] Nakayama, W., Kuwahara, H. et Hirasawa, S. (1988). "Heat transfer from tube banks to air/water mist flow." Int. J. Heat Mass Transf., 31: 449-60.

[Patankar, 1980] Patankar, S. V. (1980). "Numerical heat transfer and fluid flow." Hemisphere Publishing Corporation.

[Pétrissans, 2001] Pétrissans, A. (2001). "Sur les modèles stochastiques lagrangiens de suivi de particules dans un champ turbulent et leur application en écoulement gaz-solide confinés. "Thèse de Doctorat, Université Henri Poincaré - Nancy I, France, Nancy.

[Prétrel, 1997] Prétrel, H. (1997). "Etude du comportement thermodynamique de pulvérisations liquides sous l'effet du rayonnement infrarouge. Application à la protection incendie par rideau d'eau." Institut National des Sciences Appliquées de Lyon. Lyon, France.

[Reid *et al*., 1987] Reid, R. C., Pranitz, J. M., Poling, B. E. (1987). "The properties of gases and liquids." 4th edition, McGraw-Hill Book Company. 741p.

[Renksizbulut et Yuen, 1983] Renksizbulut, M. et Yuen, M.C. (1983). "Numerical study of droplet evaporation in a high-temperature stream." Journal of Heat Transfer 105(2): 389-397.

[Rüger *et al*., 2000] Rüger, M., Hohmann, S., Sommerfeld, M. et Kohnen, G. (2000). "Euler/Lagrange calculations of turbulent sprays: the effect of droplet collisions and coalescence. " Atomization Sprays, 10 :47-81.

[Saboni *et al*., 2004] Saboni, A., Alexandrova, S. *et al*. (2004). "Détermination de la traînée engendrée par une sphère fluide en translation." Chemical Engineering Journal 98(1-2): 175-182.

[Sartor et Abbott, 1975] Sartor J.D, Abbott C.E. (1975). "Prediction and measurement of the accelerated motion of water drops in air." *J.Appl. Meteor*. 14: 232-239.

[Schiller et Naumann, 1935] Schiller, L. et Naumann, A. (1935). "Uber die grundlegende berechnung bei der schwekraftaufbereitung." V.D.I. Zeitung 77: 318-320.

[Sirignano, 1999] Sirignano, W. A. (1999). "Fluid dynamics and transport of droplets and sprays." The Press Syndicate of the University of Cambridge, cambridge university press edition. ISSN : 0-582-21884-5.

[Tree *et al*., 1978] Tree, D.R., Goldschmidt V.W., Garrett R.W., Kach E. (1978). Proceeding 6th heat transfer conference, vol. 4, HX-26.

[Tissot *et al*., 2011] Tissot, J., Boulet P., Trinquet F., Fournaison L., Macchi-Tejeda H. (2011). "Air cooling by evaporating droplets in the upward flow of a condenser." International Journal of Thermal Sciences doi : 10.1016/j.ijthermalsci2011.06.004.

[Wagner *et al*., 2000] Wagner, W., Cooper, J. R., *et al*. (2000). "The IAPWS industrial formulation 1997 for the thermodynamic properties of water and steam." Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 122(1): 150-180.

[Wagner et Pruss, 2002] Wagner, W. et Pruß, A. (2002). "The IAPWS formulation 1995 for the thermodynamic properties of ordinary water substance for general and scientific use." Journal of Physical and Chemical Reference Data 31(2): 387-535.

[Wang *et al*.,1996] Wang, C.C., Chang, Y.J., Hsieh, Y.C., Lin, Y.T. (1996). "Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plane fins." Int. J. Ref., 19(4): 223-230.

[Youbi-Idrissi *et al*., 2007] Youbi-Idrissi, M., Macchi-Tejeda, H., Fournaison, L., Guilpart, J. (2007). "Numerical model of sprayed air cooled condenser coupled to refrigerating system." Energy Conversion and Management 48(7): 1943-1951.

[Yu et Chan, 2011] Yu F.W., Chan K.T. (2011). "Improved energy performance of air-cooled chiller system with mist pre-cooling Mist improvement on air-cooled chillers." Applied Thermal Engineering, 31: 537-544.