TABLE DES MATIÈRES

Page

INTRODUCTION 1

CHAPITRE 1 LES SERRES ET LES ÉCHANGEURS DE CHALEUR AU CANADA..5
1.1 Importance de la serriculture au Québec et au Canada.....5
1.2 Le chauffage des serres.....6
1.2.1 Le chauffage par combustion ou électricité 6
1.2.2 Le chauffage solaire..... 8
1.2.3 Le chauffage par récupération des rejets industriels..... 11
1.2.4 Chauffage par géothermie..... 12
1.2.5 Conclusion sur le chauffage des serres 16
1.3 Le contrôle de l'humidité dans les serres.....17
1.3.1 La déshumidification par ventilation 17
1.3.2 La déshumidification hygroscopique..... 19
1.3.3 La déshumidification utilisant des surfaces froides..... 19
1.3.4 La déshumidification utilisant une pompe à chaleur 20
1.3.5 La déshumidification utilisant des échangeurs de chaleur..... 20
1.3.6 Conclusion sur le contrôle de l'humidité..... 20
1.4 Les échangeurs de chaleur 21
1.4.1 Présentation des échangeurs de chaleur..... 21
1.4.2 Classification selon le procédé de transfert 22
1.4.2.1 Fluide en contact indirect..... 22
1.4.2.2 Fluide en contact direct..... 22
1.4.3 Classification selon la géométrie 23
1.4.3.1 Échangeur de chaleur tubulaire..... 23
1.4.3.2 Échangeur de chaleur à plaque..... 24
1.4.3.3 Échangeur de chaleur à surface étendue 25
1.4.4 Classification selon la disposition des flux..... 25
1.5 Les échangeurs air-air destinés au milieu serricole 26
1.5.1 Les prototypes des échangeurs dans la littérature..... 27
1.5.2 Les générations des échangeurs air-air 28
1.5.2.1 Première génération 28
1.5.2.2 Deuxième et troisième générations..... 29

CHAPITRE 2 MODÈLE MATHÉMATIQUE ET SIMULATION NUMÉRIQUE 33
2.1 Calcul théorique de l'efficacité de l'échangeur 34
2.2 Corrélation pour la détermination de Nusselt 40
2.2.1 Les corrélations sans l'utilisation du facteur de friction..... 41
2.2.1.1 Corrélation de Dittus-Boelter..... 41
2.2.1.2 Corrélation de Colburn..... 41
2.2.2 Les corrélations avec l'utilisation du facteur de friction f_e 41
2.2.2.1 Corrélation de Gnielinski 41

2.2.2.2 Corrélation de Petukhov-Popov 42
2.2.2.3 Facteur de friction 42
2.3 Modélisation avec MATLAB 45
2.4 Modélisation avec FLUENT :.....47
2.4.1 Le solveur..... 48
2.4.1.1 Les équations gouvernantes 48
2.4.1.2 Modèle physique 48
2.4.1.3 Méthodes de résolution des équations 51
2.4.1.4 Paramètres du solveur 52
2.4.2 Changement de phase 52
2.4.2.1 Modèle de changement de phase 53
2.4.2.2 Paramétrage Fluent 55
2.4.3 Le préprocesseur 57
2.4.3.1 Choix de la géométrie à concevoir..... 57
2.4.3.2 Création de la géométrie 59
2.4.3.3 Génération de maillage 60

CHAPITRE 3 SIMULATION NUMÉRIQUE DE L'ÉCHANGEUR.....67
3.1 Validation de la simulation numérique et choix du concept.....67
3.1.1 Validation de l'échangeur 1 68
3.1.1.1 Validation de l'efficacité de l'échangeur par rapport aux corrélations de NTU..... 68
3.1.1.2 Validation de l'efficacité de l'échangeur par rapport aux corrélations du Nombre de Nusselt..... 70
3.1.2 Validation de l'échangeur 2 74
3.1.3 Choix du concept 75
3.2 Influence des différents paramètres sur l'efficacité de l'échangeur 77
3.2.1 Les paramètres externes..... 78
3.2.1.1 Influence du débit d'air chaud 78
3.2.1.2 Influence du débit d'air froid 79
3.2.1.3 Influence des températures de l'air aux entrées de l'échangeur 80
3.2.2 Les paramètres internes..... 81
3.2.2.1 Influence de la surface de contact entre les fluides..... 81
3.2.2.2 Influence de la distance entre les plaques 82
3.2.2.3 Influence de l'épaisseur des plaques..... 83
3.2.2.4 Influence de la division des conduites en plusieurs petites conduites 84
3.3 Mise en situation et dimensionnement de l'échangeur 87
3.3.1 Mise en situation 87
3.3.2 Résultats de simulation 89
3.3.3 Amélioration de l'efficacité et dimensionnement final de l'échangeur.... 91
3.3.3.1 Amélioration de l'efficacité de l'échangeur..... 91
3.3.3.2 Perte de pression totale du fluide froid en amont de l'échangeur 93

3.3.3.3 Choix du ventilateur pour le fluide froid, dimensionnement et conception finale de l'échangeur 95
3.4 Simulation numérique lors de la condensation 99
3.4.1 Contribution de la chaleur latente 101
3.4.2 Quantité d'eau condensée 103
3.4.3 Efficacité de l'échangeur 105
3.4.4 Conclusion sur la condensation 106

CONCLUSION.....107

ANNEXE I PROGRAMME MATLAB.....111

ANNEXE II USER DEFINED FUNCTION.....117

ANNEXE III LISTE DES PUBLICATIONS ET COMMUNICATION 119

LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....121

LISTE DES TABLEAUX

Page

Tableau 1.1 Superficie et nombre des serres au Québec et au Canada entre 2008 et 2011 5

Tableau 1.2 Coût du chauffage des serres en 2010 et 2011. 8

Tableau 1.3 Coût d'énergie au Québec. 8

Tableau 1.4 Coût et besoin énergétique selon le type de déshumidification 18

Tableau 1.5 Caractéristiques géométriques des trois générations d'échangeurs 30

Tableau 2.1 Nombre de mailles nécessaire selon la longueur de la cote de l'échangeur 66

Tableau 3.1 Efficacité de l'échangeur suivant le nombre de sous-conduites 85

Tableau 3.2 Efficacité de l'échangeur pour deux sous-conduites non égales 86

Tableau 3.3 Effet de l'augmentation d'une variable à la fois sur l'éfficacité de l'echangeur 86

Tableau 3.4 Caractéristiques de chaque simulation 88

Tableau 3.5 Efficacité, perte de pression et dimensions de la plaque nécessaires 89

Tableau 3.6 Comparaison entre les pertes de pression simulées et théoriques 90

Tableau 3.7 Efficacité de l'échangeur et perte de pression en fonction de la distance entre les plaques du fluide froid 91

Tableau 3.8 Perte de pression totale pour chaque distance entre les plaques du fluide froid 94

Tableau 3.9 Efficacité de l'échangeur en fonction de sa géométrie 97

LISTE DES FIGURES

Page

Figure 1.1 Types de chauffage des serres. 6

Figure 1.2 Système de chauffage solaire avec collecteur utilisant l'eau + antigel.....10

Figure 1.3 Système de chauffage utilisant un collecteur à air 11

Figure 1.4 Chauffage par injection d'air chaud provenant d'un rejet industriel 12

Figure 1.5 Chauffage par échangeur air-terre loin de la serre. 14

Figure 1.6 Chauffage par échangeur air-terre en dessous de la serre 15

Figure 1.7 Système de chauffage utilisant l'énergie solaire et la géothermie....16

Figure 1.8 Première génération d'échangeur air-air....29

Figure 1.9 Deuxième et troisième génération....30

Figure 2.1 Efficacité d'un échangeur à courant croisé en fonction de NTU 35

Figure 2.2 Échangeur à courant croisé 36

Figure 2.3 Trajets d'écoulement d'un échangeur à plaques (a) non mélangé, (b) mélangé....38

Figure 2.4 Dimensions caractéristiques de l'échangeur 40

Figure 2.5 Diagramme de Moody....43

Figure 2.6 Algorithme de calcul de l'efficacité d'un échangeur 46

Figure 2.7 Algorithme de visualisation de l'efficacité calculée en fonction d'un paramètre varié 47

Figure 2.8 Schéma d'un échangeur à courants croisés....57

Figure 2.9 Parties de l'échangeur nécessaire pour la simulation numérique de l'efficacité totale de l'échangeur 58

Figure 2.10 Schéma de l'échangeur 1 : un seul fluide chaud et un seul fluide froid....59

Rapport-Gratuit.com

Figure 2.11 Schéma de l'échangeur 2 : deux fluides chauds et un seul fluide froid. 59

Figure 2.12 Maillage rectangulaire structuré employé pour l'échangeur 1 61

Figure 2.13 Maillage rectangulaire structuré employé pour l'échangeur 2 61

Figure 2.14 Efficacité de l'échangeur 1 en fonction de N1 62

Figure 2.15 Efficacité de l'échangeur 1 en fonction de N2 62

Figure 2.16 Efficacité de l'échangeur 2 en fonction de N1 63

Figure 2.17 Efficacité de l'échangeur 2 en fonction de N2 63

Figure 2.18 Efficacité de l'échangeur en fonction du rapport de taille pour N1 fixe 65

Figure 2.19 Efficacité de l'échangeur en fonction N1 pour un rapport de taille de 100 65

Figure 3.1 Efficacité de l'échangeur en fonction de NTU par simulation et par théorie 69

Figure 3.2 Ligne de courant dans une conduite de l'échangeur 70

Figure 3.3 Variation du coefficient de convection, *h*, estimé par la corrélation Gnielinski en fonction du débit massique 71

Figure 3.4 Efficacité de l'échangeur en fonction du débit massique de l'air. 72

Figure 3.5 Efficacité de l'échangeur et limites des corrélations 73

Figure 3.6 Échangeur double flux chaud 74

Figure 3.7 Efficacité des deux échangeurs en fonction du débit massique de l'air 75

Figure 3.8 L'efficacité du grand échangeur et de l'échangeur 2 en fonction du débit massique, des fluides obtenue par Fluent 76

Figure 3.9 Efficacité d'un échangeur pour les écoulements totalement et pas développés 77

Figure 3.10 Température de l'air froid à la sortie de l'échangeur, $T_{c,o}$, en fonction du débit d'air chaud, ...78

Figure 3.11 Température de l'air froid à la sortie de l'échangeur, $T_{c,o}$, enfonction du débit d'air froid, ...79

Figure 3.12 Efficacité de l'échangeur en fonction du débit pour le fluide froid et chaud 80

Figure 3.13 Efficacité de l'échangeur en fonction de la surface de contact A_g.....81

Figure 3.14 Efficacité de l'échangeur en fonction de la distance entre les plaques l 82

Figure 3.15 Efficacité de l'échangeur en fonction de l'épaisseur de la plaque e 84

Figure 3.16 Division d'une conduite en plusieurs sous-conduites.....85

Figure 3.17 Division de la conduite en deux sous-conduites 85

Figure 3.18 Les entrées et les sorties du cœur de l'échangeur 92

Figure 3.19 Conduite en amont du cœur de l'échangeur 93

Figure 3.20 Caractéristiques du ventilateur choisi 96

Figure 3.21 Concept final de l'échangeur 99

Figure 3.22 Variation de la température de la paroi séparant l'air froid et chaud.....100

Figure 3.23 Contribution de la chaleur latente L_h en fonction de l'humidité relative de l'air chaud $H_{R,h}$ 101

Figure 3.24 Contribution de la chaleur latente L_h en fonction de la température de l'air froid entrant $T_{c,i}$ lorsque l'échange de chaleur est indépendant de cette température.....102

Figure 3.25 Quantité d'eau condensée par heure dans l'échangeur M en fonction de l'humidité relative de l'air chaud $H_{R,h}$.....104

Figure 3.26 Quantité d'eau condensée par heure M dans l'échangeur en fonction de la température de l'air froid à l'entrée $T_{c,i}$.....104

Figure 3.27 Efficacité de l'échangeur en fonction de l'humidité relative de l'air chaud $H_{R,h}$ 105

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

Abréviations

CFD	Computational Fluid Dynamics
NTU	Number of Transfer Units
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes
SIMPLE	Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equation
SPSQ	Syndicat des Producteurs en Serre du Québec
SST	Shear Stress Transport

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

A_g	Superficie d'échange	m²
C	Débit capacitif	W/K
c_p	Chaleur spécifique ou Capacité thermique massique	J/kg.K
D_h	Diamètre hydraulique	m
E	Épaisseur de la plaque	mm
F	Coefficient d'encrassement de l'air	$W/m^2.K$
f_e	Coefficient de friction	-
f_{rec}	Coefficient de friction dans une conduite non circulaire	-
H	Coefficient de convection de l'air chaud	$W/m^2.K$
he	Enthalpie de l'air	kJ/kg_{air}
h_{fg}	Chaleur latente de condensation	J/kg
H_R	Humidité relative	%
H_s	Humidité spécifique	kg_{eau}/kg_{air}
I	Intensité de turbulence	-
K	Énergie cinétique turbulente	$m^2\ s^{-2}$
L	Distance entre deux plaques	m
l_c	Longueur caractéristique	m
L	Cote de l'échangeur	m
L_h	Contribution de la chaleur latente	%
$\dot{m}$	Débit massique	kg/s
M	Quantité d'eau condensée	ml
N	Nombre de conduite	-
NTU	Nombre d'unité de transfert	-
Nu	Nombre de Nusselt	-
P	Périmètre d'admission du flux d'air = $2\times (L + l)$	m
P	Pression	Pa
Pr	Nombre de Prandtl	-
Q	Taux de transfert thermique	W
q_{max}	Taux de transfert thermique maximum	W
R	Facteur d'intensité de transfert de masse	-
S	Aire d'admission du flux d'air = $L\times l$	m²
T	Température	K
T	Temps	s
U	Coefficient de transfert thermique global	$W/m^2.K$
V	Vitesse d'entrée de l'air	m/s
W	Taux de dissipation spécifique	$m^2\ s^{-3}$
W	Contenue en eau dans l'air	kg_{eau}/kg_{air}
Re_D	Nombre de Reynolds	-

Lettres grecques :

ε	Efficacité de l'échangeur	%
ξ	Rugosité absolue	mm
λ	Conductivité thermique	W/m.K
ρ_{air}	Masse volumique de l'air	kg/m^3
v_{air}	Viscosité cinématique de l'air	m^2/s
μ_{air}	Viscosité dynamique de l'air	kg.m/s
α	Fraction volumique	-
τ_w	Contrainte de cisaillement	Pa

Indices :

c	Fluide froid
h	Fluide chaud
i	Fluide entrant dans l'échangeur
l	Phase liquide
o	Fluide sortant de l'échangeur
v	Phase vapeur

INTRODUCTION

L'augmentation de la consommation alimentaire est de manière prépondérante le résultat direct de la croissance démographique (Kniazhinskaia et Rygalov, 1983).
Afin de tendre vers l'autosuffisance alimentaire, principalement avec en tête l'augmentation inévitable de la population mondiale, une connaissance des technologies et des idées mises en place dans le monde permettant l'utilisation efficace et efficiente des ressources en eau, du sol et de la main d'œuvre est nécessaire.

De nos jours, l'industrie des serres est en augmentation puisqu'elle permet de subvenir aux besoins alimentaires avec une utilisation efficace des moyens disponibles dans des conditions de plus en plus arides (Canada, 2011; Primary Industries Agriculture, 2013).

L'objectif principal de la serre est de produire avec un rendement le plus élevé possible, en dehors de la saison de culture naturelle, en maintenant des conditions de croissances optimales à chaque étape de la production agricole, quelle que soit la saison. À cet effet, des systèmes appropriés sont couplés aux serres dans le but d'affecter de manière significative le temps de la culture, la qualité et la quantité des produits agricoles (Canada, 2011).

Au Canada, des serres chaudes pour produire principalement des tomates ont été créées d'une part pour concurrencer les produits importés des pays ayant des conditions climatiques favorables, d'autre part, pour améliorer la saveur du produit en le laissant murir sur la vigne et en le mettant rapidement sur le marché (Canada, 2011).

L'humidité élevée étant dangereuse pour les cultures sous serres (Primary Industries Agriculture, 2013), les échangeurs air-air ont vu le jour. Ces échangeurs permettent à la fois de créer un climat adéquat pour les plantes et de réduire la consommation énergétique pour le chauffage.

Malgré l'existence de plusieurs prototypes d'échangeur air-air destinés à l'agriculture, ces derniers présentent plusieurs problèmes. Les échangeurs commercialisés ont un prix élevé

par rapport aux revenus des serriculteurs, leur efficacité thermique et leur volume sont proportionnels d'où l'augmentation de leur volume pour répondre aux exigences des serres et la limitation de la superficie destinée aux plantes (Rousse et al., 2000).De plus, ils présentent généralement des défaillances, car ils s'obstruent en présence du givrage. Leur maintenance et leur réparation nécessitent généralement une personne qualifiée.

Le but principal de ce projet consiste donc à concevoir un échangeur air-air destiné à la serriculture. Cet échangeur doit permettre un fonctionnement malgré l'encrassement dû au givrage, sans cycle de dégivrage actif, et avoir une efficacité thermique plus grande que ceux qui sont actuellement commercialisés (supérieur à 40%). L'échangeur doit être compact avec un volume inférieur à 1 m^3pour ne pas déranger les ouvriers dans la serre et pour le placer en dessous des tables de plantations lorsqu'elles sont présentes pour ne pas bloquer la lumière sur les plantations. Cet échangeur doit donc fonctionner pour les basses températures et en présence de givre. Sa maintenance et sa réparation doivent être réalisables par un serriste.

Afin d'atteindre le but principal du projet, des objectifs spécifiques ont été mis en place.

- Le premier objectif consiste à choisir la géométrie de l'échangeur pour qu'il soit facile à installer, avec un maximum de surface d'échange et qu'il ne rencontre pas de problème d'encrassement dû au givrage.
- Le second objectif est la détermination des effets de la variation des différents paramètres comme les dimensions de l'échangeur, les températures et les débits d'air aux entrées sur l'efficacité de l'échangeur afin d'avoir l'échangeur le plus efficace possible.
- L'objectif suivant est l'étude des pertes de charge de l'échangeur à concevoir et d'en déduire les dimensions adéquates.
- Le dernier objectif consiste à déterminer la contribution de la chaleur latente d'évaporation au processus d'échange de chaleur dans l'échangeur lors de la présence de condensation, en fonction de l'humidité relative de l'air chaud sortant de la serre.

Ce mémoire comporte trois chapitres. Le premier chapitre présente les serres au Canada, les techniques de chauffage et de déshumidification utilisées. Ce chapitre décrit aussi les

échangeurs de chaleur présents dans la littérature et définie leurs efficacités. La conception d'un nouvel échangeur, l'étude des transferts thermiques et la présentation des modèles utilisés pour la simulation numérique avec et sans condensation sont discutées dans le deuxième chapitre. Le troisième chapitre expose d'une part les effets des variations des différents paramètres sur l'efficacité de l'échangeur et les dimensions finales de l'échangeur. D'autre part, ce dernier chapitre met en évidence le rôle de l'humidité de l'air chaud et la température de l'air froid sur la contribution de la chaleur latente au processus d'échange de chaleur.

Rapport-Gratuit.com

CHAPITRE 1

LES SERRES ET LES ÉCHANGEURS DE CHALEUR AU CANADA

1.1 Importance de la serriculture au Québec et au Canada

La serre est une structure qui permet la culture des plantes horticoles en dehors de leurs zones et de l'exigence climatique traditionnelle. C'est une exploitation où les plantes sont cultivées sous-verre, sous-plastique ou sous un élément protecteur du même type. Selon Statistique Canada (Canada, 2011), la superficie totale de culture en serre était en 2011 d'environ 23 millions de mètre carré.

Le Tableau 1.1 présente le nombre et la superficie des serres présentes au Québec et au Canada et le nombre de mois de fonctionnement pour les années 2008, 2009, 2010 et 2011.

Tableau 1.1 Superficie et nombre des serres au Québec et au Canada entre 2008 et 2011 (Canada, 2011; Statistique Canada, 2009)

	Année 2008		Année 2009		Année 2010		Année 2011	
	Superficie des serres (m²)	Nombre de serre	Superficie des serres (m²)	Nombre de serre	Superficie des serres (m²)	Nombre de serre	Superficie des serres (m²)	Nombre de serre
Québec	2 502 000	740	2 560 347	730	2 622 024	710	2 734 197	690
Canada	20 752 000	3 295	22 385 643	3 335	22 529 094	3 285	22 955 664	3220

La culture sous serre représente un enjeu de taille dans l'économie Canadienne puisqu'elle fournit un produit de qualité et réduit l'importation des autres pays. D'après le tableau précédent, la superficie des serres au Québec et au Canada augmente, contrairement à leur nombre qui diminue. Donc, les serres au Canada et au Québec sont de plus en plus grandes.

Au Canada, la tomate est le produit le plus cultivé dans les serres, il représente 44,3% de la production totale des légumes puisqu'elle produit une grande quantité dans une surface restreinte, suivie par la production de poivron et des concombres. Les conditions nécessaires pour ce type de produits est la température des serres qui doit être autour de 20 °C et l'humidité qui doit être entre 50 et 85 % (Canada, 2011).

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

Au Canada, en raison du climat rigoureux, les exploitants ont misé sur les serres avec une haute technologie pour maintenir les conditions climatiques nécessaires aux plantes dans les grandes enceintes (Primary Industries Agriculture, 2013). Ces serres avec une haute technologie ont un contrôle environnemental automatisé qui leur permet d'assurer les conditions optimales de culture, ce qui améliore la santé des plantes. La température et l'humidité sont les éléments à contrôler, d'où la nécessité d'avoir un système de chauffage et un système de contrôle d'humidité.

1.2 Le chauffage des serres

1.2.1 Le chauffage par combustion ou électricité

Selon Gilles Cadotte (2011), il existe plusieurs types de chauffage :

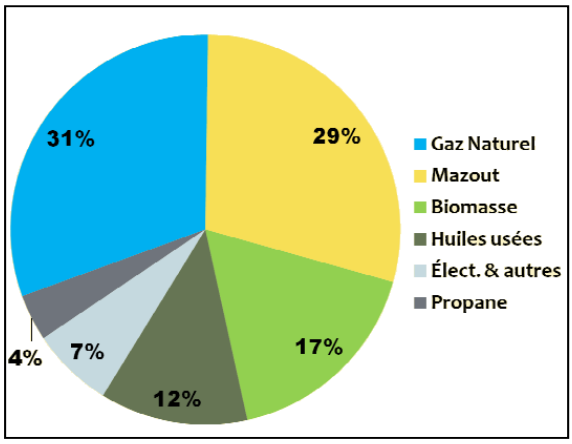

Figure 1.1 Types de chauffage des serres
Tirée de Cadotte (2011).

- Chauffage au gaz naturel : le gaz naturel peut être avantageux s'il est disponible près des serres. Il est généralement utilisé pour les superficies des serres dépassant les 1500 m². Il permet une grande intensité de chauffage à faible coût. Cette intensité de chauffage peut être contrôlable en fonction de la température de l'air dans la serre. Il est l'un des combustibles le moins nuisible pour les plantes (SPSQ, 2007).

- Chauffage à l'huile (mazout léger) : pour les superficies restreintes (1000 m²), ce type de chauffage est le meilleur grâce à son faible coût, la simplicité de la mise en place d'un tel système et le bas coût de l'investissement initial. Le rendement de combustible (la transformation du combustible en chaleur) doit être supérieure à 80%, sinon il sera très couteux, polluant et très mauvais pour la santé des producteurs et des plantes (SPSQ, 2007). L'huile (mazout léger) peut être utilisée comme combustible d'appoint en cas d'interruption de distribution du gaz naturel (Spieser, 2008).

- Chauffage au gaz propane : il est similaire à celui du chauffage au gaz naturel mais implique l'installation d'un réservoir à gaz propane près de la serre. Il est généralement utilisé dans les endroits où le réseau de distribution du gaz n'est pas présent (SPSQ, 2007).

- Chauffage par combustion de biomasse : pour l'utilisation viable des granules ou des copeaux de bois, il faut une grande superficie (1 500 m²) et cultiver dans les mois froids. Ce type de chauffage possède une autonomie restreinte : il requiert entretien et surveillance. Il est intéressant de l'utiliser en le combinant avec le chauffage à l'huile (mazout léger) qui est le moins coûteux des autres systèmes de chauffage (Weill, 2009).

- Chauffage à l'électricité : il s'agit du système le plus compact et le plus facile à mettre en place. Il ne demande qu'une entrée électrique imposante, mais il faut prévoir un plan d'urgence en cas de coupure de l'électricité (SPSQ, 2007).

En guise de sommaire des coûts de chauffage des serres au Canada, le Tableau 1.2 présente le coût total de chauffage, le coût de chauffage au gaz naturel et le coût du chauffage à l'électricité au Canada en 2010. Le Tableau 1.3 présente le coût d'énergie au Québec en 2010.

Tableau 1.2 Coût du chauffage des serres en 2010 et 2011 (Canada, 2011).

	Coût total du chauffage ($)	Coût du gaz naturel ($)	Coût de l'électricité ($)
2010	299 302 258	182 463 968	62 117 190
2011	286 280 542	175 834 445	57 682 989

Tableau 1.3 Coût d'énergie au Québec (Lemieux, 2012).

Combustible	Capacité Calorifique	Efficacité de conversion [%]	Coût effectif [$/GJ]
Électricité	3,6 MJ/kWh	100	13,33
Gaz naturel	37,9 KJ/litre	85	8,85
Propane	25,53 MJ/litre	85	31,01
Mazout léger	38,8 MJ/litre	75	30,52
Granules	17,05MJ/kg	80	12,83

D'après le Tableau 1.2, le coût du chauffage par gaz naturel représente 61 % du coût total de chauffage en 2010 et 2011. D'après le Tableau 1.2 l'utilisation élevée du gaz naturel est due à son coût effectif faible comparé aux autres combustibles pour ces années particulières.

De plus, le coût du gaz naturel pour le chauffage des serres décroit à cause de la chute du prix unitaire du gaz.

Vu le prix fluctuant du gaz et la nécessité de réduire le coût du chauffage, les producteurs s'intéressent de plus en plus aux nouvelles techniques de chauffage qui ne détériorent pas leurs plantations et qui font encore l'objet des recherches. L'une des nouvelles techniques est le chauffage solaire.

1.2.2 Le chauffage solaire

Il existe deux façons d'appliquer le chauffage solaire dans les serres :

- L'utilisation des capteurs plats placés de façon à optimiser la collecte des rayons solaires. La solution eau + antigel extrait la chaleur des collecteurs et la dirige vers un réservoir qui joue le rôle d'un évaporateur d'un fluide de travail où la solution eau+ antigel transfert sa chaleur au réfrigérant. Ce dernier s'évapore en absorbant la chaleur puis pénètre dans un

compresseur hermétique. Le réfrigérant compressé se condense dans un échangeur capillaire tout en dégageant de la chaleur. Un ventilateur souffle sur ce condenseur afin de déplacer l'air chaud dans la serre. Esen et Yuskel (2013) ont décrit un tel système en utilisant le R22 comme réfrigérant.

Attar et al.(2014) ont placé deux échangeurs capillaires, l'un enterré dans le sol à 18 cm, l'autre placé à une hauteur de 1 m. Ils ont démontré la possibilité de stocker et déstocker l'énergie dans un réservoir d'eau placé à l'intérieur de la serre pendant les périodes chaude et froide.

Xu. et al.(2014) ont divisé le système de chauffage solaire en trois sous-systèmes, les panneaux solaires, le stockage de la chaleur et le chauffage. Dans les saisons non chauffées, l'énergie solaire captée est stockée dans le sol par circulation d'eau chaude à travers des échangeurs de chaleur intégrés dans le système de stockage. En hiver, la chaleur stockée est récupérée par le processus inverse pour répondre à la charge de chauffage.

Selon Lazhaar. et al.(2004), le sous-système de chauffage peut être décomposé en deux batteries d'échangeurs capillaires, l'une suspendue près du toit et l'autre enterrée sous la serre. Les deux batteries sont alimentées en eau chaude. Les auteurs ont présenté un module qui choisit suivant la température extérieure, soit de coupler les deux batteries, soit de faire fonctionner chaque batterie seule.

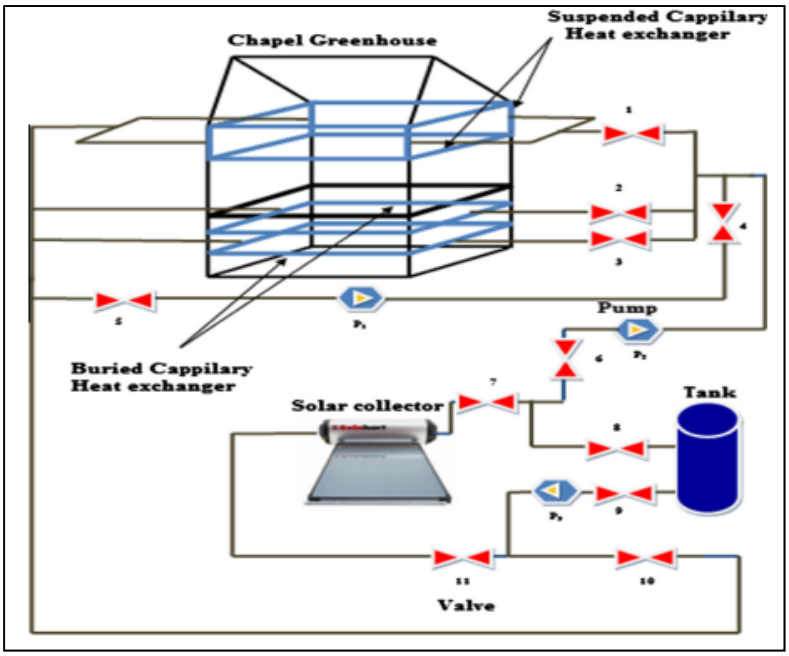

Figure 1.2 Système de chauffage solaire avec collecteur
utilisant l'eau + antigel
Tirée d'Attar et al. (2014).

La Figure 1.2 présente le système de chauffage solaire décrit précédemment, l'avantage de ce système est qu'il est utilisable durant toutes les saisons et qu'il permet de stocker et déstocker l'excès d'énergie thermique dans un réservoir suivant la demande en température des serres.

- L'utilisation d'un collecteur d'air. Les rayons du soleil chauffent l'air présent dans les tubes placés au-dessous du collecteur. Ses tubes sont enterrés à quelques centimètres du sol. L'air chauffé pénètre la serre directement, il chauffe à la fois l'air ambiant et le sol de la serre (Jain et Tiwari, 2003). Le problème de ce type de chauffage, présenté à la Figure 1.3, est qu'il est non fonctionnel lorsque le collecteur ne reçoit pas de lumière.

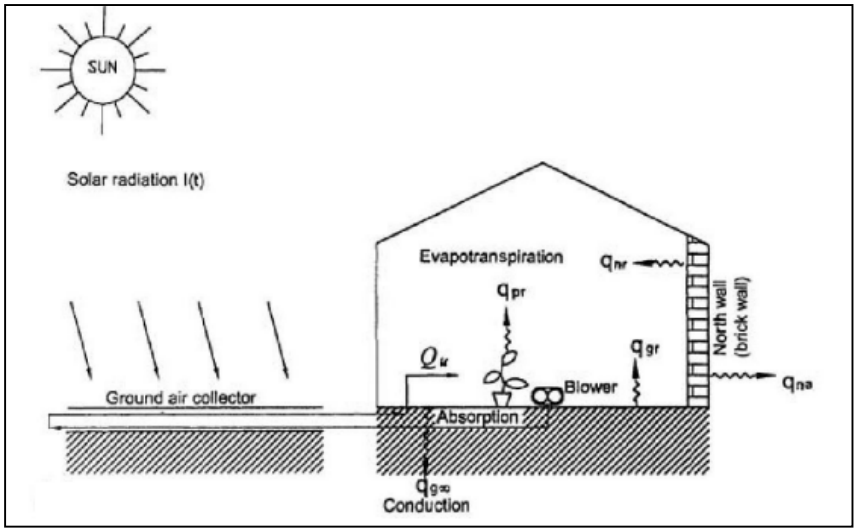

Figure 1.3 Système de chauffage utilisant un collecteur à air
Tirée de Jain et Tiwari (2003).

1.2.3 Le chauffage par récupération des rejets industriels

Lorsqu'il y'a processus de chauffage, l'industrie rejette de l'air ou de l'eau à une température inférieure à la température de combustion utilisée pour la fabrication de leur produit. L'air dégagé par leurs fours ou l'eau de refroidissement de procédés reste à une température relativement élevée (jusqu'à 450 ^{o}C pour l'air). La réutilisation de cet air pour l'injecter dans les serres est une idée présentée par Andrews et Pearce (2011).

Dans l'exemple présenté à la Figure 1.4, les auteurs ont étudié l'industrie du verre en raison de la quantité de chaleur perdue et la quantité de CO_2 dans l'air qui améliore la qualité des cultures. Au cours de leur recherche, les auteurs ont essayé de dimensionner une serre suivant la chaleur fournie par l'industrie pour que la température dans la serre réponde au besoin de la culture pour un maximum de temps.

L'utilisation de l'eau chaude nécessite un échangeur qui permet le transfert de la chaleur de l'eau chaude vers l'air qui réchauffera ensuite l'air ambiant dans la serre.

Le problème majeur de ce moyen de chauffage est que l'air – ou l'eau – chaud donné par l'industrie n'est pas fourni constamment, il dépend de la production qui peut être réduite ou arrêtée selon la demande. Il s'agit ainsi d'une source de chaleur intermittente.

Pour utiliser cette technique, il faudra impérativement ajouter un élément de stockage thermique (comme dans les cas de l'énergie solaire discutée antérieurement) ou recourir à

une source d'énergie d'appoint qui compensera la différence entre la disponibilité du rejet thermique et le besoin de chauffage. Qui plus est, la chaleur doit être disponible sur le site ou encore transportable sur de très courtes distances. Il faut donc que la serre soit attenante à l'industrie.

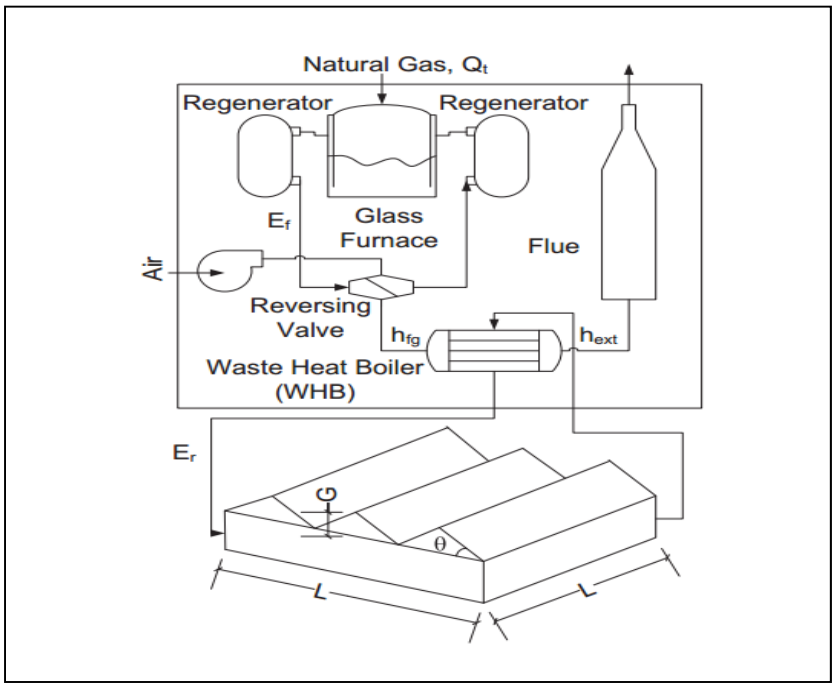

Figure 1.4 Chauffage par injection d'air chaud provenant d'un rejet industriel
Tirée d'Andrews et al. (2011).

1.2.4 Chauffage par géothermie

La géothermie est généralement utilisée comme une source d'énergie secondaire car elle ne peut produire suffisamment d'énergie thermique qu'avec une structure complexe et très couteuse (Mogharreb et al., 2013).

Le chauffage par géothermie peut être divisé en deux systèmes, l'un utilisant des échangeurs air-terre, l'autre utilisant des échangeurs réfrigérant-terre.

Échangeurs air-terre

Au Canada, la température stable du sol à une profondeur de deux mètre qui est respectivement supérieure et inférieure à la température ambiante pendant l'hiver et l'été, a incité les chercheurs à l'utiliser comme source et stockage de chaleur. Ce système est utilisé pour stabiliser la température des serres lorsqu'il y'a une variation de la température ambiante pendant la nuit afin de réduire le coût du chauffage. Pendant l'hiver, la chaleur est extraite du sol de la serre et pendant l'été, inversement, la chaleur est transmise au sol. Selon Ghosal et al.(2004), le système d'échangeur air-terre se compose de tuyaux enfouis avec un système de circulation qui force l'air à traverser ses tuyaux. Les auteurs ont choisi d'utiliser l'air présent dans la serre pour le réchauffer ce qui causera une élévation de l'humidité pendant l'hiver puisque l'air ne se condensera pas (la température de l'air est inférieure à celle du sol).

Plusieurs prototypes existent mais deux d'entre eux sont très présents dans la littérature :

- L'échangeur se compose de tuyaux en PVC, enterrés sous une surface nue à une profondeur de 1 mètre à côté de la serre. Les tuyaux sont répartis d'une manière serpentine comme présenté dans la Figure 1.5. Ghosal et al.(2004) ont remarqué que la température à l'intérieure de la serre augmente de 7°C pendant l'hiver et décroit de 4°C pendant l'été. Ce système est plus efficace pendant l'hiver mais n'atteint pas la température nécessaire aux plantes dans un milieu froid.

Rapport-Gratuit.com

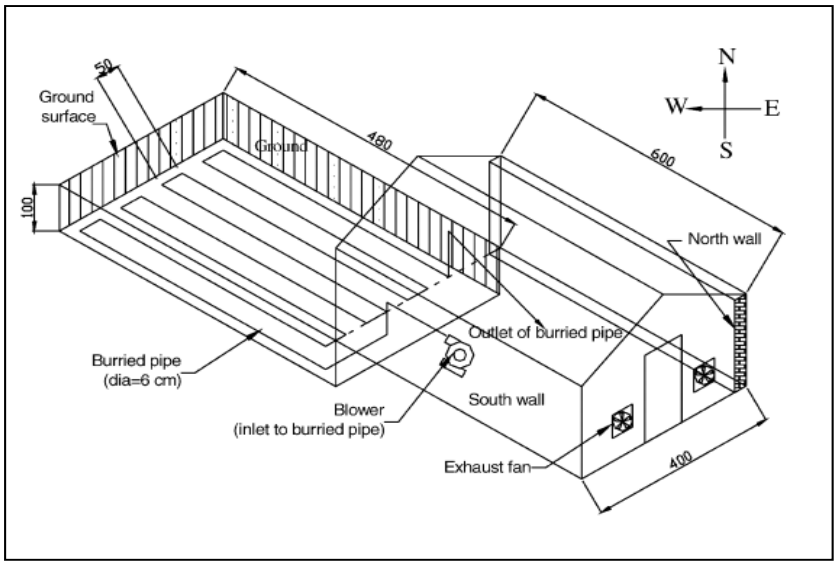

Figure 1.5 Chauffage par échangeur air-terre loin de la serre
Tirée de Ghosal et al. (2004).

- L'échangeur se compose de tuyaux en plastique ou en aluminium enterrés toute au long de la serre, avec une entrée et sortie d'air dans des zones opposées. Un ou deux tuyaux avec un diamètre de 10 à 20 centimètres sont enfouis de 0,5 à 2 mètres en dessous de la serre. L'avantage de cette structure est qu'elle réduit la consommation annuelle en chauffage de 30 à 60%. Les canalisations peuvent être combinées avec un mur de stockage de chaleur (béton, baril d'eau..), ce qui permet de satisfaire de 30 à 55% des besoins énergétiques (Santamouris et al., 1996).

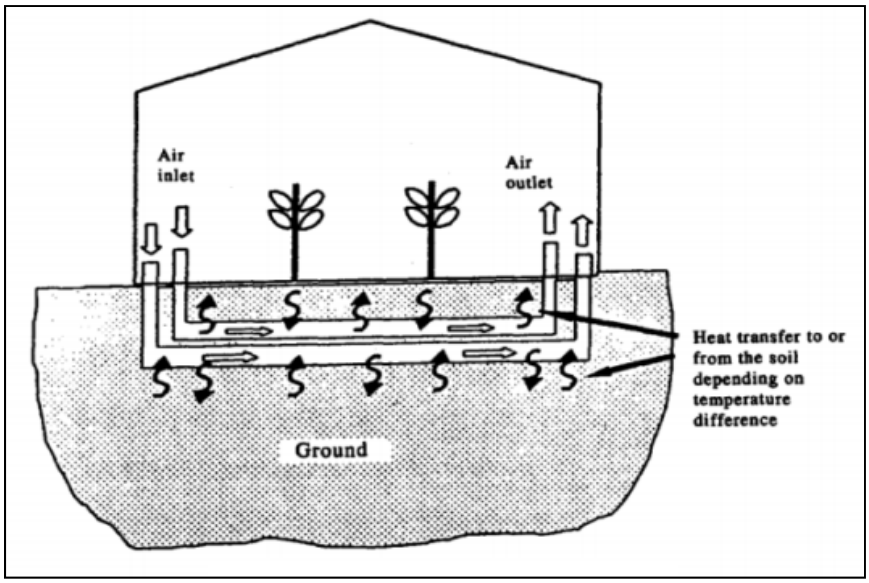

Figure 1.6 Chauffage par échangeur air-terre en dessous
de la serre
Tirée de Santamouris et al. (1996).

Échangeurs fluide-terre

Comme présenté préalablement pour le chauffage solaire, l'eau + antigel prennent la chaleur du sol pour la stocker dans un réservoir qui joue le rôle d'évaporateur pour le R-22 qui cédera sa chaleur par condensation dans les échangeurs capillaires. Mais cette structure ne nous permet pas de stocker l'excès d'énergie fournie par le soleil dans le sol (Esen et Yuksel, 2013).

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

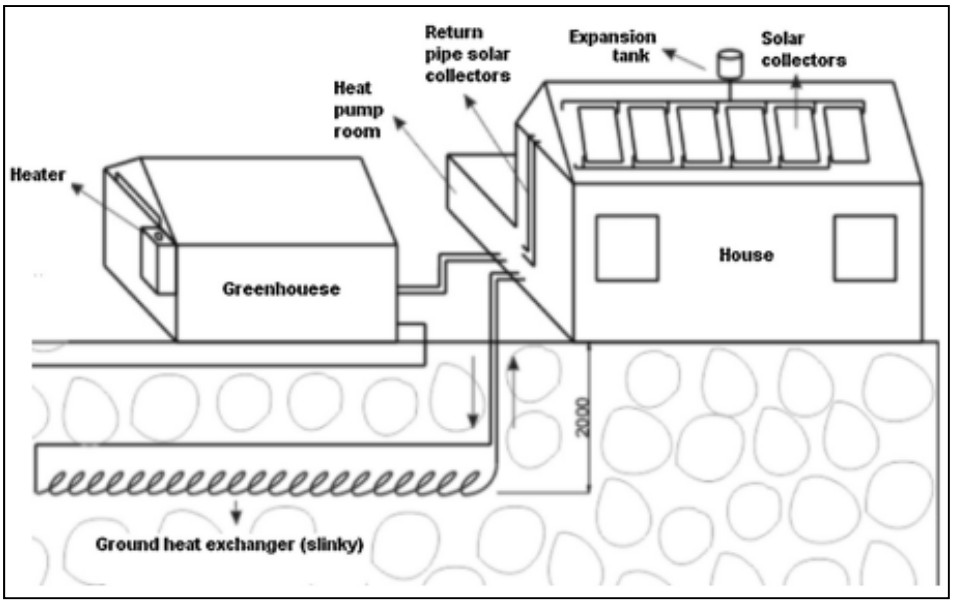

Figure 1.7 Système de chauffage utilisant l'énergie
solaire et la géothermie
Tirée d'Esen et Yuskel (2013).

1.2.5 Conclusion sur le chauffage des serres

Pour le bien des cultures sous serres, l'air ambiant doit être à une température de 20°C. La mise en place d'une technique de chauffage est obligatoire dans les milieux nordiques. Il existe des techniques de chauffage traditionnelles dont le coût d'opération demeure élevé et qui atteint les 280 millions par année pour le Québec (Canada, 2011). D'où la création de nouveaux systèmes tel que le chauffage solaire.

Le plus grand problème de ces nouvelles techniques est qu'il faut beaucoup d'espace entourant ou en dessous de la serre, ce qui n'est pas toujours le cas surtout avec l'augmentation des serres présentes sur les toits des immeubles au Québec (SPSQ, 2013).
Le coût de la mise en place de l'une de ces nouvelles techniques et le coût associé au stockage de chaleur demeurent élevés ce qui rend ces méthodes moins attrayantes pour les serristes, particulièrement au Canada.

1.3 Le contrôle de l'humidité dans les serres

Au Canada, la gestion du climat à l'intérieur des serres par les différents modes de chauffage demeure à un coût élevé (Canada, 2011), cela est dû principalement à la basse température à l'extérieur de l'enceinte pendant une longue partie de l'année.

Les nouvelles serres sont mieux fermées et isolées afin de réduire les infiltrations d'air froid et les déperditions conductrices pariétales, ce qui diminue leur consommation totale d'énergie. Selon Lee (2010), ces serres permettent d'augmenter le rendement des cultures, d'améliorer la qualité du produit, d'empêcher les insectes nuisibles tout en réduisant l'utilisation des pesticides, et elles permettent de réduire la consommation en eau. Cependant, l'air n'étant plus renouvelé, il se sature en humidité. Lorsque l'air est saturé, les plantes ne consomment plus d'eau donc elles ne peuvent plus transpirer. Si les plantes ne transpirent pas à leur aise, le rendement des cultures baisse et les plantes développent des moisissures et des bactéries qui perturbent leur croissance et qui peuvent endommager et détruire la récolte. Le maintien du taux d'humidité à un niveau approprié est ainsi une priorité absolue pour la santé des plantes.

Il existe plusieurs méthodes de déshumidification qui permettent de contrôler l'humidité relative pendant les saisons froides (Campen, Bot et de Zwart, 2003).

1.3.1 La déshumidification par ventilation

Dans cette stratégie de déshumidification, l'air humide dans les serres est remplacé par l'air sec extérieur. Il existe deux types de déshumidification :

- Ventilation naturelle en ouvrant le toit ou les vitres latérales des serres;
- Ventilation forcée où l'air extérieur est aspiré dans les serres par un ventilateur alors que l'air humide va être expulsé vers l'extérieur par des ouvertures ou par exfiltration.

Le Tableau 1.4 met en évidence les dépenses de chauffage pour chaque type de ventilation, la première colonne indique le coût unitaire lors de l'infiltration naturel de l'air froid. La deuxième et la troisième colonne présentent les coûts pour la ventilation forcée, soit

programmable, soit proportionnelle (Rousse et al., 1999). La différence entre la ventilation programmable et forcée et que la première à un débit de changement d'air constant alors que le débit de changement d'air pour la deuxième est proportionnel au taux d'humidité dans la serre.

Tableau 1.4 Coût et besoin énergétique selon le type de déshumidification (Rousse et al., 1999).

Type de déshumidification		Ventilation naturelle	Ventilation programmée (1fois/heure)	Ventilation proportionnelle
Besoin énergétique (MJ/m²)		1672	1883	1980
Coûts ($/m²)	Gaz	14,79	16,66	17,52
	Électricité	22,28	25,10	26,4
	Mazout	51,03	57,47	60,43
Différence avec/sans déshumidification ($/m²)	Gaz	-	1,87	2,73
	Électricité	-	2,86	4,12
	Mazout	-	6,44	9,4

Selon Rousse et al. (2011; 1999), 13 à 18 % du coût de chauffage est due à la gestion de l'humidité puisque la ventilation proportionnelle coûte en chauffage plus cher qu'en absence de ventilation. En 1999, 2,6 millions de dollars sont consacrés au chauffage de 88 hectares de culture utilisant une ventilation proportionnelle au Québec seulement.

La ventilation naturelle n'est pas aussi efficace que la ventilation proportionnelle mais reste une méthode facile à utiliser et permet une économie importante sur le coût initial par rapport à la ventilation forcée.

Lors du changement de l'air chaud, avec une humidité élevée, présent dans la serre par de l'air froid en provenance de l'extérieur, il y'aura des pertes énergétiques importantes puisqu'on doit réchauffer l'air admis sinon la température de la serre descend considérablement, ce qui peut être nuisible à la culture.

1.3.2 La déshumidification hygroscopique

La déshumidification hygroscopique requiert l'utilisation des matériaux solides ou liquides absorbant l'humidité. Il existe aussi des produits chimiques jouant le même rôle, mais qui restent inutilisables pour les serres. Zhao et al (2004) ont conçu un système qui permet à l'air humide d'entrer dans une salle de déshumidification et l'humidité est absorbée par un liquide (solution de chlorure de calcium à 45%). L'air déshumidifié est injecté dans la serre et le liquide contenant l'humidité se dirige vers un collecteur où il est traité de manière à le réutiliser pour la déshumidification. Les auteurs rapportent que leur système a réduit le taux d'humidité de 80 à 50%.

Cependant, le coût de fonctionnement, les risques environnementaux et la complexité du système le rendent inapproprié pour une utilisation pratique en serre (Campen, Bot et de Zwart, 2003).

Cette méthode ne convient que pour des températures chaudes dans les régions à forte humidité, ce qui n'est pas le cas du Canada.

1.3.3 La déshumidification utilisant des surfaces froides

Lorsque la température du point de rosé de l'air humide est supérieure à la température des surfaces présentes, la vapeur d'eau se condense donc la déshumidification peut être effectuée en utilisant des objets à basse température (Campen, Bot et de Zwart, 2003).

Un système de déshumidification utilisant l'eau froide dans une serre a été mis en place au Pays-Bas (Campen et Bot, 2002). Pour étendre la zone de contact, des tubes à ailettes en acier ont été utilisés. Ces éléments refroidis provoquent une condensation lors du passage de l'air humide par convection naturelle. Selon les auteurs, pour une température de 20°C et une humidité relative de 80%, un mètre de tube refroidi à 5°C supprime 54 grammes de vapeur d'eau par heure.

Ce système est facile à installer, à utiliser et à entretenir, mais il a un coût initial relativement élevé. Les surfaces froides étant installées en hauteur pour maximiser la déshumidification, il y aura de l'ombrage sur une partie des serres, ce sont des zones mortes où la culture n'est pas possible.

1.3.4 La déshumidification utilisant une pompe à chaleur

La condensation de l'air humide se réalise lorsque la température du point de rosée de ce dernier est supérieure à la température de la surface de l'évaporateur d'une pompe à chaleur donc l'humidité de l'air en contact avec cette surface est réduite.

Le fluide frigorifique s'évapore en prenant la chaleur de l'air humide puis se liquéfie dans le condenseur en cédant la chaleur récupérée dans l'air. On peut dire que la pompe à chaleur déshumidifie et chauffe l'air dans la serre simultanément (Boulard et al., 1989).

La pression de l'air humide admis par un compresseur augmente, ce qui provoque la condensation de l'air comprimé. En libérant cet air, il aura la même température que l'air ambiant avec un faible taux d'humidité (Boulard et al., 1989).

Le problème des solutions présentées dans les sections 1.3.3 et 1.3.4 est qu'elles nécessitent toutes deux une grande énergie électrique pour déshumidifier toute une serre.

1.3.5 La déshumidification utilisant des échangeurs de chaleur

Un échangeur de chaleur est reconnu comme un moyen efficace de transfert de chaleur d'un fluide ou de l'air à un autre support. Le transfert d'énergie est provoqué par une différence de température. Ce moyen de déshumidification permet de garder entre 50 et 70% de l'énergie sensible par rapport à l'utilisation de la ventilation sans échangeur. Les économies peuvent être importantes pour les serres isolées. Suivant la conception de l'échangeur, la circulation de l'air peut se faire sans ventilation (Campen, Bot et de Zwart, 2003). Au Canada, le volume d'une serre moyenne est de 1270,2 m^3 et vu que la serre nécessite en moyenne un changement total d'air par heure, donc le débit de l'air traversant l'échangeur est de 1270,2 m^3/heure (Primary Industries Agriculture, 2013).

1.3.6 Conclusion sur le contrôle de l'humidité

Afin de réduire le taux d'humidité dans les serres, plusieurs techniques ont vu le jour. Certaines de ces techniques ne sont pas adaptées aux milieux froids et conduisent à une augmentation considérable des frais de chauffage.

Les échangeurs air-air sont non encombrants, ne consomment presque pas d'énergie électrique et jouent le double rôle de réchauffeur secondaire d'air et de déshumidificateur.

Ces échangeurs semblent être prometteurs pour la déshumidification et la réduction du coût de chauffage des serres pendant les saisons froides au Canada.
C'est la raison pour laquelle ce type d'équipement a été choisi pour faire l'objet de cette étude. La partie suivante présente les échangeurs de chaleur et leurs applications dans la serriculture.

1.4 Les échangeurs de chaleur

1.4.1 Présentation des échangeurs de chaleur

L'échangeur de chaleur est un dispositif utilisé pour transférer l'énergie thermique entre deux ou plusieurs fluides, entre une surface solide et un liquide, à différente température et en contact thermique. L'objectif de l'échangeur est de récupérer ou de rejeter la chaleur.
Les fluides dans un échangeur peuvent être en contact direct. Mais dans la plupart des cas, l'échange thermique se fait par conduction à travers une paroi de séparation.
D'après Graham (1995) ,il existe deux types d'échangeur air-air :

- Les échangeurs sensibles : le transfert d'énergie se manifeste par un changement de température. La paroi de séparation est construite avec des matériaux imperméables. Il n'y a pas d'échange de masse entre les deux écoulements.

- Les échangeurs enthalpiques : l'échange thermique est le résultat des échanges de masse et de température. Ce type d'échangeur est fabriqué en employant une membrane poreuse pour récupérer à la fois l'énergie sensible et latente. Ce type d'échangeur n'est pas utilisable dans les serres car l'humidité de l'air sec entrant augmente par échange de masse avec l'air humide sortant, ce qui oblige l'échangeur à fonctionner plus longtemps pour atteindre le taux requis d'humidité dans les serres (Nasif et al., 2012).

Par ailleurs, les échangeurs peuvent être classés par différentes façons décrites dans les sous-sections suivantes.

1.4.2 Classification selon le procédé de transfert

1.4.2.1 Fluide en contact indirect

Les fluides restent séparés dans un échangeur à contact indirect et le transfert de chaleur se fait à travers la paroi de séparation. Ce type d'échangeur est appelé échangeur de chaleur de surface. Le transfert thermique peut être (Shah et Sekulic, 2003) :

- Direct : le transfert de chaleur est continu et nécessite l'écoulement d'au moins deux fluides simultanément. Ce type de d'échangeur est dit récupérateur. Les récupérateurs constituent la majorité des échangeurs.

- Indirect ou par stockage : les deux fluides s'écoulent alternativement à travers le même passage dont les surfaces stockent l'énergie thermique du fluide chaud puis la libèrent dans le fluide froid, donc le transfert de chaleur est intermittent. Ce types d'échangeurs sont appelés des régénérateurs. L'échangeur rotatif est un régénérateur. Il est constitué d'un cylindre en rotation, rempli avec une structure perméable à l'air. L'air d'admission et d'échappement passent à travers la roue dans une configuration à contre-courant. La chaleur et l'humidité sont transférées d'un courant d'air à la surface de la roue, puis la roue tourne de 180° et la chaleur et l'humidité sont libérées dans l'autre flux d'air (Rafati Nasr et al., 2014).

1.4.2.2 Fluide en contact direct

Pour les échangeurs à contact direct, deux fluides sont en contact direct et sont par la suite séparés. Ce type d'échange implique un transfert de masse en plus du transfert de chaleur.
Ce type d'échangeur permet un transfert de chaleur élevé avec une construction peu coûteuse. Il ne présente aucun problème d'encrassement mais il est limité aux cas ou le contact direct entre les fluides est permis. Ces échangeurs peuvent être classés comme suit (Shah et Sekulic, 2003):

- Échangeurs pour des fluides non miscibles : deux fluides qui ne se mélangent pas, entrent en contact direct. Ces fluides peuvent être monophasés ou contenant du condensat ou de la vapeur de l'autre fluide.

- Échangeurs gaz liquide : l'un des fluides est un gaz. Les deux fluides sont facilement séparables après l'échange d'énergie. 90% du transfert d'énergie est dû au transfert de masse. Le transfert de chaleur par convection est un mécanisme mineur.
- Échangeurs liquide vapeur : la vapeur est partiellement ou totalement condensée, en utilisant l'eau de refroidissement qui se chauffe grâce au contact direct avec la vapeur.

1.4.3 Classification selon la géométrie

1.4.3.1 Échangeur de chaleur tubulaire

Les échangeurs de chaleur tubulaire sont généralement constitués de tubes circulaires, rectangulaires ou elliptiques. Ce type d'échangeur est utilisé principalement pour le transfert de chaleur entre un gaz et un liquide ou bien entre deux gaz lorsque les températures ou les pressions de fonctionnement sont très élevés (Shah et Sekulic, 2003). Ce type d'échangeur se divise en plusieurs catégories :

- Échangeur de chaleur à enveloppe et à tube. Il est composé de plusieurs tubes en U et d'une enveloppe. L'entrée et la sortie du fluide sont dans les extrémités opposées de cette enveloppe. Des déflecteurs sont mis en place dans l'enveloppe afin de mélanger l'écoulement, ce qui permet d'augmenter le coefficient de convection du fluide présent grâce à l'ajout de turbulence et d'une composante transversale de vitesse d'écoulement. La structure de ce type d'échangeur est simple et il a un coût relativement bas (Incropera et DeWitt, 1996).

- Échangeur à tube concentrique : constitué de deux tubes coaxiaux dans lesquels deux fluides sont soit à contre-courant, soit co-courant. Ce type d'échangeur se transforme en un échangeur à triples tubes lors de l'ajout d'une conduite intermédiaire. L'échangeur triples tubes offre une meilleure efficacité de transfert de chaleur qu'un échangeur à tube concentrique, puisque le troisième tuyau améliore le transfert de chaleur à travers un passage d'écoulement supplémentaire le tout grâce à l'augmentation de la surface d'échange par unité de longueur (Quadir, Badruddin et Salman Ahmed, 2014).

- Échangeur à tube spirale : consiste en une ou plusieurs bobines enroulées en spirale, montées dans une enveloppe. Le taux de transfert de chaleur associé à un tube en spirale

Rapport-Gratuit.com

est supérieur à celui d'un tube droit. La dilatation thermique pour ce type d'échangeur n'est pas un problème mais son nettoyage est cependant presque impossible (Shah et Sekulic, 2003).

1.4.3.2 Échangeur de chaleur à plaque

Ces échangeurs sont généralement construits avec des plaques minces, lisses et peuvent comporter certaines ondulations pour favoriser le transfert thermique et augmenter la surface de contact. Ce type d'échangeur ne peut pas être utilisé avec des pressions et des différences de pression ou de température élevées. Les plaques de l'échangeur peuvent être jointées, soudées ou bien brasées en fonction de l'étanchéité requise. Il existe aussi d'autres échangeurs à plaque comme les échangeurs à spirale (Shah et Sekulic, 2003).

- Échangeur jointé : Constitué d'un certain nombre de plaques métalliques rectangulaires scellées aux bords par des joints. Le tout est maintenu dans un cadre. Il est facilement démontable pour le nettoyage, l'inspection et l'entretien (Shah et Sekulic, 2003).
- Échangeur soudé : Les plaques métalliques sont soudées pour surmonter la limitation de pression et de température observée pour les échangeurs jointés. L'utilisation d'un fluide corrosif compatible avec le matériau des plaques est possible. L'inconvénient d'un tel système est qu'il n'est pas démontable donc difficilement applicable en serriculture (Shah et Sekulic, 2003).
- Échangeur à spirale : Il est composé de deux plaques enroulées hélicoïdalement pour former une paire de canaux en spirale. Le diamètre de l'échangeur et la surface d'échange sont grands. Cet échangeur n'est pas aussi efficace que les échangeurs à plaques non déformées, mais pour une même capacité d'échange, il nécessite moins de surface d'échange qu'un échangeur tubulaire. Mais il est utilisable que pour des différences de pression et de température limitées (Shah et Sekulic, 2003).

1.4.3.3 Échangeur de chaleur à surface étendue

D'après les auteurs (Shah et Sekulic, 2003), l'efficacité des échangeurs de chaleur est généralement inférieure à 60% avec une densité de surface du transfert de chaleur inférieure à 700 m²/m³. Tel est le cas des échangeurs utilisant des gaz dont le coefficient de transfert de chaleur est faible, la surface d'échange doit être grande pour avoir une efficacité élevée. Dans certaines applications, une efficacité plus élevée est essentielle malgré un volume et une masse de l'échangeur limité.

L'une des méthodes les plus courantes pour augmenter cette surface est l'ajout des ailettes ce qui permet d'augmenter la surface d'échange de 5 à 12 fois. Ce type d'échangeur est appelé échangeur à surface étendue ou échangeur à ailettes (Shah et Sekulic, 2003).

L'échangeur à ailettes permet d'augmenter le transfert de chaleur. Cet échangeur se compose de couches de plaques-ailettes placées en alternance. Ces couches sont séparées par des feuilles et retenues par des barres latérales. L'avantage de ce type d'échangeur est qu'il a une grande surface d'échange avec un poids léger. Suivant l'application désirée, différents types de plaque tel que plaque pleine, perforée, ou ondulée sont utilisés pour créer l'échangeur. Ce type d'échangeur est utilisé pour une large gamme de températures et de pressions pour les échanges entre gaz-gaz, gaz-liquide et les fonctions multi-phases comme la liquéfaction de l'air (Hormozi, Khoshvaght-Aliabadi et Zamzamian, 2014).

1.4.4 Classification selon la disposition des flux

Le choix d'un arrangement de flux dépend de l'efficacité de l'échangeur nécessaire, des vitesses maximales et minimales autorisées, des conduites d'écoulement, des contraintes thermiques admissibles et d'autres critères de conception. Il existe trois dispositions différentes:

- Contre-courant : les deux fluides sont parallèles mais de direction opposée. Les variations de températures des deux fluides peuvent être idéalisées comme unidimensionnelles suivant la direction de l'écoulement seulement. L'arrangement à contre-courant a l'efficacité thermique la plus élevée comparée à tous les autres arrangements. Un échangeur ne peut être à contre-courant sur toute sa longueur puisqu'il nécessite une

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

configuration particulière à l'entrée et à la sortie des fluides, comme la configuration en U ou le fluide entre dans l'échangeur puis effectue un virage brusque de 90° puis un autre virage de 90° avant de sortir. Il existe aussi des configurations en K et L avec une efficacité thermique supérieure et une perte de pression inférieure à celle de la configuration en U puisqu'il y a moins de virages (Ball, 2003).

- Co-courant : les deux fluides entrent ensemble par la même extrémité. Les variations de températures des deux fluides peuvent être idéalisées comme unidimensionnelles suivant la direction de l'écoulement seulement. Il a l'efficacité thermique la plus faible comparé aux autres configurations, avec la possibilité d'avoir une grande différence de température des fluides à l'entrée, ce qui conduit à des contraintes thermique élevées sur la paroi de l'échangeur (Shah et Sekulic, 2003).
- Courant croisé : les deux fluides s'écoulent parallèlement mais dans des directions normales. Les variations de température des deux fluides peuvent être idéalisées comme bidimensionnelles suivant les deux directions de l'écoulement des deux fluides. L'efficacité de cette disposition est située entre l'efficacité des dispositions présentées préalablement. La différence de température maximale se trouve au coin des entrées du fluide chaud et froid. C'est le dispositif le plus utilisé puisque les entrées et les sorties des fluides sont facilement concevables. Pour obtenir une efficacité de l'ordre de 80%, la taille de l'échangeur peut devenir excessive (Shah et Sekulic, 2003).

1.5 Les échangeurs air-air destinés au milieu serricole

Les échangeurs air-air sont des échangeurs qui permettent de prélever de la chaleur de l'air chaud humide pour préchauffer l'air froid sec entrant dans la serre.

Selon Ibarra Castanedo (2000), les échangeurs air-air ont un coefficient de transfert thermique faible donc une efficacité modeste. Ils produisent du bruit. Les dimensions de l'échangeur conçu par l'auteur pour avoir une efficacité de 60% sont de 393mm×553mm pour une longueur de 5,2m. Donc, les surfaces d'échange doivent être grandes de l'ordre de 62 m² pour atteindre des taux de transfert de l'ordre de 60% (Ibarra Castanedo, 2000).

L'avantage d'utiliser ce type d'échangeur est qu'il y'a aussi moins de corrosion et d'encrassement. Son utilisation est plus facile car il requiert moins de surveillance et moins de manutention comparativement aux techniques de déshumidification telles que les déshumidificateurs hygroscopiques. Il permet aussi de réduire à la fois le coût du chauffage et l'humidité dans les serres.

1.5.1 Les prototypes des échangeurs dans la littérature

Dans la littérature, il existe plusieurs prototypes d'échangeur :

- Lepoidevin et al. (1980) ont utilisé un film mince de polyéthylène pour former la surface d'échange. Les dimensions de cet échangeur sont de 1m×12,2m. il est composé de 6 conduites rectangulaires d'hauteur 15 mm. 3 de ses conduites sont pour l'air chaud et 3 sont pour l'air froid. Malgré que les surfaces soient égales à 12,2 m², le prix de l'appareil reste bas grâce aux matériaux non onéreux des surfaces d'échange. Ils ont utilisé une configuration à contre-courant qui leur permet d'avoir une efficacité thermique théorique plus grande que pour les autres configurations. L'air qui pénètre les canaux maintien les parois de ces dernières grâce à sa pression. Les auteurs ont montré que l'efficacité de leurs échangeurs atteint les 80% malgré qu'ils n'aient pas tenu compte des apports de condensation au transfert total.
  Ni le volume élevé ni les matériaux fragiles utilisés pour fabriquer cet échangeur ne permettent la commercialisation de ce prototype.

- Albright et Behler (1984), connaissant les limitations de l'air comme milieu de transfert thermique, ont utilisé une combinaison air-liquide-air, afin de profiter de la plus grande capacité thermique d'un fluide réfrigérant par rapport à l'air. Leur résultat montre une efficacité thermique similaire à celle des échangeurs air-air. Ces chercheurs ont mis en évidence l'importance de la condensation dans la déshumidification et les échanges thermiques. Le grand nombre des composants de ce type d'échangeur et sa difficulté d'entretien le rendent moins attrayant pour les serristes.

- Besant et Bugg (1983) ont construit un prototype à contre-courant, constitué de plaques en métal galvanisé, formant 7 passages pour l'air chaud et 6 pour le froid. Ils ont montré que leur échangeur a une efficacité de 60% malgré la présence de condensation et de givrage. Ils ont ensuite mis en évidence que l'augmentation de l'humidité provoque une augmentation de l'efficacité même en présence de givre. Le problème de ce prototype est que son poids peut être élevé à cause de la matière du cœur de l'échangeur.

- Mcginns et al. (1984) a développé un échangeur multitube avec des déflecteurs, muni d'un système de dégivrage. L'air humide circule dans un arrangement de 196 tuyaux de 50 mm de diamètre en polyéthylène de longueur 1,5 m, dans lesquels la condensation se produit. Les auteurs ont observé le rôle des déflecteurs dans la récupération d'énergie malgré l'augmentation des pertes de charge. L'efficacité de cet échangeur peut atteindre les 35%.

Le prototype réalisé par Besant et Bugg (1983) est le mieux adapté aux conditions présentes au Canada puisqu'il fournit une efficacité de 60% même dans les milieux les plus froids et qu'il ne nécessite pas un système de dégivrage pour son fonctionnement.
En plus des différents prototypes d'échangeur air-air présents dans la littérature, Martin (1998) a présenté trois générations d'échangeurs destinés aux serres.

1.5.2 Les générations des échangeurs air-air

1.5.2.1 Première génération

En 1996, lors des travaux initiaux du groupe de recherche dont l'auteur de ce mémoire fait aujourd'hui partie, un échangeur air-air non compact a vu le jour dont les objectifs étaient :

- Réduire le coût de production des échangeurs (inferieur à $2000, période de retour sur l'investissement inférieur à 3 ans).
- Faciliter l'assemblage.
- Restreindre les entretiens et les réparations.
- Permettre une bonne performance en présence de givre.

La configuration à contre-courant a été choisie pour améliorer le transfert thermique. Le cœur de l'échangeur a été créé en utilisant un tuyau annelé flexible en thermoplastique non perforé. Un tuyau annelé à intérieur lisse est utilisé comme enveloppe extérieure de l'échangeur dans laquelle circule l'air chaud venant de la serre (Mcginnis, 1984). Les matériaux utilisés sont à la fois disponibles et avec un faible coût d'achat, ils permettent aussi d'enterrer l'échangeur pour libérer plus d'espace (Rousse et al., 2000; Rousse et al., 1999). Après des essais, les auteurs ont constaté que cet échangeur avait une efficacité thermique atteignant 78% pour une température extérieur de 0 °C et que la chaleur latente contribuait jusqu'à 40% de l'énergie échangée au processus de transfert de chaleur (Goncalves, Rousse et Milot, 2011; Rousse et al., 2000; Rousse et al., 1999).

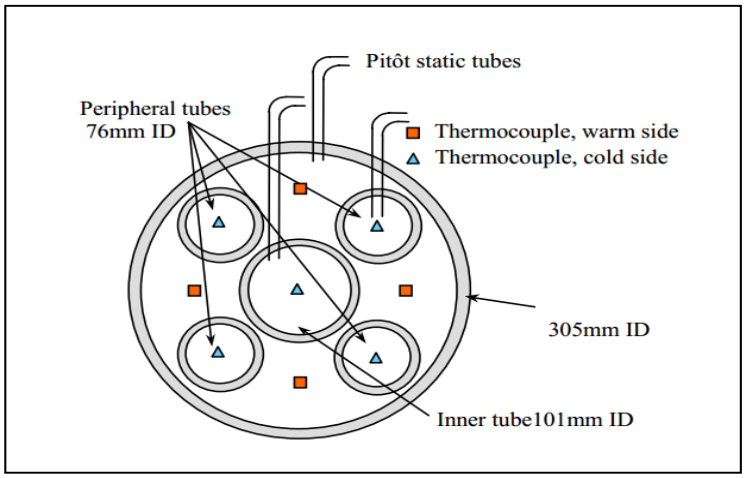

Figure 1.8 Première génération d'échangeur air-air
Tirée de Rousse et al. (2000)

Toutefois, cet appareil - présenté à la figure 1.8- faisait 24 m de longueur et requerrait plus de 5 jours ouvrables pour une installation fonctionnelle par 3 personnes. Ce faisant, jamais un tel appareil n'aurait pu avoir un avenir commercial. Bien que le principe ait été prometteur, il fallait apporter des améliorations afin d'en assurer l'éventuelle commercialisation.

1.5.2.2 Deuxième et troisième générations

Ces échangeurs ont une forme rectangulaire et les conduites de plastique suivent un arrangement en rangée et colonnes. Ce design permet une grande surface d'échange.

L'encrassement n'affecte pas les performances des appareils de ces générations malgré la réduction de leurs dimensions. Ils ont une efficacité thermique de 60% mais ces prototypes restent très volumineux (Ibarra Castanedo, 2000).

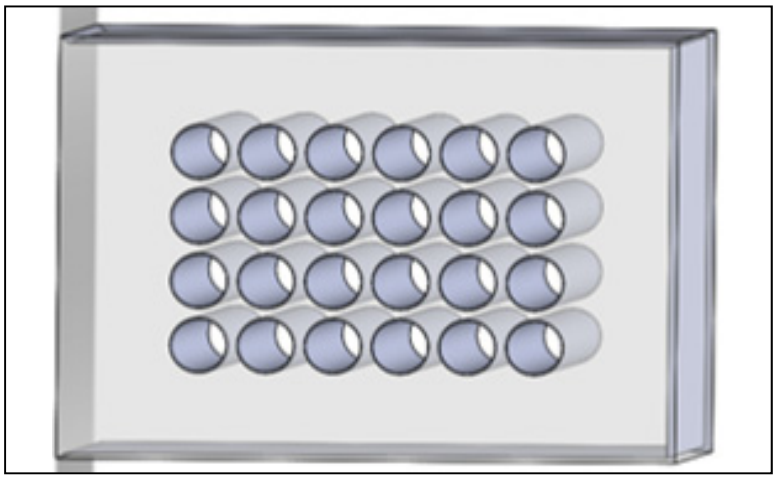

Figure 1.9 Deuxième et troisième génération

Les caractéristiques géométriques des trois générations sont présentées dans le tableau suivant (Ibarra Castanedo, 2000).

Tableau 1.5 Caractéristiques géométriques des trois générations d'échangeurs

Prototype	Cœur	Enveloppe extérieur	L (m)	V (m^3)
1	1tuyau intérieur D = 101mm 4 tuyaux extérieurs D = 76 mm	Circulaire D = 300 mm	24,3	2
2a	6×4 tuyaux D = 50 mm	Carrée 393×553 mm	5 ,2	0,9
2b	9×5 tuyaux D = 50 mm	Carrée 393×670 mm	4,4	0,8
3	10×15 tuyaux D = 38 mm	Carrée 673×1030 mm	1,49	1,1

Le Tableau 1.5 nous montre l'évolution des générations des échangeurs air-air. On remarque que ces prototypes sont de plus en plus compacts malgré que leur efficacité thermique reste égale à 60%.

Malgré l'amélioration des échangeurs air-air point de vue transfert de chaleur, il demeure encombrant et leur prix reste élevé.

Serait-il possible de créer un prototype d'échangeur air-air compact dont le volume ne dépasse pas les 1 m^3 pour être placé sous une table de culture tout en réduisant la possibilité d'encrassement et dont l'efficacité thermique soit la plus élevée possible ?

CHAPITRE 2

MODÈLE MATHÉMATIQUE ET SIMULATION NUMÉRIQUE

Le concept le plus intéressant d'échangeur serricole présent dans la littérature est celui de Besant et Bugg (1983) qui ne nécessite pas un appareil de dégivrage et qui présente une efficacité thermique de l'ordre de 60%. Pour cela, l'échangeur choisi a la même géométrie (à plaque) et la même distance entre les plaques (15mm).

Afin de ne pas déranger les ouvriers dans la serre et de ne pas bloquer la lumière sur les plantations, l'installation de l'échangeur doit être réalisée sous les tables de serriculture. Donc, le volume de l'échangeur doit être restreint. Pour assurer un maximum de flexibilité à l'installation et une adaptabilité à un plus grand nombre possible de configurations internes, il fut décidé de limiter le volume du cœur de l'échangeur à $1m^3$. Une configuration à courant-croisé –la plus compacte – a été choisie.

Le choix d'utiliser un logiciel de modélisation numérique est effectué dans le but de simuler ultimement l'échange de chaleur lorsqu'une condensation se produit. La validation du modèle numérique est obligatoire, pour cela une comparaison entre les résultats obtenus par simulation et par la théorie est nécessaire. Ainsi, l'échangeur comprenant une seule conduite pour le fluide chaud et une seule conduite pour le fluide froid, présenté dans la Figure 2.10 et appelé « échangeur 1 », fait l'objet des premières études théoriques. En réalité, un échangeur est composé de plusieurs conduites superposées. Dans une seconde série de validations, un échangeur comprenant deux conduites pour le fluide chaud et une seule conduite pour le fluide froid, présenté dans la Figure 2.11 et appelé « échangeur 2 », a été simulé. Par la suite, une comparaison entre les résultats obtenus pour un échangeur réel, l'échangeur 1 et l'échangeur 2, a été réalisée.

Ce chapitre est divisé en deux parties. La première partie présente les équations et les corrélations utilisées pour déterminer l'efficacité théorique de l'échangeur. L'algorithme de l'outil numérique Matlab conçu pour le calcul de l'efficacité théorique de l'échangeur est présenté par la suite. La seconde partie décrit la modélisation par mécanique de fluides numériques réalisée pour un échangeur sec – pour le comparer aux résultats obtenus par

Rapport-Gratuit.com

Matlab– et pour un échangeur humide où de la condensation se produit. L'outil de simulation utilisé, Ansys-Fluent, est basé sur la méthode des volumes finis (Patankar, 1980; Tu, Yeoh et Liu, 2007).

2.1 Calcul théorique de l'efficacité de l'échangeur

La méthode mathématique utilisée pour évaluer l'efficacité thermique d'un récupérateur de chaleur a été largement étudiée (Incropera et DeWitt, 1996; Shah et Sekulic, 2003). Cette efficacité peut être classée comme sensible, latente ou totale. Dans cette partie, seule l'efficacité sensible est décrite et utilisée. Cette efficacité est définie comme le rapport du transfert de l'énergie réel par le transfert d'énergie maximal possible :

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \tag{2.1}$$

L'efficacité d'un échangeur air-air n'est pas fixe mais elle est fonction du rapport des capacités calorifiques des écoulements d'air, de la quantité de chaleur traversant la surface et du coefficient global du transfert de chaleur. Donc cette efficacité dépend des conditions de fonctionnement de l'échangeur. La méthode ε-NTU est la plus adaptée pour la détermination de l'efficacité d'un échangeur car seules les températures d'entrée et les débits des fluides sont nécessaires contrairement à la méthode de la différence logarithmique de la température moyenne qui nécessite la connaissance des températures d'entrée et de sortie (Kays et London, 1984; Rohsenow, Hartnett et Cho, 1998).

Il existe deux possibilités pour le calcul de l'efficacité par la méthode ε-NTU : les chartes et les équations. Les chartes permettent de confirmer les calculs réalisés à l'aide des équations.

- Les courbes d' ε en fonction de *NTU* présentées à la figure 2.1, sont obtenues expérimentalement pour les différents types d'échangeur.

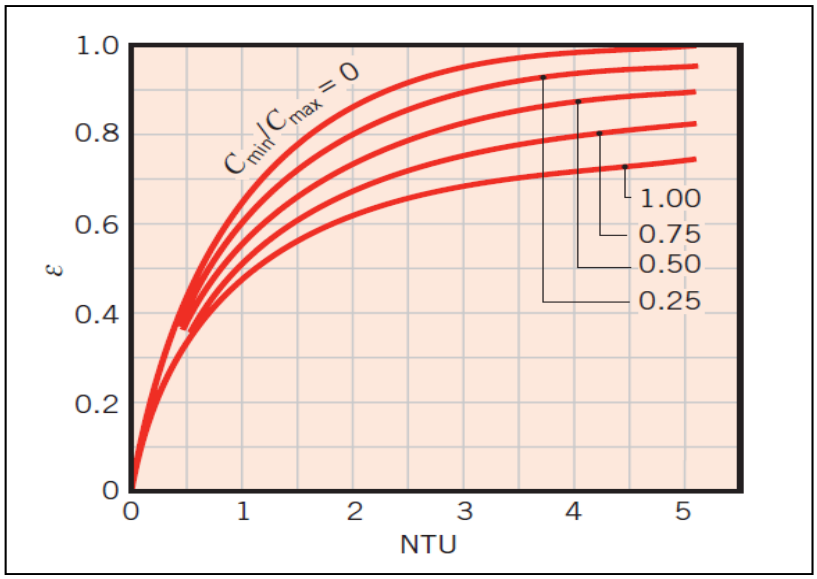

Figure 2.1 Efficacité d'un échangeur à courant croisé
en fonction de NTU
Tirée de Incropera et DeWitt(1996)

Sur la figure 2.1, C_{min} et C_{max} sont le minimum et le maximum des débits capacitifs des fluides chaud et froid entrants.

- Les corrélations mathématiques de ε en fonction de *NTU* ont étés présentées par plusieurs auteurs (Hewitt et Barbosa, 2008; Kays et London, 1984; Rohsenow, Hartnett et Cho, 1998; Shah et Sekulic, 2003).

Pour les échangeurs à courants croisés présentés à la figure 2.2, le fluide entrant dans la conduite rectangulaire peut se mélanger -les lignes de courant se croisent- ou pas, conduisant à une variation de l'efficacité de l'échangeur. Donc, il y a 4 possibilités pour la corrélation de ε (Shah et Sekulic, 2003).

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

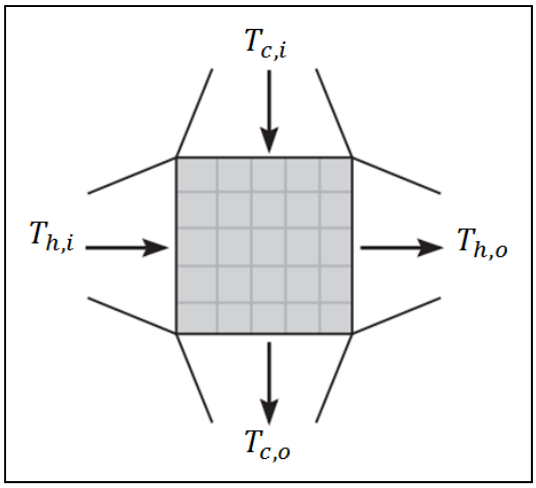

Figure 2.2 Échangeur à courant croisé
Tirée de Incropera et DeWitt(1996)

- Les fluides de C_{min} et C_{max} sont mélangés

$$\varepsilon = \frac{1}{\left[\left(\frac{1}{1-\exp(-NTU)}\right)+\left(\frac{Cr}{1-\exp(-NTU\times Cr)}\right)-\frac{1}{NTU}\right]} \tag{2.2}$$

- Les fluides de C_{min} et C_{max} ne sont pas mélangés et pour une seule conduite

$$\varepsilon = 1-exp\left[\left(\frac{1}{Cr}\right)\times NTU^{0,22}\times\left\{\exp\left[-Cr\times NTU^{0,78}\right]-1\right\}\right] \tag{2.3}$$

- Le fluide de C_{min} n'est pas mélangé mais le fluide de C_{max} est mélangé

$$\varepsilon = \frac{1}{Cr}\times[1-\exp\left[-Cr\times\{1-\exp(NTU)\}\right]] \tag{2.4}$$

- Le fluide de C_{min}est mélangé mais le fluide de C_{max} n'est pas mélangé

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{Cr}\right) \times \left(1 - \exp\left(-NTU \times Cr\right)\right)\right] \tag{2.5}$$

avec

$$C_h = \dot{m}_h \times C_{p,h} \tag{2.6}$$

$$C_c = \dot{m}_c \times C_{p,c} \tag{2.7}$$

$$C_{min} = minimun\left(C_c, C_h\right) \tag{2.8}$$

$$C_{max} = maximum\left(C_c, C_h\right) \tag{2.9}$$

$$Cr = \frac{C_{min}}{C_{max}} \tag{2.10}$$

Un fluide est dit mélangé si une ligne de courant traversant une conduite se mélange avec les lignes de courant adjacentes à travers la longueur de l'échangeur de chaleur. Certains échangeurs de chaleur sont constitués de canaux, ce qui ne permet pas à l'air de se mélanger. D'autres échangeurs dont les plaques présentent des motifs, permettent un déplacement latéral de l'air favorisant ainsi le mélange (Ball, 2003). La figure suivante présente le trajet de l'écoulement lorsque le fluide est mélangé et non mélangé.

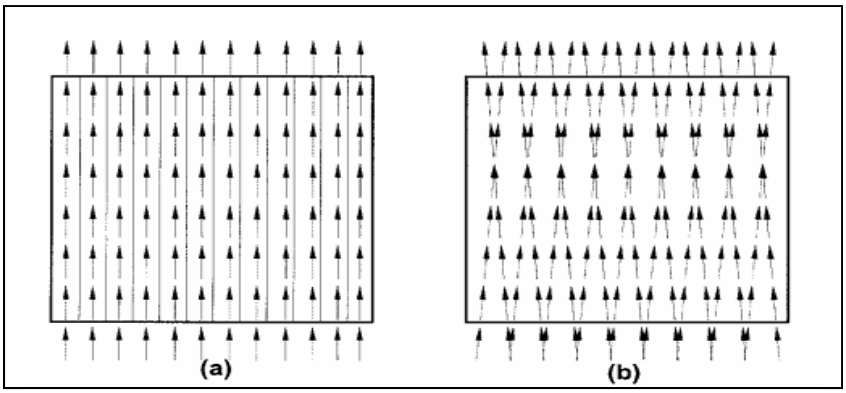

Figure 2.3 Trajets d'écoulement d'un échangeur à plaques
(a) non mélangé, (b) mélangé
Tirée de Ball (2003)

D'après les corrélations précédentes, l'efficacité d'un échangeur à courant croisé ne dépend pas directement des températures de l'air admis, mais de *NTU* qui est une variable sans dimension utilisée pour quantifier la capacité thermique des différents échangeurs. Elle est définie comme suit (Incropera et DeWitt, 1996) :

$$NTU = \frac{U \times A_g}{C_{min}} \tag{2.11}$$

avec A_g la superficie d'échange entre les fluides chaud et froid et U le coefficient de transfert thermique global.

D'après l'expression précédente, *NTU* est le rapport entre le transfert de chaleur potentiel de l'échangeur et la capacité calorifique minimal des deux courants d'air. Le transfert de chaleur potentiel est évalué en fonction du coefficient global de transfert de chaleur thermique, U, et l'air de la surface de transfert de chaleur A_g entre les deux flux d'air. Le coefficient de transfert thermique global U est calculable par la formule suivante (Incropera et DeWitt, 1996):

$$\frac{1}{U} = \frac{e}{\lambda_{wall}} + \frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} + \frac{1}{f_h} + \frac{1}{f_c} \tag{2.12}$$

avec e l'épaisseur de la plaque séparant les deux fluides, h_h et h_c les coefficients de convection du fluide chaud et froid et f_h et f_c les coefficients d'encrassement des fluides.

La résistance thermique de la plaque de l'échangeur, e / λ_{wall}, est suffisamment petite pour être négligée car l'épaisseur e de la plaque est mince et sa conductivité thermique est beaucoup plus élevée que celle de l'air. En supposant que l'air est propre et ne provoque pas d'encrassement, l'équation de U devient :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} \tag{2.13}$$

La nouvelle équation de U est constituée des coefficients de transfert de chaleur des cotés chaud et froid. Ces coefficients sont calculables à partir du nombre de Nusselt, de la conductivité thermique de l'air et du diamètre hydraulique de la conduite (Incropera et DeWitt, 1996)

$$h = Nu \times \frac{\lambda_{air}}{D_h} \tag{2.14}$$

Le diamètre hydraulique représente le diamètre équivalent pour les conduites non circulaires. Il est défini pour les conduites rectangulaires comme suit (Incropera et DeWitt, 1996):

$$D_h = \frac{4 \times S}{P} = \frac{2 \times l \times L}{(l + L)} \tag{2.15}$$

Les dimensions L et l (Figure 2.4) sont la cote de l'échangeur et l'espacement entre les plaques.

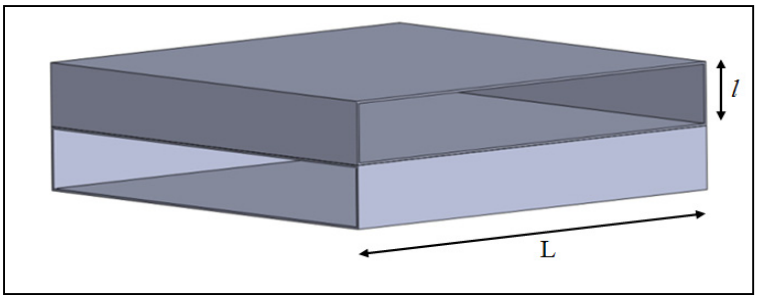

Figure 2.4 Dimensions caractéristiques de l'échangeur

L'efficacité de l'échangeur étant déterminée, les températures à la sortie de l'échangeur peuvent être déduites à partir de l'équation suivante :

$$\varepsilon = \frac{C_c \times \left(T_{c,o} - T_{c,i}\right)}{C_{min} \times \left(T_{h,i} - T_{c,i}\right)} = \frac{C_h \times \left(T_{h,i} - T_{h,o}\right)}{C_{min} \times \left(T_{h,i} - T_{c,i}\right)} \tag{2.16}$$

avec $T_{c,o}$, $T_{c,i}$, $T_{h,o}$ et $T_{h,i}$ sont les températures du fluide froid sortant, du fluide froid entrant, du fluide chaud sortant et du fluide chaud entrant. C_c et C_h sont les débits capacitifs du fluide froid et chaud.

Cependant, pour déterminer l'efficacité théorique de l'échangeur, le nombre de Nusselt doit être évalué (équation 2.14). Plusieurs corrélations permettant de calculer ce nombre sont présentées dans la partie suivante.

2.2 Corrélation pour la détermination de Nusselt

Les nombres de Reynolds et de Prandlt sont définis comme suit :

$$Re_D = \frac{V \times D_h}{\nu_{air}} = \frac{V \times D_h \times \rho_{air}}{\mu_{air}} \tag{2.17}$$

$$Pr = \frac{c_p \times \mu_{air}}{\lambda_{air}} \tag{2.18}$$

2.2.1 Les corrélations sans l'utilisation du facteur de friction

2.2.1.1 Corrélation de Dittus-Boelter

Dittus et Boelter furent parmi les premiers à proposer une corrélation pour un écoulement en conduite. Elle fut obtenue pour une conduite circulaire droite dans laquelle circule un écoulement pleinement développé. La précision de cette corrélation est de 25 % et elle est utilisable pour un Re_D entre 2500 et $1{,}24\times10^5$et pour un Pr entre 0,7 et 120(Hewitt et Barbosa, 2008).

Lorsque le fluide se chauffe :

$$Nu = 0{,}024 \times Re_D^{\,0{,}8} \times Pr^{\,0{,}4} \tag{2.19}$$

Lorsque le fluide se refroidit :

$$Nu = 0{,}026 \times Re_D^{\,0{,}8} \times Pr^{0{,}3} \tag{2.20}$$

2.2.1.2 Corrélation de Colburn

La précision de cette corrélation est entre 19,8% et 27,6 % et elle est utilisable pour un Re_D entre 10^4 et 10^5et pour un Pr entre 0,5 et 3 (Hewitt et Barbosa, 2008).

$$Nu = 0{,}023 \times Re_D^{\,0{,}8} \times Pr^{\,1/3} \tag{2.21}$$

2.2.2 Les corrélations avec l'utilisation du facteur de friction f_e

2.2.2.1 Corrélation de Gnielinski

La précision de cette corrélation est de ±10% et elle est utilisable pour un Re_D entre 2300 et 5×10^6et pour un Pr entre 0,5 et 2000 (Hewitt et Barbosa, 2008).

$$Nu = \frac{\frac{f_e}{2} \times (Re_D - 1000) \times Pr}{1 + 12{,}7 \times \sqrt{\frac{f_e}{2}} \times \left(Pr^{2/3} - 1\right)} \tag{2.22}$$

2.2.2.2 Corrélation de Petukhov-Popov

La précision de cette corrélation est de ±5%.Elle est utilisable pour un Re_D entre 4000 et 5×10^5et pour un Pr entre 0,5 et 10^6(Hewitt et Barbosa, 2008).

$$Nu = \frac{\frac{f_e}{2} \times Re_D \times Pr}{C + 12{,}7 \times \sqrt{\frac{f_e}{2}} \times \left(Pr^{2/3} - 1\right)} \tag{2.23}$$

avec

$$C = 1{,}07 + \frac{900}{Re_D} - \frac{0{,}63}{1 + 10 \times Pr} \tag{2.24}$$

2.2.2.3 Facteur de friction

Les pertes de charge sont dues aux frottements du fluide aux parois d'une conduite. Ces frottements sont estimés par le facteur de friction f_e. Ce coefficient n'est pas constant mais dépend des paramètres de la conduite et de la vitesse d'écoulement du fluide. Le facteur de friction f_e peut être obtenu à partir du diagramme de Moody (figure 2.5) en connaissant le nombre de Reynolds et la rugosité relative de la paroi de la conduite.

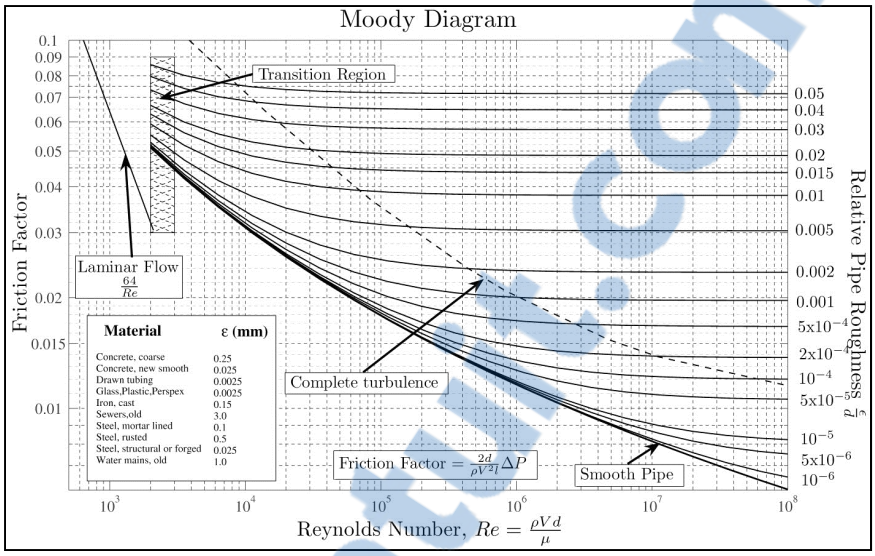

Figure 2.5 Diagramme de Moody
Tirée de White (2003)

fe peut être aussi évalué pour des conditions données grâce à des corrélations selon le régime du fluide.

- Régime laminaire (Shah et Sekulic, 2003):

$$f_e = \frac{64}{Re_D} \tag{2.25}$$

- Régime turbulent :
  - ❖ Pour une conduite lisse :
    - Selon Blasius, pour Re_D entre 4×10^3 et 10^5(Shah et Sekulic, 2003).

$$f_e = 0{,}0791 \times Re_D^{-1/4} \tag{2.26}$$

- Selon McAdams, pour Re_D entre 3×10^4 et 10^6(Shah et Sekulic, 2003).

$$f_e = 0{,}046 \times Re_D^{-1/5} \tag{2.27}$$

Rapport-Gratuit.com

- Selon Bhatti-Shah, $f_e = A + B \times Re_D^{-1/m}$ (Shah et Sekulic, 2003).

  avec :

  - A= 0,0054; B = 2,3 10^{-8}; m = $\frac{2}{3}$pour Re_D entre 2100 et 4000.
  - A= 0,000128; B =0,1143; m =3,2154 pour Re_D entre 4000 et 10^7.

- Selon Colebrook, pour Re_D supérieur ou égale à 4000(Shah et Sekulic, 2003).

$$\frac{1}{\sqrt{f_e}} = 1{,}58 \times Ln(R_{eD}) - 3{,}28 \tag{2.28}$$

❖ Pour une conduite rugueuse

- Selon Colebrook et pour un Re_D supérieur à 4000(Shah et Sekulic, 2003).

$$\frac{1}{\sqrt{f_e}} = -4 \times log_{10}\left(\frac{\xi / D_h}{3{,}7} + \frac{1{,}255}{Re_D \times \sqrt{f_e}}\right) \tag{2.29}$$

- Selon Swamee-jain qui est une approximation de la corrélation de Colebrook(Shah et Sekulic, 2003).

$$f_e = 0{,}0625 \times \left[log_{10}\left(\frac{\xi / D_h}{3{,}7} + \frac{5{,}74}{Re_D^{0{,}9}} \right) \right]^{-2} \tag{2.30}$$

La précision de f_e est de l'ordre de 2%.

Le principal problème est que le coefficient de frottement fourni par les corrélations est destiné aux conduites circulaires, d'où une conversion de f_e vers f_{rec} doit être faite pour répondre à la géométrie choisie pour notre échangeur. Une conversion a été mise en place par

Bhatti-Shah (Shah et Sekulic, 2003)qui consiste à calculer f_e en utilisant D_h de la géométrie non circulaire et de trouver f_{rec} avec une précision de 5%par la formule suivante :

$$f_{rec} = \left(1,0875 - 0,1125 \times \frac{L}{l}\right) \times f_e \tag{2.31}$$

D'après les auteurs (Shah et Sekulic, 2003),lors de l'utilisation de f_{rec}, si l'échange se fait sur une seule paroi, avec un Pr entre 0,5 et 10, et un Re_D entre 10^4 et 10^6, la précision avec laquelle le nombre de Nusselt est estimé est de 20%.

2.3 Modélisation avec MATLAB

Les équations définies précédemment ont été programmées dans l'environnement Matlab pour calculer l'efficacité d'un échangeur. Ce programme permet de visualiser les variations de l'efficacité et les températures de sortie de l'échangeur en fonction de la variation de plusieurs paramètres comme les dimensions de l'échangeur, les débits d'air, les températures à l'entrée et le type de corrélation de Nusselt utilisée.

La Figure 2.6 met en évidence les étapes nécessaires pour la détermination de l'efficacité de l'échangeur en utilisant les corrélations de *NTU* et du coefficient de convection présentées dans les parties 2.1 et 2.2. La Figure 2.7 présente l'algorithme de calcul nécessaire pour déterminer l'effet de la variation des différents paramètres sur l'efficacité de l'échangeur en utilisant l'algorithme présent dans la Figure 2.6.

L'Annexe 1 présente le listing du code Matlab qui a été développé et implanté avant de passer à la simulation par mécanique de fluides.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

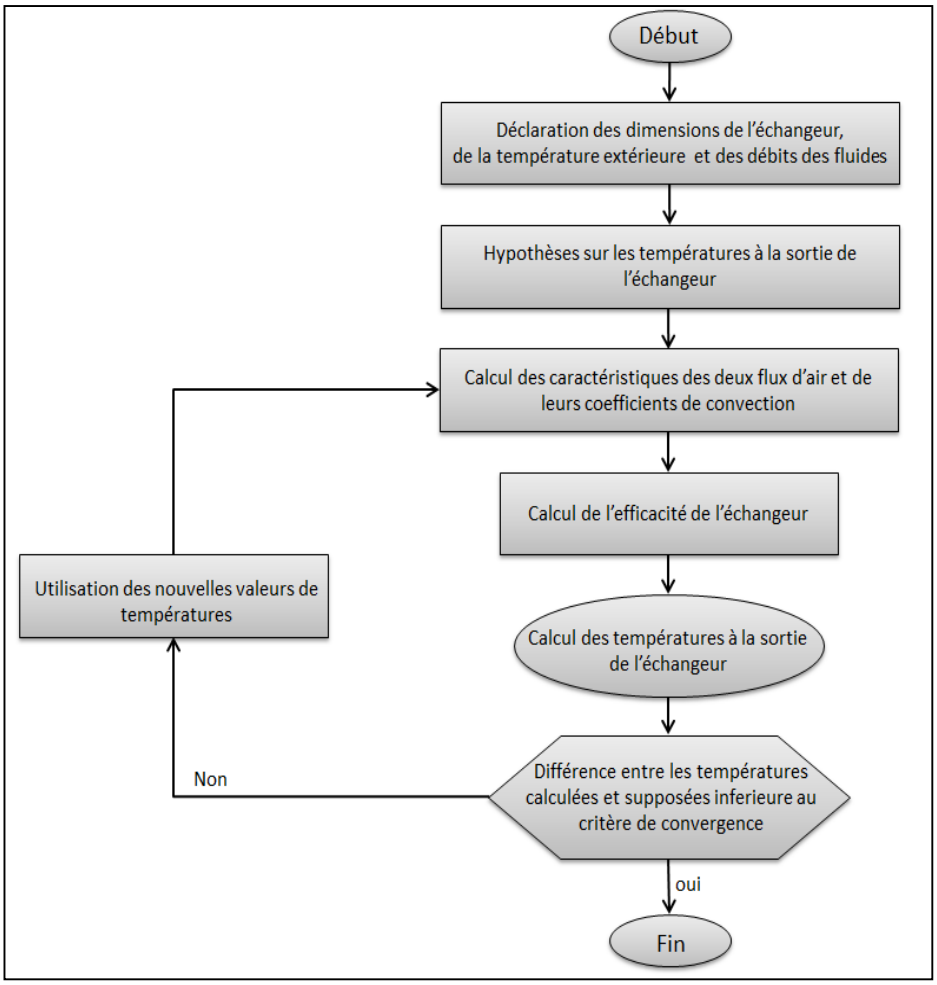

Figure 2.6 Algorithme de calcul de l'efficacité d'un échangeur

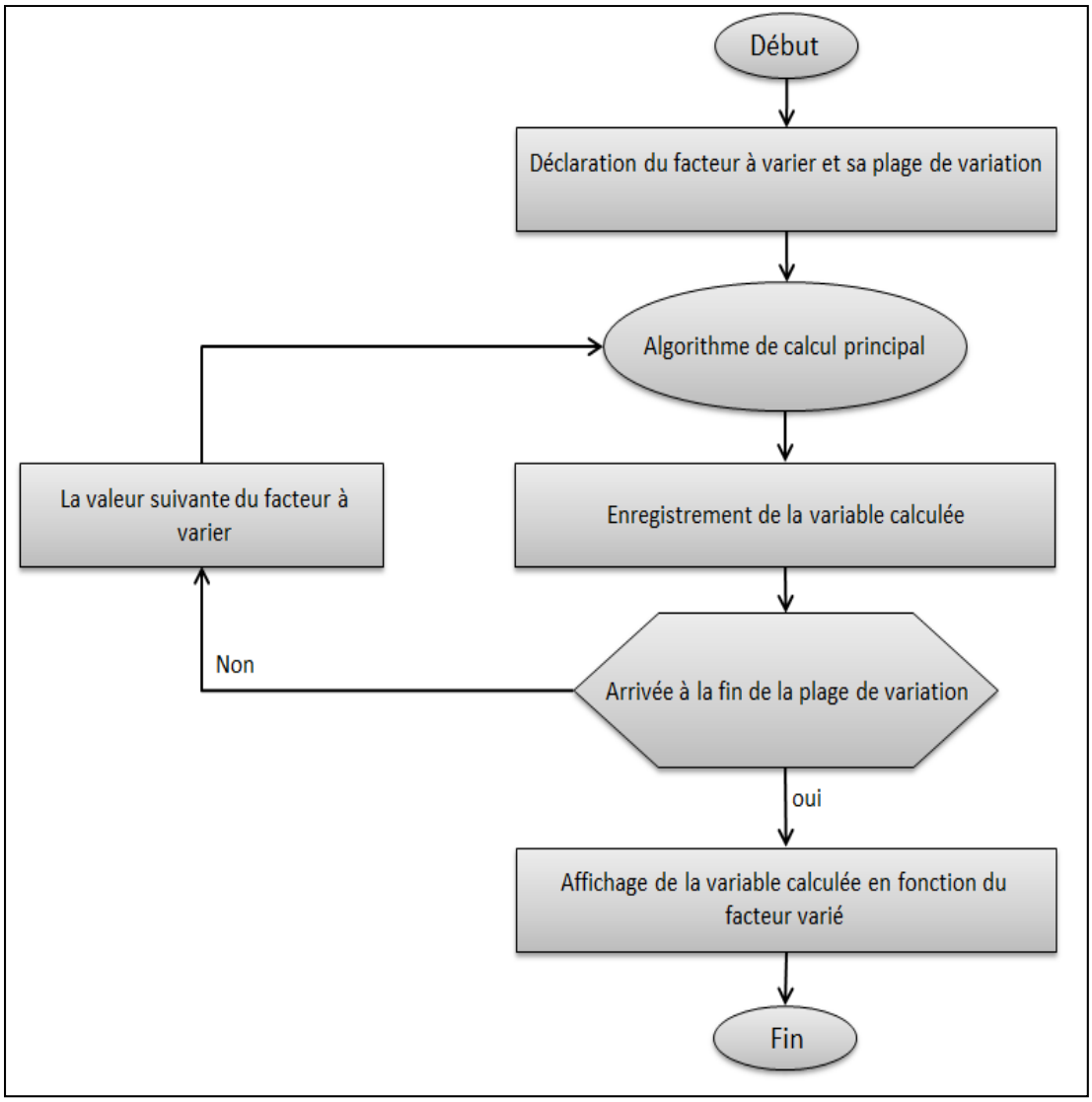

Figure 2.7 Algorithme de visualisation de l'efficacité calculée en fonction d'un paramètre varié

2.4 Modélisation avec FLUENT :

Les études théoriques sont réalisées pour dimensionner et concevoir un équipement contenant un écoulement de fluide avec ou sans transfert thermique. Pour compléter ses approches analytiques, la CFD (Computational Fluid Dynamics) fournie une alternative pour simuler les écoulements des fluides tout en fournissant des résultats visuels et compréhensibles. La CFD utilise des méthodes numériques et algorithmiques pour résoudre

les équations mathématiques complexes régissant le mouvement des fluides de façon plus détaillée que les approximations utilisées dans les théories.

2.4.1 Le solveur

2.4.1.1 Les équations gouvernantes

- L'équation de continuité

  Cette équation est définie afin d'assurer la conservation de la masse.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \sum_{i=1}^{3} \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \tag{2.32}$$

avec u_i est la composante de vitesse selon la direction de x_i.

- Les équations de quantité de mouvement

Les équations de quantités de mouvement découlent de la seconde loi de Newton. En négligeant les forces extérieures, l'équation de conservation de quantité de mouvement s'exprime comme suit :

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} \right) \tag{2.33}$$

- L'équation d'énergie

  L'équation d'énergie provient de la première loi de la thermodynamique :

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u_i \frac{\partial T}{\partial x_i} = \frac{\lambda}{\rho C_p} \frac{\partial^2 T}{\partial x_i^2} \tag{2.34}$$

2.4.1.2 Modèle physique

Le modèle physique consiste à identifier et formuler les problèmes d'écoulement en termes de phénomène physique. La sélection des phénomènes appropriés est obligatoire, afin de simuler correctement les caractéristiques de l'écoulement du fluide. Tous d'abord, les

solutions à atteindre doivent être choisies comme étant transitoire ou stationnaire. Ensuite, le fluide doit être choisi comme étant visqueux ou non. Pour les fluides visqueux, le régime de l'écoulement est soit laminaire ou turbulent.

Les écoulements turbulents sont caractérisés par la fluctuation des champs de vitesse. Étant donné que ces fluctuations peuvent être de petites dimensions et de hautes fréquences, ils sont trop coûteux en temps de calcul pour les simuler directement. Pour remédier à ce problème, les équations peuvent être moyennées dans le temps grâce à la méthode Reynolds-Average Navier-Stokes (RANS), afin d'enlever les petites échelles, ce qui conduit à des équations modifiées moins coûteuses à résoudre mais avec des variables inconnues supplémentaires. Ces variables supplémentaires sont déterminées par un modèle de turbulence. Les équations de cette méthode sont (Cuong, 2005) :

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial}{\partial x_j}\left(u_i u_j\right) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(-\rho \overline{u_i' u_j'}\right) \tag{2.35}$$

Ces équations ont la même forme que les équations de Navier-Stokes en instantanée, avec :

$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(-\rho \overline{u_i' u_j'}\right)$ le tenseur de Reynolds modélisant la fluctuation de la vitesse.

Afin d'approximer le tenseur de Reynolds, l'hypothèse de Boussinesq est utilisée (Cuong, 2005) :

$$-\overline{u_i' u_j'} = \nu_T \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) - \frac{1}{3}\overline{u_i' u_i'}\delta_{ij} \tag{2.36}$$

ν_T dépend du modèle de turbulence, elle est égale à k/ω pour le modèle de turbulence k- ω.

Le choix du modèle de turbulence adéquat dépend de la physique du flux, le niveau de précision souhaité, des ressources et du temps de calcul disponible pour la simulation. Le manuel d'utilisation de Fluent (Fluent, 2009) suggère d'utiliser le modèle de turbulence k-ω SST pour les simulations d'échange thermique entre une paroi et un fluide. Ce modèle est à la fois efficace pour traiter les écoulements proches des parois comme le modèle k- ω et robuste et précis comme le modèle k-ε dans le champ lointain, puisqu'il est le résultat de

l'addition des deux modèles *k-ω* et *k-ε,* multipliés préalablement par une fonction de mélange (Fluent, 2009).

Les équations du transport du modèle *k-w* sont (Fluent, 2009):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i)=\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j}\right)+G_k-Y_k+S_k \tag{2.37}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\omega)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\omega u_i)=\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j}\right)+G_\omega-Y_\omega+S_\omega+D_\omega \tag{2.38}$$

avec G_k la production de l'énergie cinétique turbulente. G_ω est la production de la dissipation spécifique, Γ_k et Γ_ω sont la diffusivité effective de k et ω, Y_k et Y_ω sont la dissipation de k et de ω causé par la turbulence, D_ω représente le terme de la diffusion croisée et S_k et S_ω sont des termes sources définis par l'utilisateur.

Le calcul de l'ensemble des caractéristiques de la turbulence est nécessaire afin de paramétrer le modèle de turbulence choisi dans Fluent (Fluent, 2009):

Intensité de la turbulence :

$$I=\frac{u'}{u_{avg}}=0,16\times(Re)^{-\frac{1}{8}} \tag{2.39}$$

Longueur caractéristique :

$$lc=0,07\times L \tag{2.40}$$

Avec L la longueur de la conduite.

Énergie cinétique turbulente :

$$k=\frac{3}{2}\times\left(u_{avg}\times I\right)^2 \tag{2.41}$$

Taux de dissipation spécifique :

$$\omega = \frac{k^{1/2}}{C_\mu^{1/4} l} \tag{2.42}$$

Avec C_μ=0,09.

2.4.1.3 Méthodes de résolution des équations

La résolution des équations de Navier-Stokes présentées précédemment se fait en deux étapes. La première consiste en la conversion des équations différentielles et des conditions aux limites en un système d'équations algébriques. L'écoulement du fluide étant tridimensionnel, une étape de discrétisation est nécessaire. La méthode des volumes finis est la méthode de discrétisation utilisée par Fluent.

Le domaine de calcul est divisé en un nombre fini de volumes de contrôle. Dans chacun de ces volumes, la conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie doit être satisfaite. Cette méthode s'applique à toute forme de maillage, structuré ou non.

La seconde étape consiste à résoudre les équations algébriques obtenues dans la première étape par des méthodes numériques. Dans Fluent, la méthode itérative utilisée est la méthode SIMPLE (Fluent, 2009). C'est l'une des méthodes de couplage pression vitesse. Les étapes de résolution de cette méthode sont :

Étape 1 : Choisir un champ de pression initial.

Étape 2 : Résoudre les équations de quantité de mouvement pour calculer le champ de vitesse.

Étape 4 : Résoudre l'équation de correction de pression à partir de l'équation de continuité.

Étape 5 : Corriger les champs de pression et de vitesse.

Étape 6 : Résoudre les autres équations comme l'équation de turbulence et l'équation d'énergie.

Étape 7 : Remplacer l'ancien champ de pression par le nouveau et revenir à l'étape 2. Répéter tous les calculs jusqu'à convergence de toutes les variables.

Cette méthode a été choisie car elle accélère la convergence par rapport à SIMPLEC à grâce au facteur de relaxation de pression proche de 1 (Fluent, 2009).

2.4.1.4 Paramètres du solveur

Le solveur dans l'analyse CFD comprend deux processus, l'initialisation - contrôle de la solution et la vérification de la convergence.

- La convergence du processus caractérise le succès de la solution CFD. La convergence est évaluée par le suivi progressif du déséquilibre après chaque itération. Ces déséquilibres nommés résidus, mesurent la conservation de l'ensemble des propriétés de l'écoulement. Une tendance à la baisse des résidus indique une élimination graduelle du déséquilibre. Une solution convergée est atteinte lorsque les résidus tombent en dessous des critères de convergences. Ces critères ont été choisis à 10^{-6}. Pour les critères de convergence de l'équation d'énergie, il a été choisi égal à 10^{-8}.
- La résolution des équations gouvernantes dans la CFD est réalisée par approche itérative. Cette approche nécessite généralement que des valeurs discrètes des propriétés de l'écoulement tels que la vitesse, la pression, la température etc… soit initialisées avant de calculer la solution. Les conditions doivent être imposées intelligemment, c'est-à-dire proche de la solution finale, afin que la procédure converge. Des conditions aux limites inappropriées peuvent conduire à une divergence de la solution. Les variables de l'écoulement pour chaque face des cellules sont calculées par diverses techniques d'interpolation. Certaines de ces techniques sont du premier ou du second ordre. Le schéma d'interpolation du second ordre permet d'atteindre un bon niveau de précision pour l'évaluation des valeurs aux faces des cellules.

2.4.2 Changement de phase

Cette partie présente le modèle de changement de phase le plus adapté à un problème de condensation dans un échangeur. Elle met en évidence les limites de ce modèle et la solution à adopter pour évaluer la contribution de la chaleur latente aux processus d'échange de chaleur. Cette partie décrit le paramétrage réalisé dans Fluent pour la simulation numérique

tout en tenant en compte à la fois la chaleur latente et la conservation de masse lors de la condensation.

2.4.2.1 Modèle de changement de phase

La condensation est un processus qui consiste en la transformation de la vapeur en liquide tout en dégageant de la chaleur lorsque l'air atteint la température de saturation et entre en contact avec une paroi de température inférieure à la température de saturation. Cette chaleur dégagée lors de la condensation contribue au préchauffage de l'air froid, d'où l'amélioration de l'efficacité de l'échangeur. Dans le but de déterminer le taux d'amélioration de l'efficacité de l'échangeur due à la condensation, une simulation numérique est nécessaire.

Des nombreuses méthodes ont été proposées pour simuler les problèmes de changement de phase. La méthode utilisant la fraction volumique entre la phase vapeur et la phase liquide a été choisie, puisqu'elle permet la conservation de masse et identifie l'interface de changement de phase (Sun, Xu et Chen, 2014). Malgré que cette méthode permette la conservation de masse, elle ne permet pas de simuler le transfert de chaleur et de masse à travers l'interface des phases simultanément. Pour remédier à ce problème, un modèle de changement de phase doit être ajouté aux termes sources dans les équations prédéfinies de Fluent. Il existe plusieurs modèles de changement de phase dans la littérature, l'approche utilisant des expressions empiriques pour quantifier la chaleur et le transfert de masse est commune pour modéliser le phénomène de changement de phase (Sun, Xu et Chen, 2014). L'expression empirique du modèle de changement de phase proposé par Lee (1980) est la plus utilisée. Pour un même volume de contrôle, le transfert de masse est donné par l'équation suivante pour une température inférieure à la température de saturation :

$$\dot{m}_l = r \times \alpha_v \times \rho_v \times \frac{T_{sat} - T}{T_{sat}} \tag{2.43}$$

avec r : Facteur d'intensité de transfert de masse.

ρ_v : Masse volumique de la vapeur d'eau

α_v : Fraction volumique de la vapeur d'eau

Rapport-Gratuit.com

T : Température de la maille.

T_{sat} : Température de saturation

Le facteur d'intensité de transfert de masse est choisi de manière à maintenir la température de la couche séparant l'air du condensat proche de la température de saturation (Sun, Xu et Chen, 2014a). Ce facteur prend des valeurs différentes pour différents problèmes. Dans certaines études numériques, il prend la valeur de 0,1 s^{-1}(De Schepper, Heynderickx et Marin, 2009; Saraireh, Li et Thorpe, 2010) et prend aussi la valeur de 100 s^{-1}(Goodson et al., 2010; Yang, Peng et Ye, 2008).

Pour la conservation d'énergie, le terme source peut être obtenu en multipliant le taux de transfert de masse par la chaleur latente.

$$S_E = h_{fg} \times \dot{m}_l \tag{2.44}$$

D'après Saraireh (Saraireh, 2012), la chaleur latente de condensation est égale à

$$h_{fg} = 1000 \times \left(3601 - 6,865 \times T + 0,01491 \times T^2 - 1,652 \times 10^{-5} \times T^3\right) \tag{2.45}$$

Puisque le transfert de masse dépend de la température de saturation du fluide, pour chaque volume de contrôle, le calcul de cette température de saturation est nécessaire pour déterminer la valeur du terme source à injecter. D'après Parish et Putnam (1977), la température de saturation de l'air humide est calculable à partir de la formule suivante :

$$T_{SAT} = \frac{c \times \gamma(T, H_R)}{b - \gamma(T, H_R)} \tag{2.46}$$

avec

$$\gamma(T, H_R) = ln(\frac{H_R}{100}) + \frac{b \times (T - 273)}{c + T} \tag{2.47}$$

Avec H_R est l'humidité relative et T est la température dans le volume de contrôle.

D'après Bolton (1980),les valeurs de b et c sont constantes et égales à 17,67 et -29,5 K.

La valeur de l'humidité relative est nécessaire pour déterminer la température de saturation de l'air chaud humide d'où l'orientation vers les formules empiriques de Nadeau et Puiggli (1995).

$$H_R = \frac{101325 \times H_s}{(0,622 + H_s) \times P_{Sat}} \tag{2.48}$$

et

$$P_{SAT} = exp\left[23,3265 - \frac{3802,7}{T} - \left(\frac{472,682}{T}\right)^2\right] \tag{2.49}$$

H_s étant l'humidité spécifique, elle peut être calculée par la formule suivante :

$$H_S = \alpha_v \times \frac{\rho_v}{\rho_{air}} \tag{2.50}$$

La fraction volumique de la phase vapeur α_v est donnée par la simulation Fluent.

En combinant les différentes équations présentées préalablement, une fonction définie par l'usager (User Defined Fonction ou UDF) a été créée qui permet d'injecter le terme source calculé grâce à l'équation (2.45) dans l'équation d'énergie lorsque la condensation se produit. La partie suivante décrit le paramétrage réalisé sur Fluent pour tenir compte de chaleur dégagée lors de la condensation et ainsi déterminer l'efficacité de l'échangeur en tenant compte de la condensation.

2.4.2.2 Paramétrage Fluent

Cette partie décrit les étapes réalisées pour simuler la condensation dans un échangeur. Tout d'abord le modèle multi-phase a été activé et le choix d'utiliser la méthode de mélange a été fait puisque le fluide chaud à l'intérieur de la conduite est composé de trois différentes phases, l'air, la vapeur d'eau et l'eau de la condensation. En supposant que l'eau condensée n'a pas la même vitesse que l'air et que la vapeur d'eau, la méthode volume de fluide est à éliminer car cette méthode impose une vitesse constante pour toutes les phases du mélange.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

La méthode Eulérienne traite chaque phase séparément donc les phases secondaires doivent être indépendantes. Lors de la condensation, la vapeur d'eau et le condensat sont des phases secondaires et dépendantes (Fluent, 2009).

Des définitions des différents fluides et de la phase de chacun de ceux-ci sont nécessaires. L'interaction entre les deux phases secondaires est choisie comme étant la condensation. Cette interaction comporte le transfert de masse entre la vapeur et le condensat, lorsque la température est inférieure à la température de saturation fournie par l'UDF préalablement conçue.

Pour injecter la source d'énergie présentée dans la partie précédente, l'activation de l'option terme source pour le fluide chaud est nécessaire. Cette source d'énergie est calculée à partir de l'équation (2.44) et elle est définie par le même UDF.

Pour les conditions initiales, la température et la vitesse du mélange sont définies comme pour la simulation de l'échange sensible. Les fractions volumiques des deux phases secondaires doivent être définies aux entrées des échangeurs. La fraction volumique du condensat est mise à zéro en supposant que la condensation se produit à l'intérieur de l'échangeur. La fraction volumique de la vapeur est donnée par l'équation (2.50) en supposant connaitre l'humidité spécifique de l'air neuf et de l'air vicié.

Le reste des étapes est le même que lors de la simulation sans changement de phase.

D'après Rousse et al. (Rousse et al., 2000), la contribution de la chaleur latente au processus d'échange de chaleur peut être calculée par la formule suivante :

$$L_h = 100 \times \left[1 - \frac{1,006 \times (T_{c,i} - T_{c,o})}{he_{c,i} - he_{c,o}} \right] \tag{2.51}$$

Étant donné que Fluent ne donne pas comme résultat de simulation des enthalpies, l'orientation vers la formule d'Albright (Albright, 1990) est nécessaire. Cette formule permet d'approximer l'enthalpie de l'air à partir de sa température et de son humidité spécifique.

$$he = 1,006 \times T + H_s \times (2501 + 1,805 \times T) \tag{2.52}$$

Fluent ne permet pas d'obtenir l'humidité spécifique de l'air, mais il donne la fraction volumique d'eau dans l'air en résolvant l'équation suivante (Fluent, 2009):

$$\frac{1}{\rho_q}\left[\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_q \rho_q) + \nabla.(\alpha_q \rho_q \overrightarrow{v_q})\right] = S_{\alpha_q} + \sum_{p=1}^{n}(\dot{m}_{pq} - \dot{m}_{qp}) \qquad (2.53)$$

avec

α_q et α_p sont les fractions volumique des phases q et p.

$\dot{m}_{pq}$ et $\dot{m}_{qp}$ sont les transferts de masse entre la phase p vers la phase q et de la phase q vers la phase p.

Ainsi, l'humidité spécifique est déduite par l'équation (2.50).

2.4.3 Le préprocesseur

2.4.3.1 Choix de la géométrie à concevoir

La Figure 2.8 présente le schéma du cœur d'un échangeur à courants croisés simple. Il est composé de plusieurs conduites rectangulaires superposées dont les directions des entrées sont alternativement perpendiculaires.

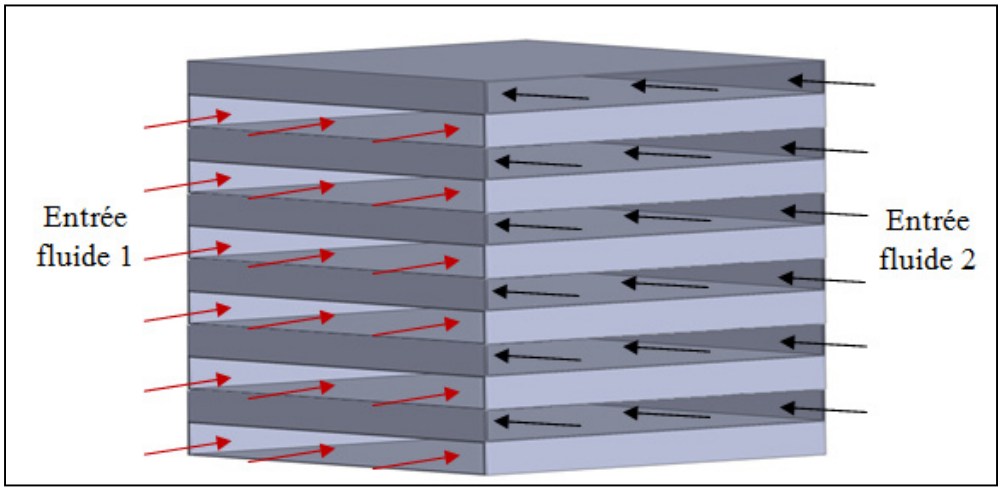

Figure 2.8 Schéma d'un échangeur à courants croisés

L'efficacité de l'échangeur ε_T est donnée par l'équation (2.16).

En faisant les hypothèses que les débits d'air à l'entrée sont égaux et que la chaleur spécifique est constante, l'efficacité de l'échangeur est égale à

$$\varepsilon_T = \frac{\left(T_{c,o} - T_{c,i}\right)}{\left(T_{h,i} - T_{c,i}\right)} = \frac{\left(T_{h,i} - T_{h,o}\right)}{\left(T_{h,i} - T_{c,i}\right)} \tag{2.54}$$

L'efficacité de l'échangeur est en fonction des températures aux entrées et aux sorties de l'échangeur.

Lorsqu'une information détaillée est souhaitée, la simulation numérique de l'échangeur nécessite des ressources en calcul élevées. Pour remédier à ce problème, l'étude doit alors être effectuée sur une seule partie de l'échangeur que ce soit la partie 1 ou la 2 présentées à la figure 2.9. Une comparaison de l'efficacité donnée par chacune des parties avec l'efficacité de l'échangeur au complet pour des dimensions faibles permettra de choisir la partie à utiliser dans les simulations suivantes. Pour ce faire, une étude de maillage des deux parties est nécessaire.

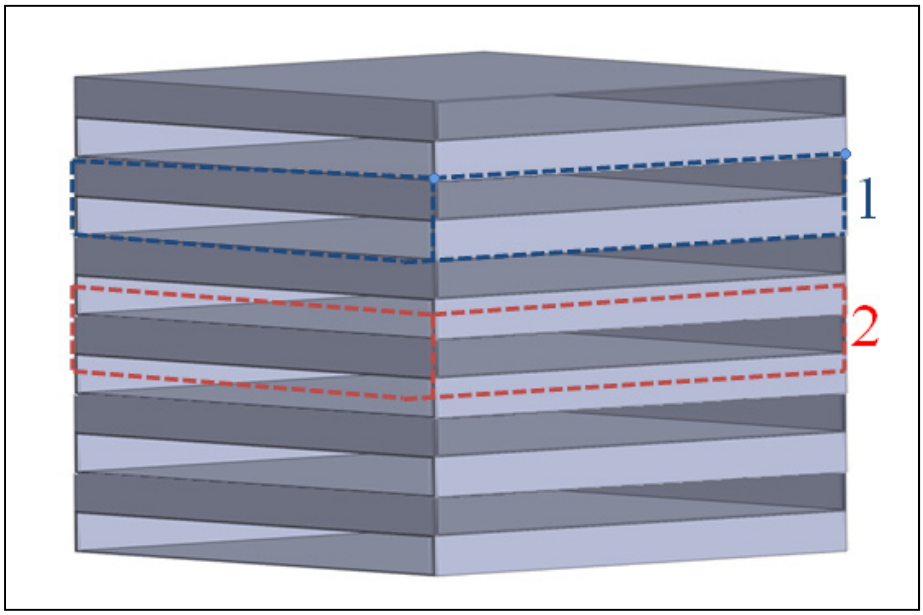

Figure 2.9 Parties de l'échangeur nécessaire pour la simulation numérique de l'efficacité totale de l'échangeur

2.4.3.2 Création de la géométrie

La première étape de l'analyse est la définition du domaine de calcul de la CFD. C'est la création de la géométrie de la zone d'écoulement.

Pour l'étude, deux conceptions différentes de l'échangeur sont présentées. La Figure 2.10 est l'échangeur qui permet l'admission d'un seul fluide chaud et d'un seul fluide froid (échangeur1). La Figure 2.11 est l'échangeur qui permet l'admission de deux fluides chauds et d'un seul fluide froid (échangeur2).

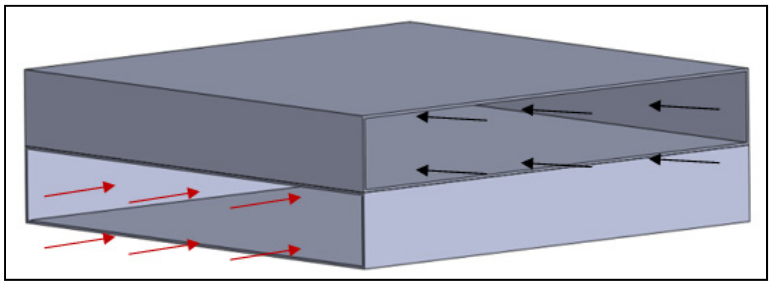

Figure 2.10 Schéma de l'échangeur 1 :
un seul fluide chaud et un seul fluide froid.

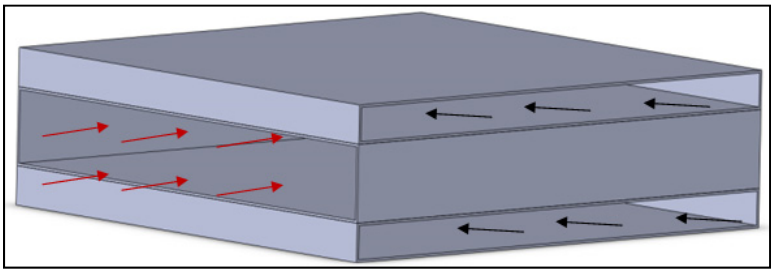

Figure 2.11 Schéma de l'échangeur 2 :
deux fluides chauds et un seul fluide froid.

Sur Fluent, la conception des parois externes de l'échangeur n'est pas nécessaire – on impose les conditions à ces frontières – tandis que la conception des fluides est obligatoire afin d'y simuler l'écoulement et le transfert thermique.

Le matériel utilisé pour les parois est défini dans le solveur. Les dimensions de l'échangeur sont variables afin de déterminer celle qui permettra un échange thermique maximal.

Les parois supérieures de l'échangeur 2 ont été choisies comme étant des plans de symétries pour ne pas varier le diamètre hydraulique des conduites et ainsi ne pas fausser les résultats des simulations.

2.4.3.3 Génération de maillage

La précision d'une solution CFD est fortement influencée par le nombre de mailles dans le domaine de calcul. La précision de la solution s'améliore avec l'augmentation du nombre de mailles, mais dépend aussi d'autre facteur tel le type de maille et l'ordre de précision des méthodes de résolution numérique. Cette précision dépend fortement des limitations imposées par les coûts et le temps du calcul, donc un compromis entre précision et coût de simulation doit être fait.

Pour une géométrie relativement simple, comme dans le cas présent, un maillage par superposition de cellules structurées comprenant une répartition régulière de cellules rectangulaires est facilement réalisable, il suffit alors de choisir le nombre de cellules pour chaque côté.

Afin de réaliser le compromis entre précision et coût de simulation, une étude sur la dépendance des résultats par rapport au maillage doit d'abord être conduite.

Un échangeur de côté égal à 0,1 m a été utilisé pour déterminer le nombre de mailles nécessaire pour vérifier l'indépendance de la solution par rapport au maillage. Lorsque l'efficacité de l'échangeur ne varie plus en fonction du nombre des mailles, l'indépendance du maillage est atteinte. Pour ce faire, les vitesses d'air admis sont égales à 5m/s, les températures d'air froid et chaud sont de 261K (-12°C) et de 293K (20°C). La distance entre les plaques est choisie égale à 15 mm pour réduire la possibilité d'encrassement des conduites par du givre (Correas et Perrin, 2005). Les maillages réalisés pour les deux échangeurs sont présentés à la Figure 2.12 et la Figure 2.13, respectivement.

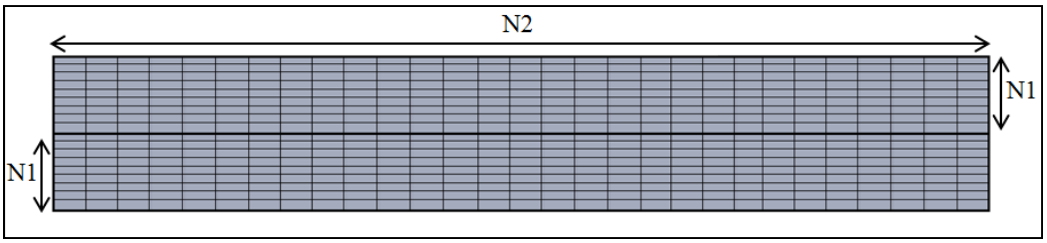

Figure 2.12 Maillage rectangulaire structuré employé pour l'échangeur 1

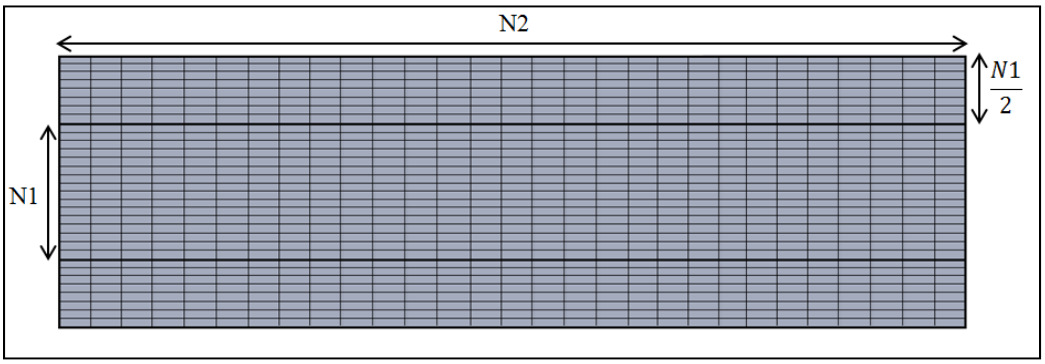

Figure 2.13 Maillage rectangulaire structuré employé pour l'échangeur 2

Pour cette première étude, le volume de tous les éléments est fixe. Tous d'abord, N2 est choisie égale à 50 mailles et une variation de N1 est réalisée. La Figure 2.14 montre la variation de l'efficacité – calculée à partir de l'équation (2.16) – de l'échange simulée en fonction de N1. D'après cette figure, l'efficacité calculée de l'échangeur est constante pour N1 égale à 85 mailles.

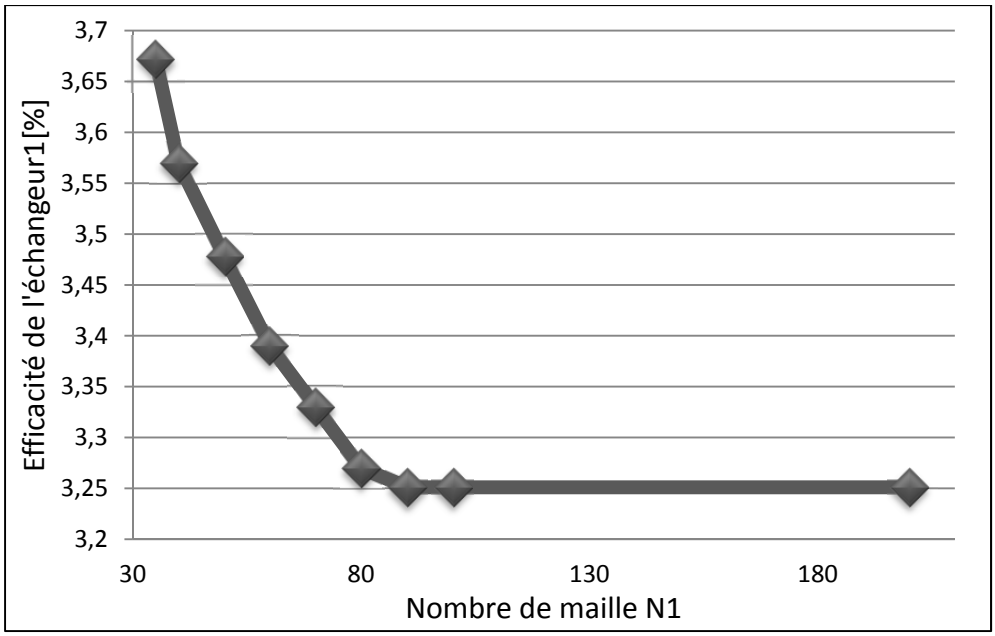

Figure 2.14 Efficacité de l'échangeur 1 en fonction de N1

Après avoir déterminé N1, la variation de N2 nous permet d'avoir la Figure 2.15 :

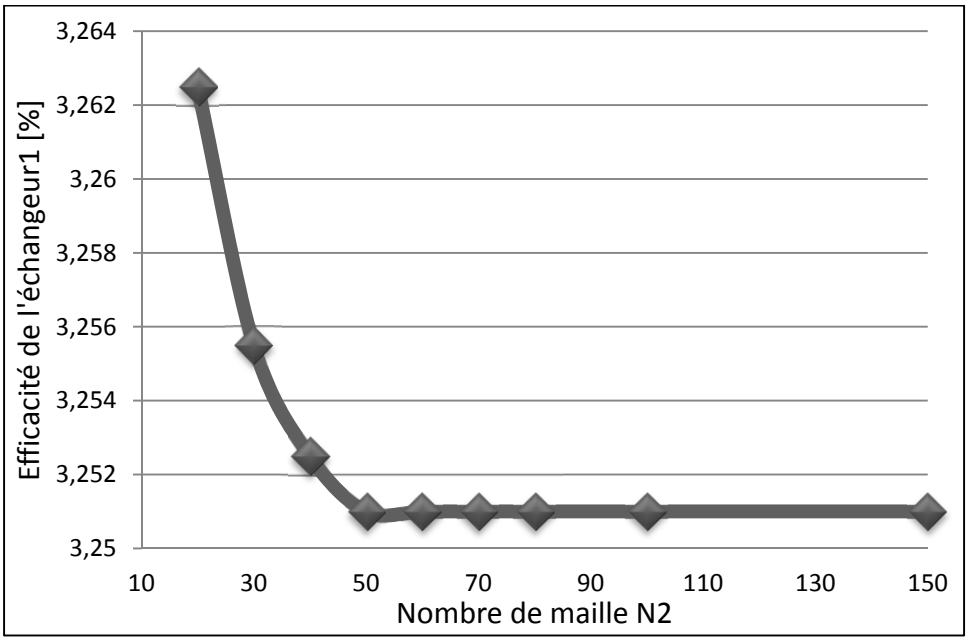

Figure 2.15 Efficacité de l'échangeur 1 en fonction de N2

D'après cette figure, l'efficacité de l'échangeur devient constante pour N2 égale à 50 mailles.

Selon les deux études, la solution est indépendante du maillage pour N1 et N2 égale à 85 et 50 mailles, c'est-à-dire pour 718250 éléments.

La vérification de l'indépendance de la solution au maillage pour l'échangeur 2 est faite de la même manière que pour l'échangeur 1. Les figures 2.16 et 2.17 ont été obtenues.

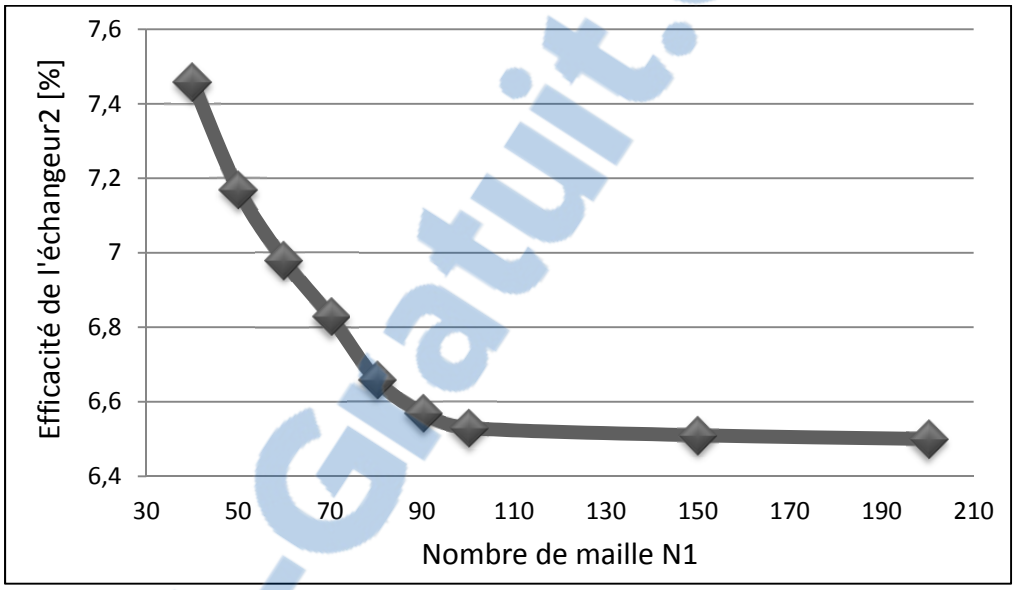

Figure 2.16 Efficacité de l'échangeur 2 en fonction de N1

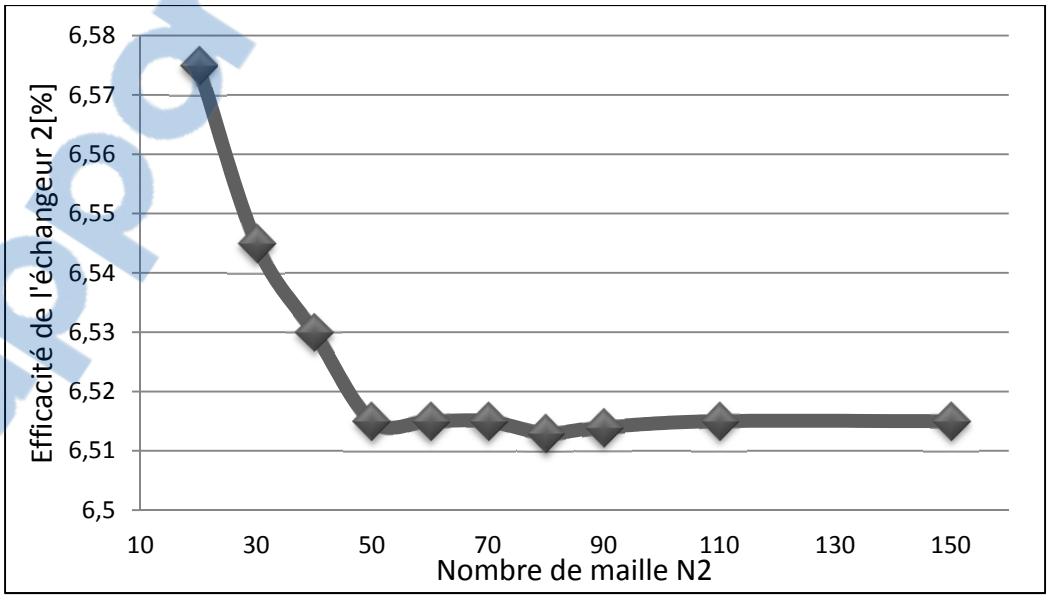

Figure 2.17 Efficacité de l'échangeur 2 en fonction de N2

Rapport-Gratuit.com

Selon la Figure 2.16 et la Figure 2.17, l'indépendance de la solution au maillage est obtenue pour N1 et N2 égale à 90 et 50 mailles, c'est-à-dire pour 760 500 éléments.

Un tel type de maillage adapté à un échangeur de 1m² nécessiterait 71 millions d'éléments pour l'échangeur 1 et 76 millions d'éléments pour l'échangeur 2, et serait très couteux en temps de calcul d'où l'orientation vers un autre type de maillage.

Puisque la vitesse à l'entrée des fluide est constante, réduire le nombre de N1 tout en augmentant le volume des mailles loin de la paroi et en réduisant les volumes des mailles près de la paroi est le choix à adopter pour visualiser correctement les variations des propriétés du fluide dans la couche limite où les gradients sont élevés, d'où le choix d'utiliser un rapport de taille. Ce rapport de taille est appelé aussi facteur d'écart. Il correspond au rapport de taille entre la cellule centrale et les cellules les plus éloigné dans le même domaine de calcul pour le même fluide.

Tout d'abord, l'efficacité de l'échangeur est déterminée pour N1 égale à 50 et pour un rapport de taille variable. D'après la Figure 2.18, l'efficacité de l'échangeur n'est plus constante à partir d'un rapport de taille égale à 100. Cela est dû à l'augmentation des tailles des mailles loin de la paroi qui réduit la précision des résultats dans cette zone. D'après la Figure 2.19, la constance de l'efficacité de l'échangeur est obtenue pour N1 égale à 50 au lieu des 85 obtenue précédemment. Donc, l'utilisation des rapports de taille permet en effet de réduire le nombre de mailles nécessaire à l'obtention des résultats indépendant du maillage.

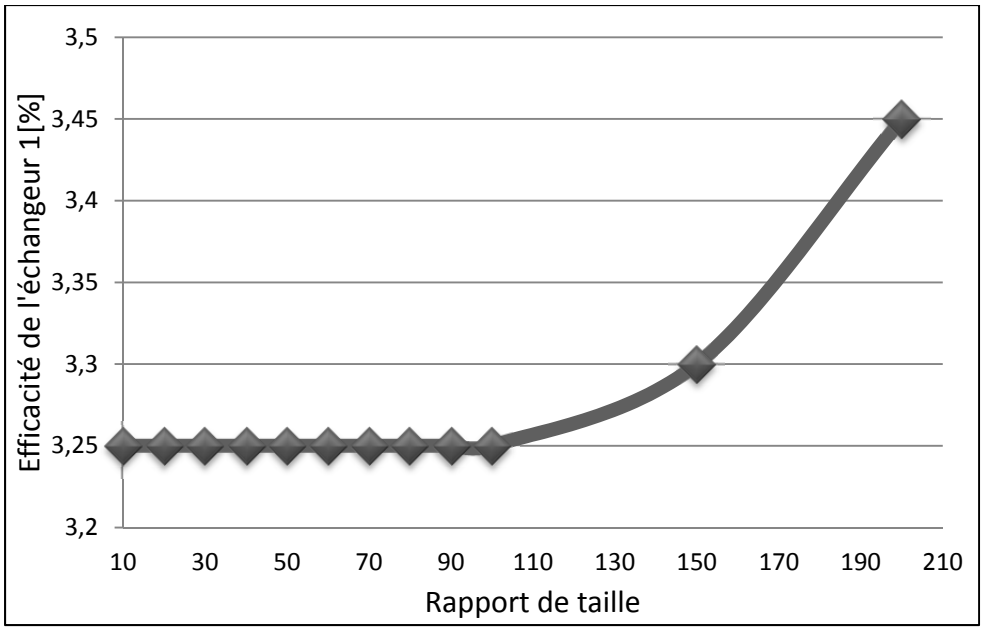

Figure 2.18 Efficacité de l'échangeur en fonction du rapport de taille pour N1 fixe

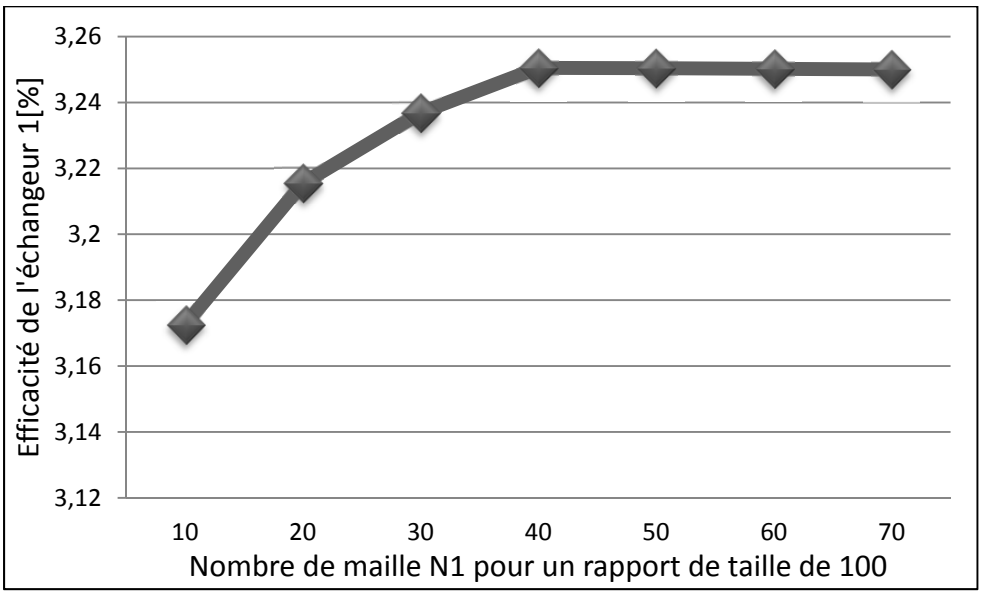

Figure 2.19 Efficacité de l'échangeur en fonction N1 pour un rapport de taille de 100

Après avoir trouvé le nombre adéquat de maille pour l'échangeur 1, le travail précédent est refait pour l'échangeur 2. Le rapport de taille trouvé est égal à 60 et N1 est égale à 50.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

Le tableau suivant présente le nombre de mailles nécessaire obtenu pour avoir une efficacité de l'échangeur indépendante du maillage.

Tableau 2.1 Nombre de mailles nécessaire selon la longueur de la longueur de l'échangeur

Cote (m)	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
N2	50	60	80	85	90	100	105	105	115	120
Nombre de maille	403280	556500	940900	1081600	1161600	1416100	1537600	1537600	1767825	1881600

Les écoulements turbulents sont influencés par la présence des parois. La modélisation de la zone proche de la paroi a un impact significatif sur les résultats de la simulation numérique. La simulation doit alors tenir compte de la sous-couche visqueuse, d'où l'augmentation de la résolution des maillages jusqu'à ce que Y^+ soit inférieur à 1 (Badache et al., 2013). Dans toutes les simulations précédentes, Y^+ a une valeur inférieure à 1, donc le maillage réalisé est théoriquement acceptable.

CHAPITRE 3

SIMULATION NUMÉRIQUE DE L'ÉCHANGEUR

Ce chapitre est divisé en quatre parties. La première partie présente la validation de la simulation CFD à l'aide des corrélations présentées dans le chapitre précédent. La différence entre les échangeurs simplifiés 1 et 2 est présentée. Le choix entre ces deux derniers est fait pour avoir une efficacité égale à celle de l'échangeur complet présenté à la Figure 2.8. La seconde partie met en évidence l'influence des différents paramètres sur l'efficacité de l'échangeur. La troisième partie spécifie les dimensions de l'échangeur ne dépassant pas les $1m^3$, avec une efficacité la plus élevée possible, dont l'espacement entre les plaques permet une résistance au givrage. D'après Lepoidevin et al. (1980), cet espacement est de l'ordre de 15 mm. Ce chapitre se termine par une détermination à la fois de la contribution de la chaleur latente au processus d'échange de chaleur et de l'amélioration de l'efficacité de l'échangeur lors de la condensation.

Dans toutes les simulations suivantes, la température d'entrée côté chaud est de 293 K (20 ^{o}C) alors que celle du côté froid est fixée à 261 K (-12 ^{o}C)

3.1 Validation de la simulation numérique et choix du concept

Dans cette partie, les hypothèses utilisées pour développer les corrélations présentées précédemment doivent être introduites dans la simulation numérique. Pour ce faire, les écoulements d'air aux entrées de l'échangeur sont supposés totalement développés et les propriétés de l'air sont considérées constantes : la masse volumique est égale à 1,225 kg/^{3}, la chaleur spécifique est égale à 1006 J/kg.K et la viscosité dynamique égale à $1{,}789 \times 10^{-5}$ kg/m.s. Les parois de l'échangeur en contact avec l'air extérieur ont été choisies comme adiabatiques.

L'épaisseur de la plaque séparant les deux fluides est nulle – sa résistance thermique est nulle – mais la plaque est présente pour éviter le mélange des deux fluides.

Les simulations sont faites pour des dimensions d'échangeur de 0,1 m× 0,1 m, A_g = 0,01 m^2, avec une distance entre les plaques l_c et l_h égale à 15 mm.
Les simulations consistent à faire varier les débits d'injection des deux écoulements d'air et à noter l'efficacité de l'échangeur pour chaque débit. L'efficacité est déterminée à partir des températures données par la simulation CFD et l'équation (2.16). Les débits massiques de l'air sont choisis de manière à avoir un Re_D entre 4000 et 10^5 qui est la plage de validité de presque toutes les corrélations présentées dans la partie 2.2.

3.1.1 Validation de l'échangeur 1

Le calcul de l'efficacité d'un échangeur théorique nécessite au moins deux corrélations. La première est utilisée pour le calcul du nombre de Nusselt, et la seconde pour le calcul de l'efficacité de l'échangeur en fonction de NTU. Donc la validation de la simulation numérique de l'échangeur 1 est faite en deux étapes. La première étape valide l'efficacité simulée par rapport à l'efficacité obtenue par les corrélations de NTU. La seconde valide l'efficacité simulée par rapport à celles obtenues grâce aux corrélations utilisées pour le calcul du nombre de Nusselt.

3.1.1.1 Validation de l'efficacité de l'échangeur par rapport aux corrélations de NTU

La Figure 3.1 décrit la variation de l'efficacité de l'échangeur en fonction de NTU que ce soit par les différentes corrélations de NTU présentées par les équations (2.2), (2.3) et (2.5). Dans cette même figure, l'efficacité de l'échangeur obtenue par simulation numérique en variant le NTU y est présentée.

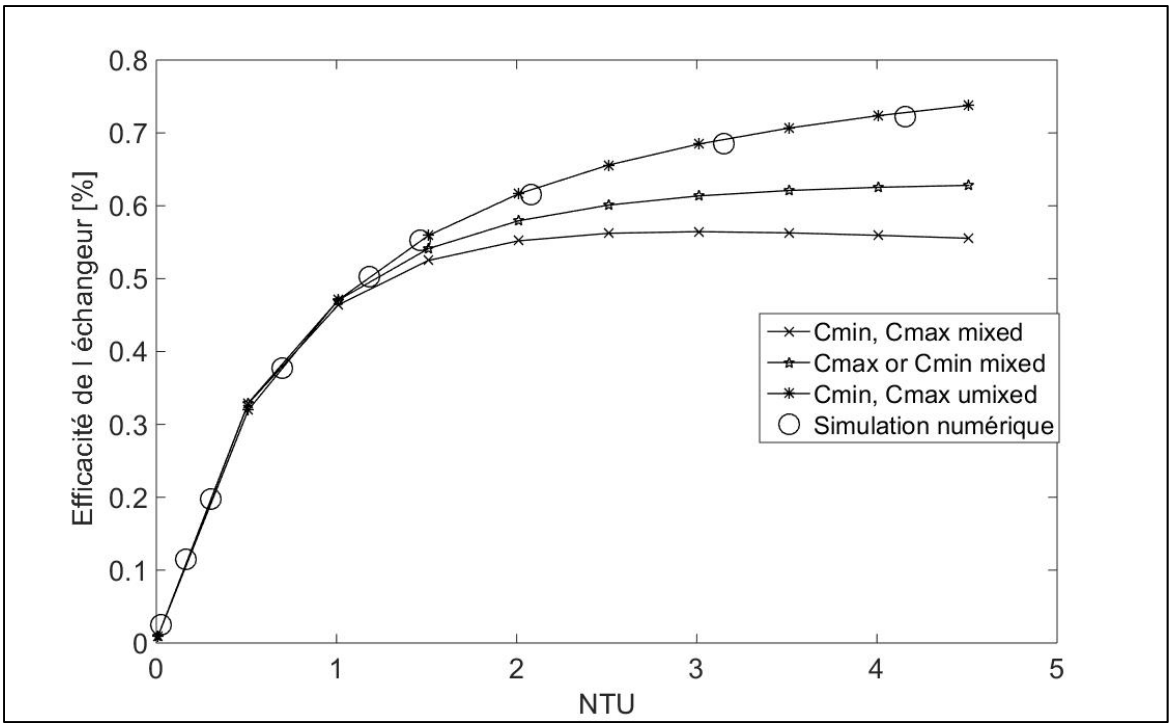

Figure 3.1 Efficacité de l'échangeur en fonction de NTU
par simulation et par théorie

D'après la figure précédente, l'efficacité de l'échangeur à courant croisé est la plus élevée lorsque chacun des deux fluides ne se mélange pas et elle est minimum lorsqu'il se mélange. L'efficacité simulée est presque confondue à celle théorique pour les fluides non mélangés, ce qui est en accord avec la figure 3.2, qui montre que les lignes du courant dans l'échangeur ne se croisent pas, donc ne se mélange pas. La petite différence des résultats des simulations numériques et de la théorie a été trouvée dans la plupart des articles qui comparent la théorie à la simulation numérique (Ibrahim, 2014; Pan, Zhou et Wang, 2014). Cette différence peut être causée par la conduction longitudinale du mur qui est négligée lors des simulations alors qu'elle est présente lors des tests de détermination des corrélations. Cette hypothèse reste à vérifier. Une comparaison entre les résultats obtenus par simulation numérique, par tests expérimentaux et par la théorie, a été réalisée par Ibrahim (Ibrahim, 2014). Il trouve, d'une part, une différence entre la simulation numérique et les expériences de l'ordre de 21%. D'autre part, il ne note approximativement aucune différence entre les expériences et les résultats théoriques.

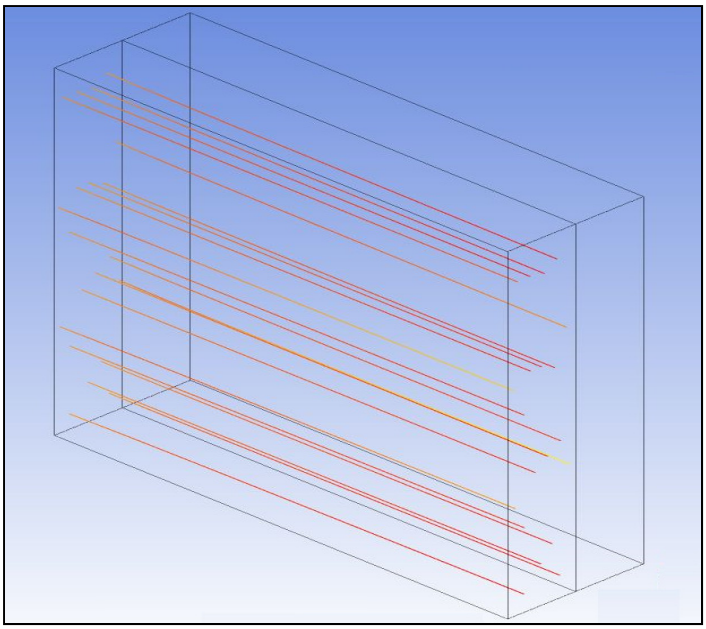

Figure 3.2 Ligne de courant dans une conduite
de l'échangeur

3.1.1.2 Validation de l'efficacité de l'échangeur par rapport aux corrélations du Nombre de Nusselt

Dans le but de réduire le nombre de corrélations à utiliser pour la validation de l'efficacité de l'échangeur, une comparaison entre les corrélations du facteur de friction est faite. Elle consiste à calculer le coefficient de convection moyen par la corrélation de Gnielinski en fonction de la vitesse du fluide et des différentes corrélations du facteur de friction.

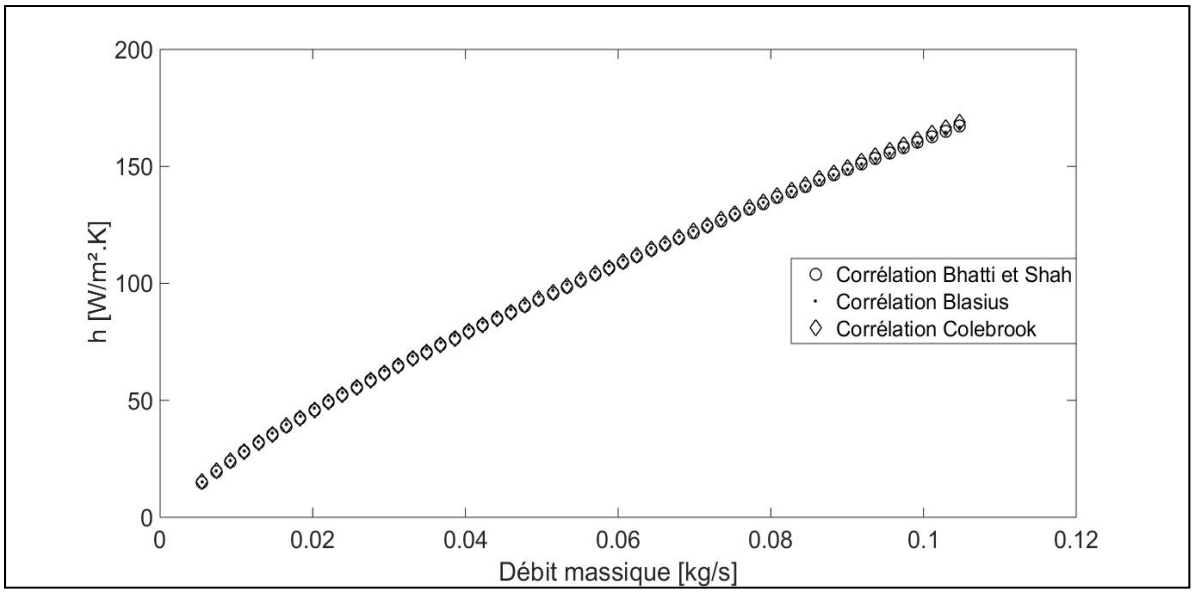

Figure 3.3 Variation du coefficient de convection, h, estimé par la corrélation Gnielinski en fonction du débit massique, $\dot{m}$, $A_g = 0{,}01$ m^2, $l_c = l_h = 15$ mm.

D'après la Figure 3.3, l'utilisation de la corrélation de Bhatti et Shah, de Blasius ou de Colebrook pour le calcul du coefficient de convection moyen h conduit aux mêmes résultats. Donc, le choix de la corrélation pour le calcul du coefficient de friction n'a pas un impact important sur le coefficient de convection moyen ni sur l'efficacité de l'échangeur.

Pour la validation de l'efficacité de l'échangeur, une comparaison entre les efficacités obtenues par les corrélations et par simulation est présentée à la Figure 3.4.

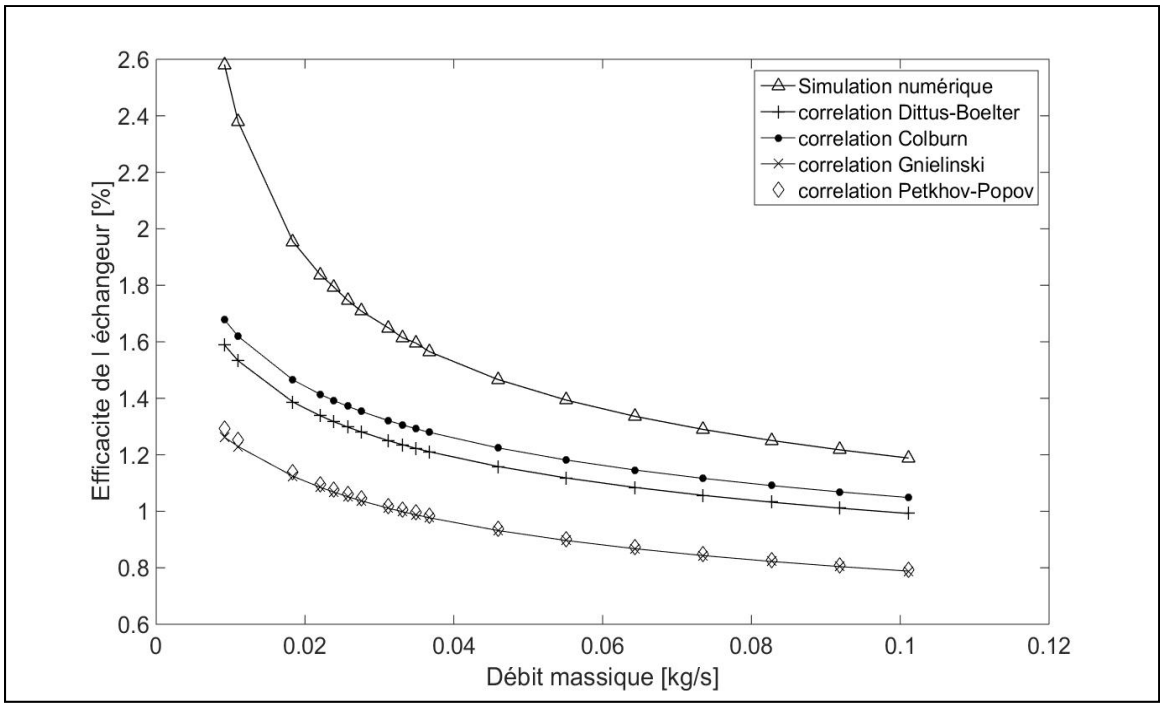

Figure 3.4 Efficacité de l'échangeur en fonction du débit massique de l'air $\dot{m}$, $A_g = 0{,}01$ m^2, $l_c = l_h = 15$ mm.

Malgré l'utilisation lors de la simulation CFD des mêmes conditions que celles du calcul analytique, l'efficacité de l'échangeur obtenue à partir des simulations numériques est différente de celles trouvées à l'aide des corrélations.

Sachant que chaque corrélation a un pourcentage de précision, les limites des corrélations et la valeur de l'efficacité simulée sont présentées dans la figure 3.5.

Les corrélations utilisant le coefficient de friction donnent les mêmes courbes, donc les limites d'une seule corrélation parmi Gnielinski et Petukhov-Popov sont à comparer avec les résultats des simulations numériques.

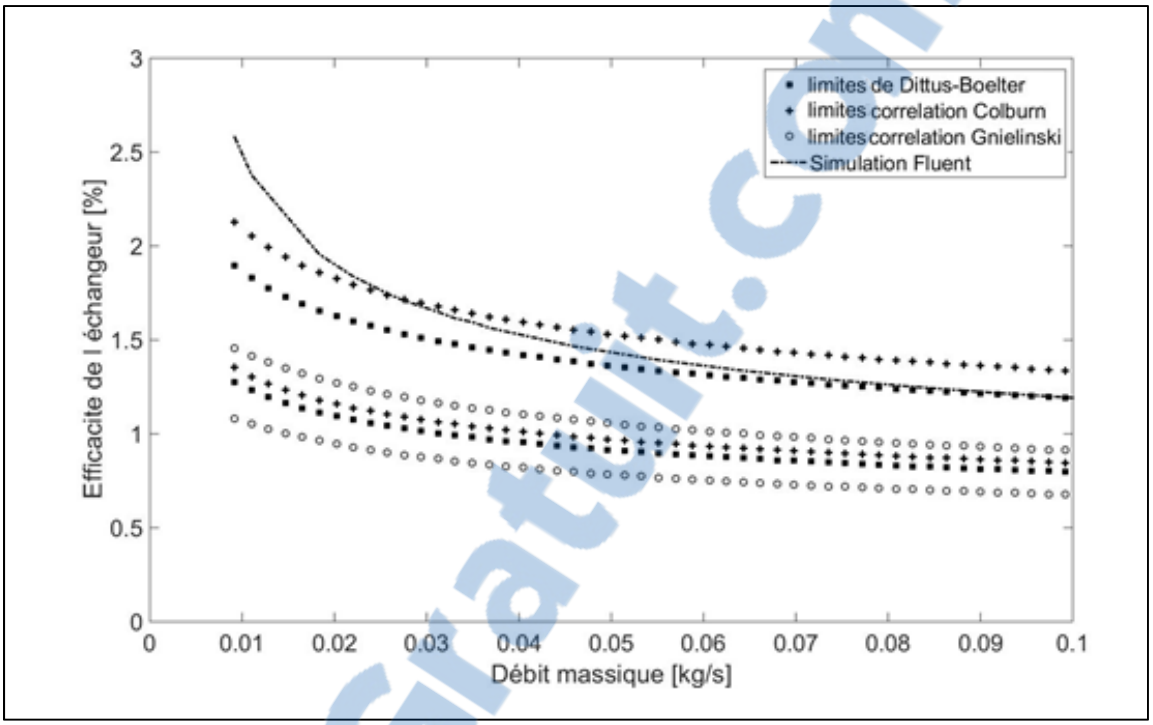

Figure 3.5 Efficacité de l'échangeur et limites des corrélations en fonction du débit massique de l'air $\dot{m}$, $A_g = 0{,}01$ m^2, $l_c = l_h = 15$ mm.

Concernant la corrélation de Gnielinski, une différence avec la simulation est présente. Pour déterminer la cause de cette différence, le calcul du coefficient de friction de la simulation numérique est nécessaire. Ansys-Fluent donne seulement la contrainte moyenne de cisaillement du mur, donc f_e est calculable par l'équation suivante :

$$f_e = \frac{8 \times \tau_w}{\rho \times V^2} \tag{3.1}$$

D'après la simulation numérique, pour un débit massique égale à 0,011kg/s, f_e est égale à 0,0109. Par contre, les corrélations donnent une valeur de f_e égale à 0,0082. Ce qui explique la différence entre la simulation et la corrélation de Gnielinski.

Les résultats de la simulation numérique peuvent malgré tout être considérés comme valides puisque l'efficacité trouvée grâce aux simulations se trouve dans la zone de précision des corrélations de Colburn et de Dittus-Boelter lorsque le Re_D obtenu à partir du débit massique

Rapport-Gratuit.com

du fluide est supérieure au Re_D d'application des corrélations. Cette différence entre simulation et théorie peut-être dû à l'intervalle d'application des différentes corrélations qui est donné pour une conduite circulaire et non rectangulaire.

D'après ce qui a été présenté dans cette partie, les résultats de la simulation Fluent de l'échangeur 1 sont comparables aux résultats prédits par la théorie. Les résultats obtenus par ces simulations peuvent être admis comme valides.

Lorsque la valeur de l'efficacité est considérée, quelques soient les résultats présentés aux figures précédentes de cette section, force est de constater que ces valeurs sont très faibles (entre 0 et 3%). Il faut expliquer que les échangeurs 1 et 2 sont des cas théoriques et que les débits ont été ajustés de manière à faire en sorte que les corrélations soient valides et ce pour pouvoir effectuer une comparaison.

3.1.2 Validation de l'échangeur 2

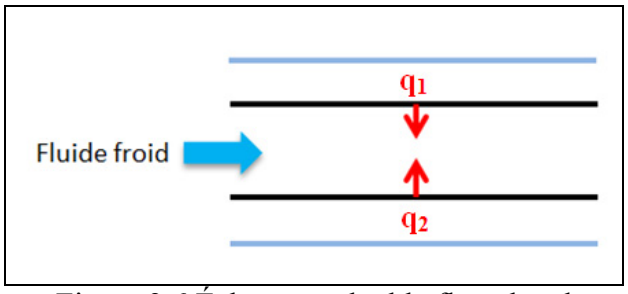

Figure 3.6 Échangeur double flux chaud

D'après la Figure 3.6, l'efficacité de l'échangeur est égale à.

$$\varepsilon_2 = \frac{q_{total}}{q_{max}} = \frac{q_1 + q_2}{q_{max}} = \frac{q_1}{q_{max}} + \frac{q_2}{q_{max}} \tag{3.2}$$

Puisque les deux écoulements d'air chaud, dont les débits sont égaux, passent par des conduites de même dimension, donc q_1 et q_2 sont égaux. Les dimensions de ses conduites sont égaux à ceux de l'échangeur 1, donc $q=q_1 = q_2$ donc

$$\varepsilon_2 = \frac{q_{total}}{q_{max}} = 2 \times \frac{q}{q_{max}} = 2 \times \varepsilon \tag{3.3}$$

Or d'après la figure suivante obtenue à partir des simulations Ansys-Fluent, l'efficacité de l'échangeur 1 a la moitié de l'efficacité de l'échangeur 2, ce qui est en accord avec l'équation (3.3). Puisque les résultats de la simulation de l'échangeur 1 sont déclarés valides, donc les résultats de la simulation de l'échangeur 2 peuvent être déclarés comme valides aussi.

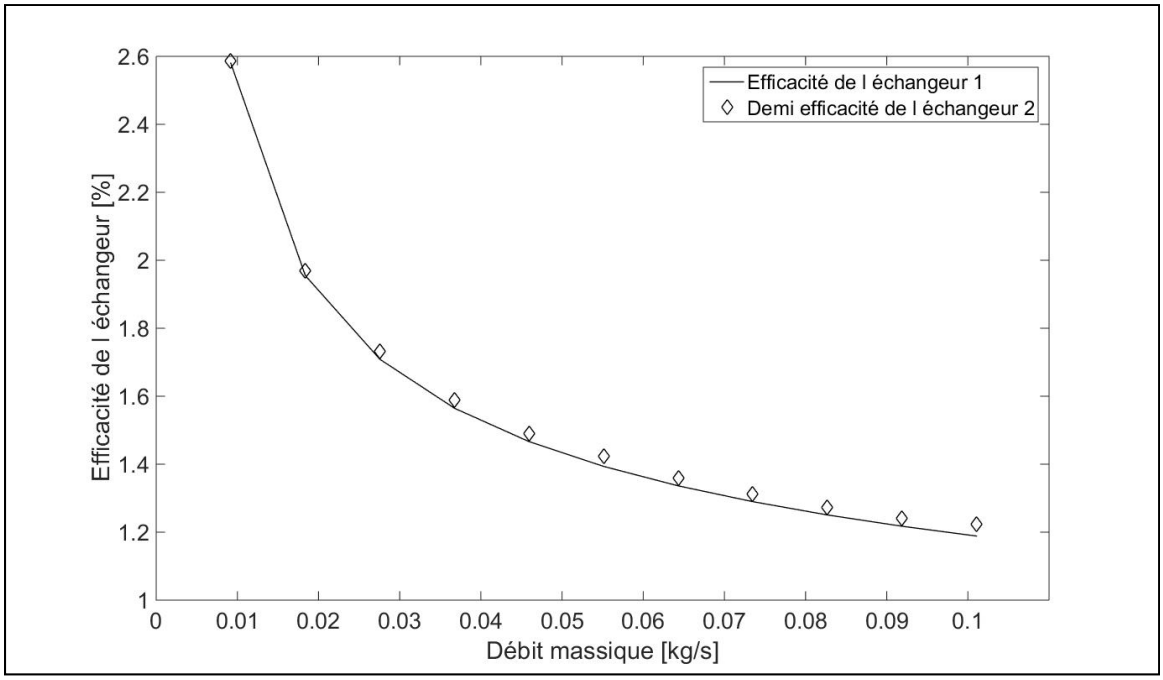

Figure 3.7 Efficacité des deux échangeurs en fonction du débit massique de l'air, $\dot{m}$, $A_g = 0{,}01$ m^2, $l_c = l_h = 15$ mm.

3.1.3 Choix du concept

Pour choisir le concept le plus représentatif de la réalité entre les échangeurs 1 et 2, une simulation d'un échangeur présenté à la Figure 2.9 contenant plusieurs plaques superposées a été réalisée. Une comparaison entre l'efficacité obtenue du grand échangeur, celle de l'échangeur 1 et celle de l'échangeur 2 est présentée dans la figure suivante lors de l'utilisation du même débit d'air et des mêmes températures aux entrées des deux échangeurs.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

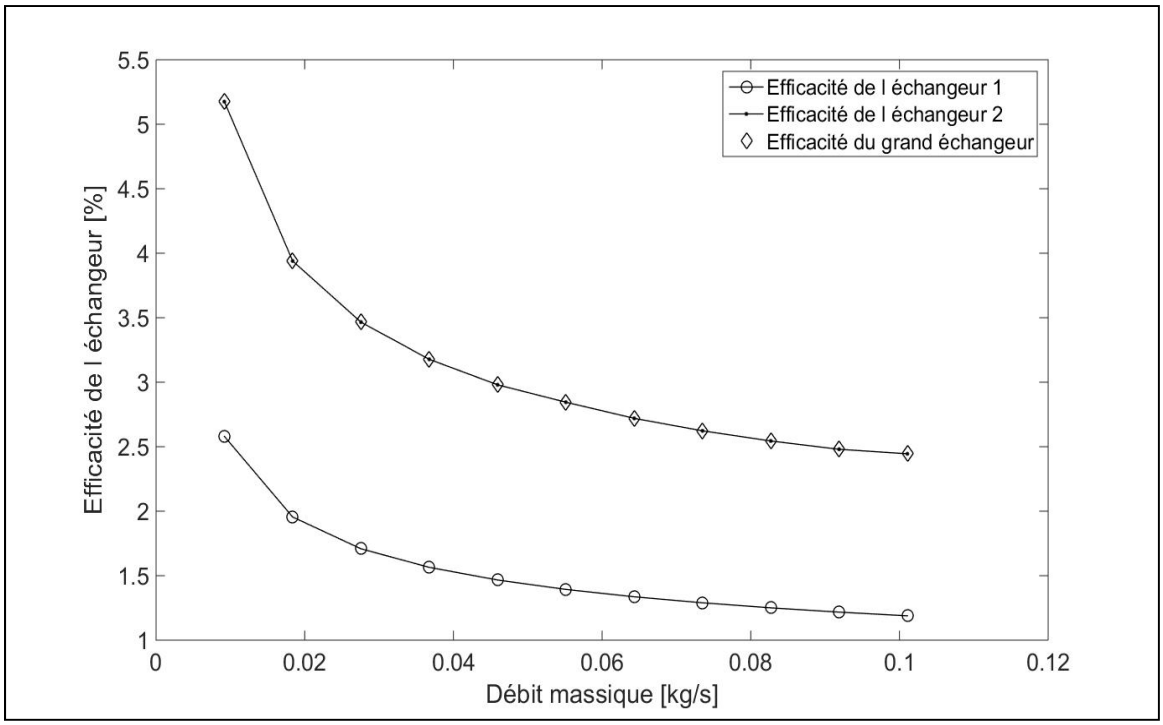

Figure 3.8 L'efficacité du grand échangeur et de l'échangeur 2 en fonction du débit massique, $\dot{m}$, $A_g = 0{,}01$ m^2, $l_c = l_h = 15$ mm.

D'après la figure précédente, l'efficacité de tout l'échangeur est égale à l'efficacité de l'échangeur 2. Donc, l'étude sur la variation de l'efficacité sera faite pour l'échangeur 2.

En réalité, les écoulements des fluides à l'entrée de l'échangeur ne sont pas totalement développés. La figure 3.9 présente l'avantage d'injecter des fluides non développés dans les échangeurs.

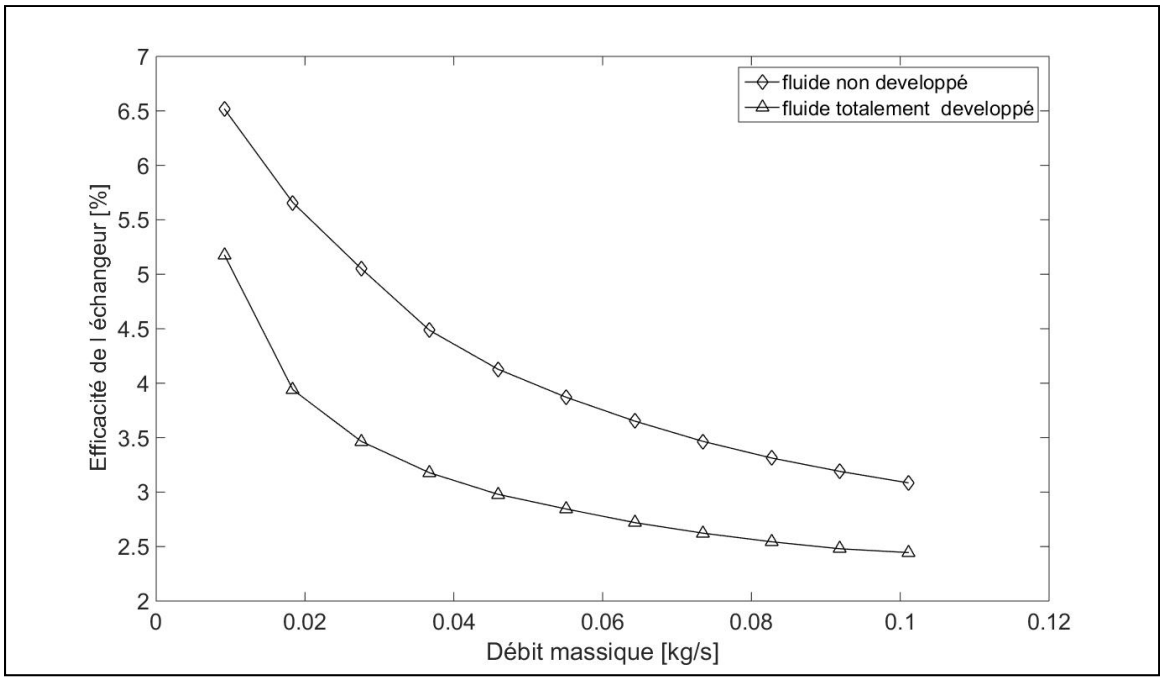

Figure 3.9 Efficacité d'un échangeur pour les écoulements totalement et pas développés en fonction du débit massique, $\dot{m}$, des fluides obtenue par Fluent $A_g = 0{,}01$ m^2, $l_c = l_h = 15$ mm.

D'après la Figure 3.9, l'efficacité de l'échangeur pour un fluide non développé est supérieure à celle calculée lorsque le fluide est totalement développé. Cela est dû au coefficient de convection entre le fluide et la paroi qui est très élevé à l'entrée et décroit rapidement vers la valeur du coefficient de convection pour les profils complètement développés. Cette variation a été présentée de façon qualitative par Incropera et DeWitt (1996). Donc indirectement, le coefficient de convection global de l'échangeur réel est supérieur à celui de l'échangeur avec un écoulement entièrement développé, d'où l'augmentation de l'efficacité totale de l'échangeur.

3.2 Influence des différents paramètres sur l'efficacité de l'échangeur

Cette partie consiste à mettre en évidence les paramètres qui influent sur l'efficacité d'un échangeur à courants croisés. Ces paramètres peuvent être classés en deux catégories, les paramètres internes dépendant de la conception du cœur de l'échangeur, et les paramètres externes comme les débits et les températures à l'entrée. Pour mettre en évidence cette

influence, des simulations numériques sur un échangeur de dimension 0,1m×0,1m sont faites. L'avantage de l'utilisation de la CFD est qu'elle permet de visualiser l'influence des différents paramètres lorsque les fluides entrants dans l'échangeur ne sont pas totalement développés.

3.2.1 Les paramètres externes

3.2.1.1 Influence du débit d'air chaud

Le débit d'air froid a été pris comme constant ($\dot{m}_c$=0,01 kg/s) et le débit d'air chaud a été varié. La température du fluide chaud est de 293 K (20 °C), la température du fluide froid est de 261 K (-12 °C). La Figure 3.10 présente l'évolution de la température de l'air froid à la sortie de l'échangeur $T_{c,o}$ en fonction du débit d'air chaud $\dot{m}_h$.

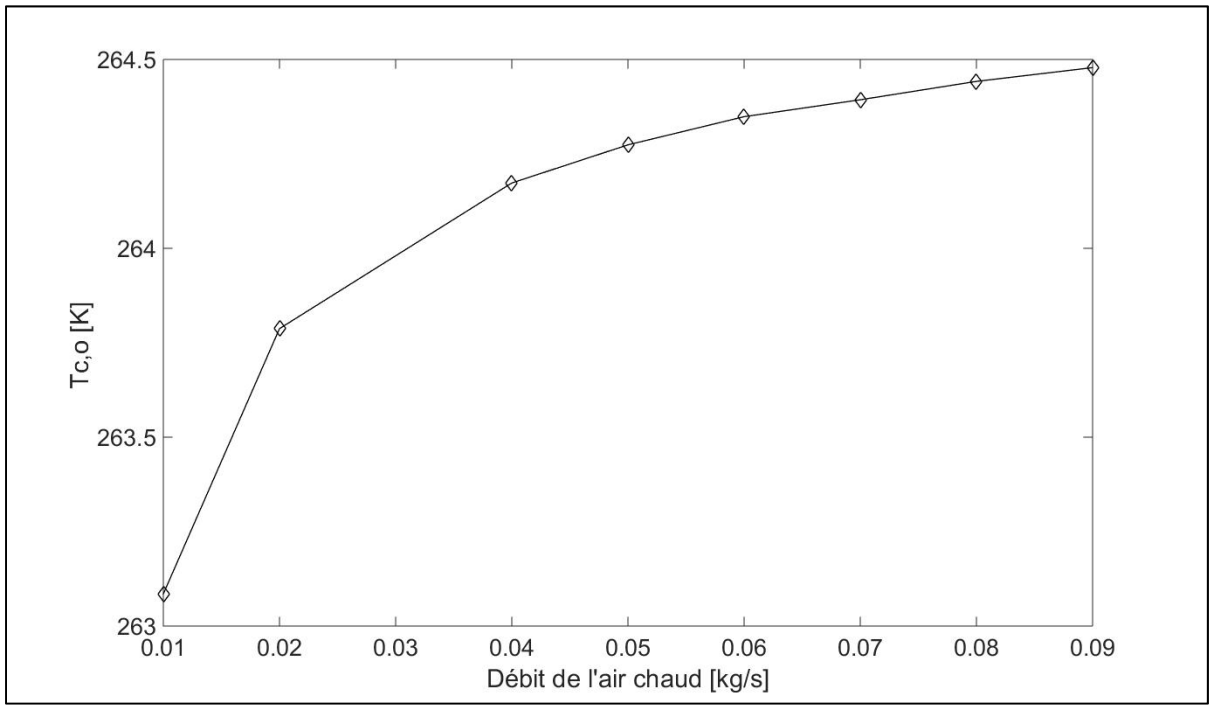

Figure 3.10 Température de l'air froid à la sortie de l'échangeur, $T_{c,o}$, en fonction du débit d'air chaud, $\dot{m}_h$, A_g = 0,01 m^2, l_c = l_h = 15 mm.

L'augmentation du débit d'air chaud $\dot{m}_h$ conduit à la croissance du taux de transfert thermique. Ce taux étant plus élevé, permet de chauffer plus l'air froid, ce qui augmente la température de l'air froid à la sortie de l'échangeur $T_{c,o}$ et valide la figure précédente.

3.2.1.2 Influence du débit d'air froid

Le débit d'air chaud a été pris comme constant ($\dot{m}_h$=0,01 kg/s) et le débit d'air froid a été varié. La température du fluide chaud est de 293 K (20 °C), la température du fluide froid est de 261 K (-12 °C). La Figure 3.11 présente l'évolution de la température de l'air froid à la sortie de l'échangeur $T_{c,o}$ en fonction du débit d'air froid $\dot{m}_c$.

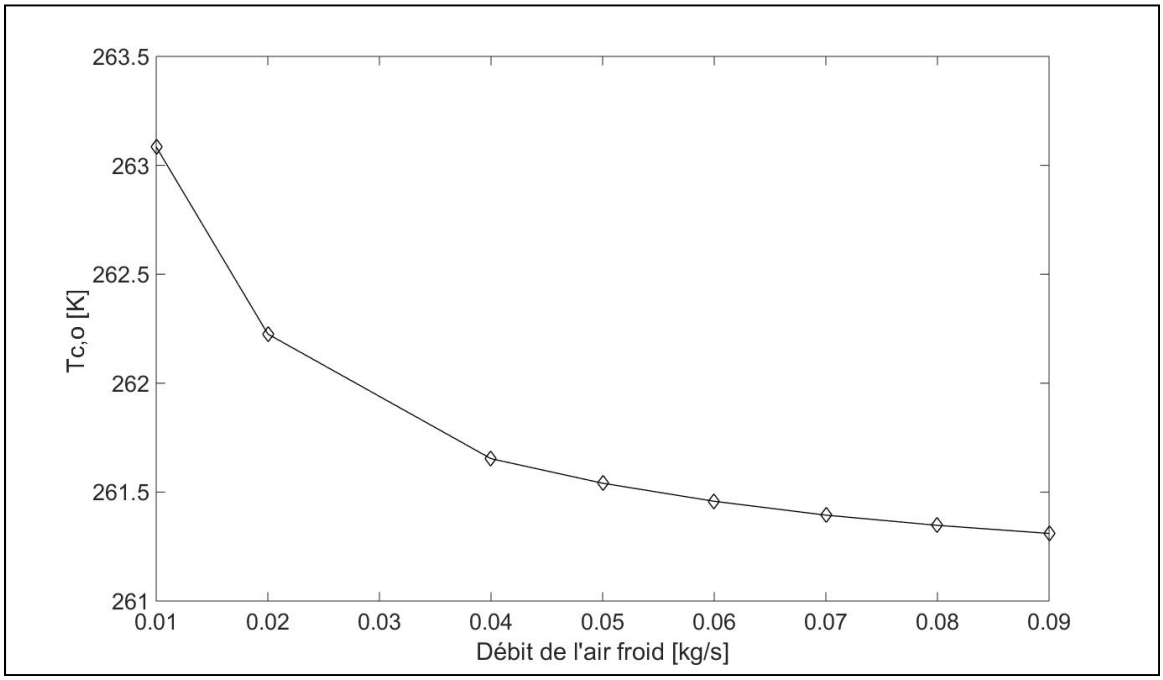

Figure 3.11 Température de l'air froid à la sortie de l'échangeur, $T_{c,o}$, en fonction du débit d'air froid, $\dot{m}_c$, A_g = 0,01 m^2, $l_c = l_h$ = 15 mm.

Étant donné que le débit d'air froid $\dot{m}_c$ augmente et que le taux de transfert thermique est fixe à cause de la constance du débit d'air chaud, le chauffage de l'air froid est moins efficace, ce qui réduit la température du fluide froid en sortie de l'échangeur $T_{c,o}$ et confirme la figure précédente.

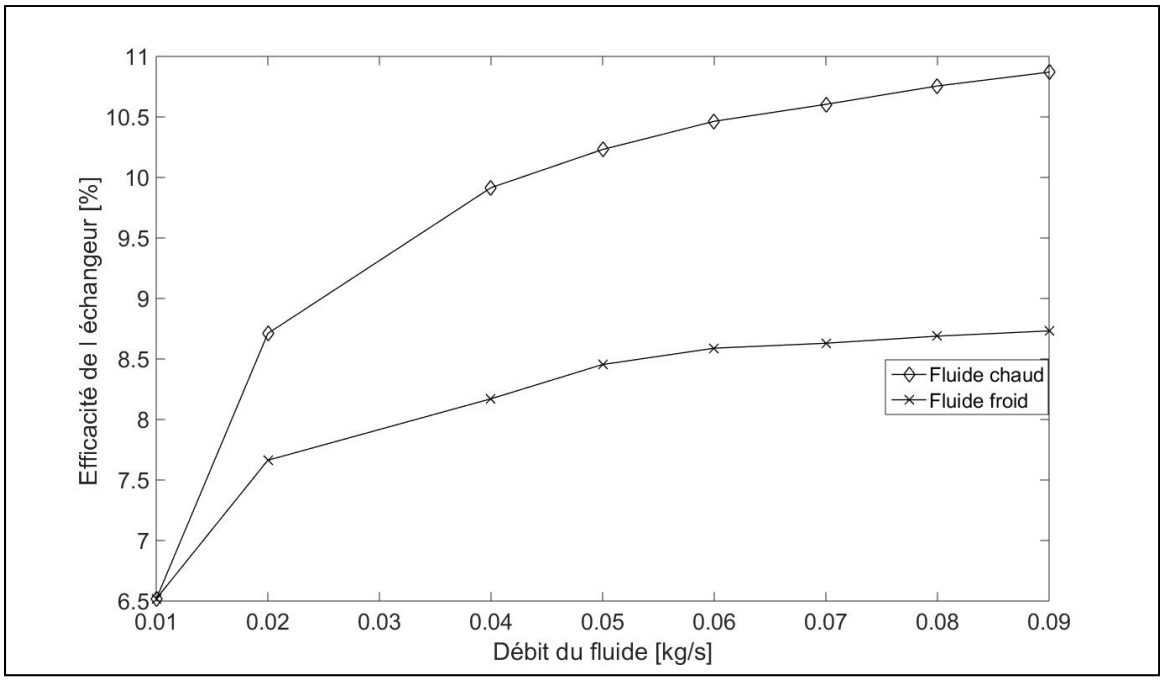

Figure 3.12 Efficacité de l'échangeur en fonction du débit pour le fluide froid, $\dot{m}_c$et chaud, $\dot{m}_h$, A_g = 0,01 m^2, $l_c = l_h$ = 15 mm.

D'après la figure précédente, l'efficacité de l'échangeur augmente avec l'augmentation du débit de l'un des fluides. La croissance de cette efficacité pour le fluide chaud est nettement supérieure à celle du fluide froid. Cela est dû à la différence de température entrée-sortie du fluide froid qui augmente avec l'augmentation du débit d'air chaud ce qui conduit a l'augmentation rapide de l'efficacité. Par contre, pour la variation du débit du fluide froid, la différence de température entrée-sortie du fluide froid décroit, mais moins rapidement que la croissance du débit d'air, ce qui conduit à une augmentation moins rapide de l'efficacité.

3.2.1.3 Influence des températures de l'air aux entrées de l'échangeur

Une simulation numérique est réalisée en variant les températures de l'air chaud et froid aux entrées de l'échangeur. Les débits utilisés ne sont pas variables. Les simulations montrent que l'efficacité de l'échangeur reste inchangée malgré la variation des températures. Cela est dû aux propriétés des fluides utilisés lors de la simulation qui sont constantes et invariables par rapport à la température. Le choix d'utiliser des caractéristiques de l'air constantes vient

de la différence entre les températures d'entrées qui est de l'ordre de 35°C. Cette faible différence conduit à pouvoir concrètement négliger les changements des propriétés de l'air.

3.2.2 Les paramètres internes

3.2.2.1 Influence de la surface de contact entre les fluides

Pour cette étude, les débits et les températures d'entrées sont gardés constants ($\dot{m}$=0,01kg/s, $T_{c,i}$ =261 K et $T_{h,i}$ =293 K). La surface d'échange entre le fluide froid et chaud A_g a été variée. Les variations des efficacités simulées et théoriques sont présentées dans la figure suivante.

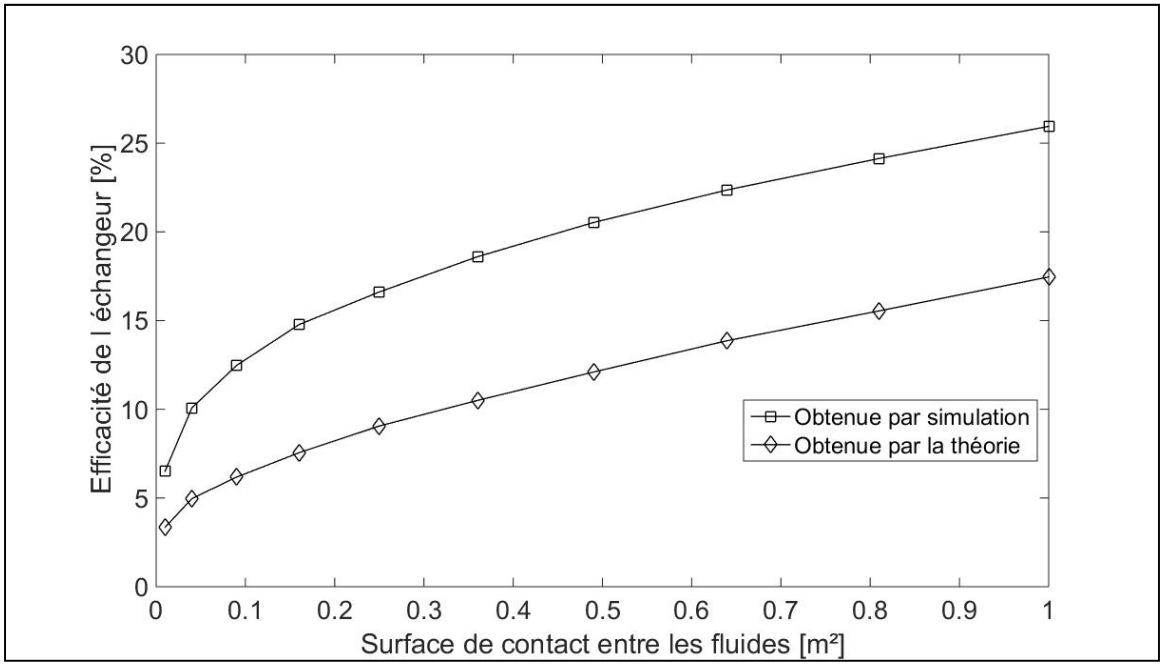

Figure 3.13 Efficacité de l'échangeur en fonction de la surface de contact A_g
V = 5 m/s, $l_c = l_h$ = 15 mm.

D'après la Figure 3.13, l'efficacité de l'échangeur croit avec l'augmentation de la surface de contact entre les fluides A_g. La courbe obtenue par simulation et celle obtenue par théorie ont la même tendance. Le fluide n'étant pas totalement développé dans la simulation, contrairement aux conditions d'application dans la théorie, conduit à une différence entre les deux courbes. Cette différence augmente avec l'augmentation de la cote L de l'échangeur,

car la longueur d'entrée thermique augmente avec l'augmentation du diamètre hydraulique, ce qui conduit à l'augmentation du coefficient de convection global.

3.2.2.2 Influence de la distance entre les plaques

Pour déterminer l'influence de la distance entre les plaques l sur l'efficacité de l'échangeur, des simulations du même échangeur sont faites pour les mêmes débits d'air ($\dot{m}$=0,01kg/s) avec une variation de la distance entre les plaques. La température du fluide chaud est de 293 K (20 ^{o}C), la température du fluide froid est de 261 K (-12 ^{o}C). La courbe de l'efficacité obtenue par simulation en fonction de la distance entre les plaques est présentée dans la figure suivante.

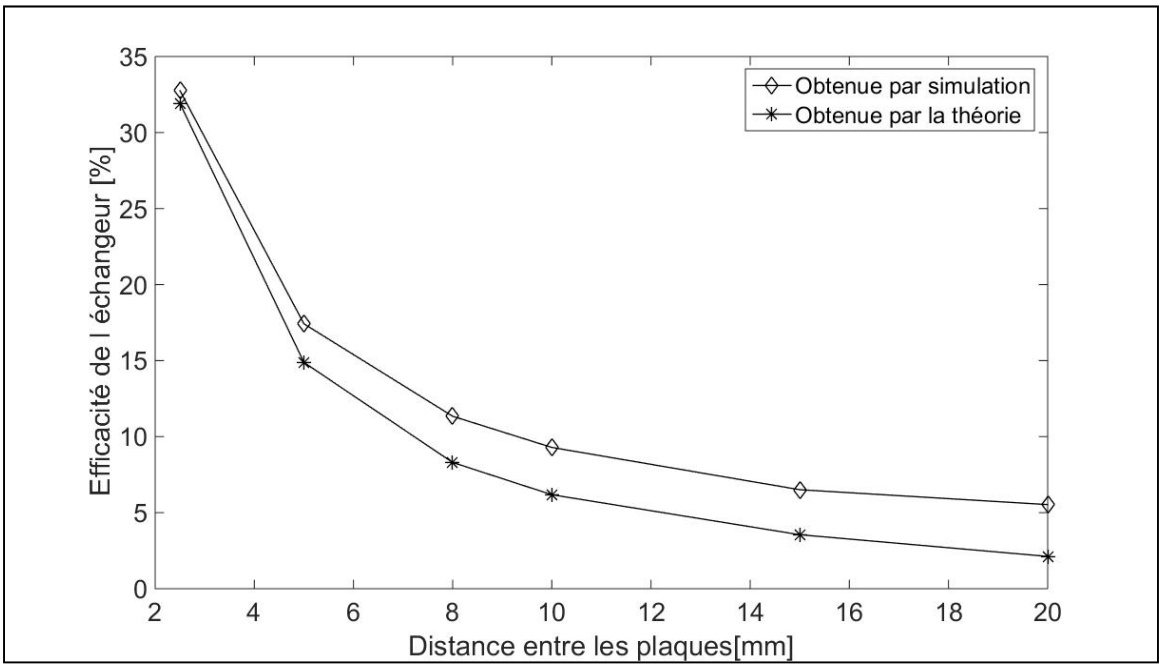

Figure 3.14 Efficacité de l'échangeur en fonction de la distance entre les plaques l
A_g = 0,01 m^2, V = 5m/s.

Puisque la distance entre les plaques augmente, l'augmentation du diamètre hydraulique est faible par rapport à la réduction de la vitesse des fluides, ce qui conduit indirectement à la réduction du coefficient de convection global, donc à la diminution de NTU. Cette diminution conduit à la réduction de l'efficacité de l'échangeur. Cette interprétation est en

accord avec la Figure 3.14, qui montre que l'efficacité de l'échangeur décroit avec l'augmentation de la distance entre les plaques.

La différence entre la courbe simulée et théorique augmente avec l'augmentation de la distance entre les plaques, car la longueur d'entrée thermique augmente, ce qui conduit à l'augmentation du coefficient de convection global.

La Figure 3.14 indique que théoriquement, il faudrait donc concevoir un échangeur avec la distance minimale entre les plaques. Ainsi, dans les ventilateurs-récupérateurs du commerce, la distance entre les plaques pour les cœurs d'échangeurs à courants croisés avoisine 3 à 4 mm. Il faut toutefois comprendre qu'en serres, l'écoulement sortant est saturé en eau près de l'entrée, côté chaud, et que de la condensation s'y produit sur une large part du cœur augmentant les risques d'encrassement si le condensat n'est pas drainé efficacement ou s'il gèle. Qui plus est, cet écoulement contient davantage de particules pouvant contribuer à l'encrassement que l'air sortant d'une résidence ou d'un bureau.

Un concept doit être proposé même moins efficace mais qui résistera à ces deux types d'encrassement potentiel.

3.2.2.3 Influence de l'épaisseur des plaques

Pour cette étude, les dimensions de l'échangeur sont de 0,1 m×0,1, avec une distance entre les plaques égale à 15mm. La température du fluide chaud est de 293 K (20 ^{o}C), la température du fluide froid est de 261 K (-12 ^{o}C). Le débit a été choisi assez faible, 0,0018kg/s, pour obtenir une variation significative de l'efficacité d'un échangeur en fonction de la variation de l'épaisseur de la plaque. Les plaques ont été choisies en aluminium avec une conductivité égale à 202 W/m K. Le nombre de mailles utilisé pour les plaques a été varié et l'efficacité de l'échangeur est devenue constante lorsque le nombre de maille est égal à 50000 pour la plaque avec 6 nœuds sur l'épaisseur et 50 sur chaque longueur.

Rapport-Gratuit.com

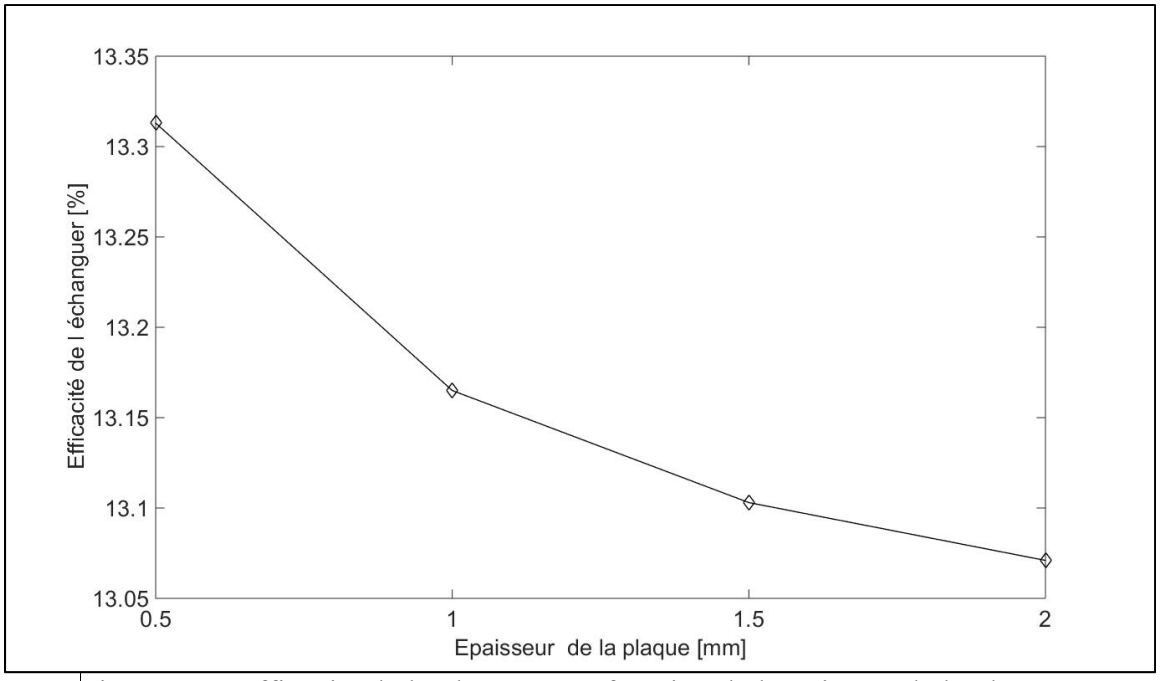

Figure 3.15 Efficacité de l'échangeur en fonction de l'épaisseur de la plaque e

$A_g = 0{,}01$ m^2, $l_c = l_h = 15$ mm, $\dot{m} = 0{,}0018$ kg/s.

D'après la figure 3.15, l'efficacité de l'échangeur décroit lorsque l'épaisseur des plaques augmente. Cela est expliqué par l'augmentation de la résistance thermique.

3.2.2.4 Influence de la division des conduites en plusieurs petites conduites

Pour cette partie, une des conduites totales de l'échangeur a été divisée en plusieurs sous conduites comme schématisé à la figure 3.16. La température du fluide chaud est de 293 K (20 ^{o}C), la température du fluide froid est de 261 K (-12 ^{o}C) et la vitesse aux différentes entrées est de 5 m/s.

Les parois entre les conduites sont d'épaisseur nulle et thermiquement couplées aux fluides.

Deux simulations sont faites avec un débit constant pour toutes les sous conduites et dont la somme est égale au débit total. La première simulation est faite en variant le nombre des sous-conduites dont les dimensions sont égales. La seconde simulation est faite pour une conduite divisée en deux sous-conduites présentée à la Figure 3.17 dont les dimensions

varient. Les tableaux 3.1 et 3.2 présentent les résultats respectifs de la première et la seconde simulation.

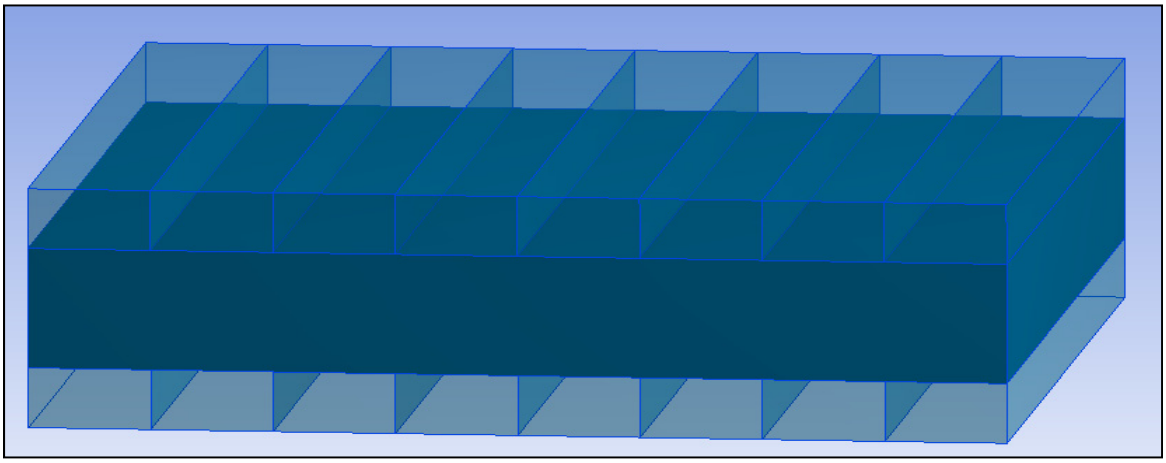

Figure 3.16 Division d'une conduite en plusieurs sous-conduites

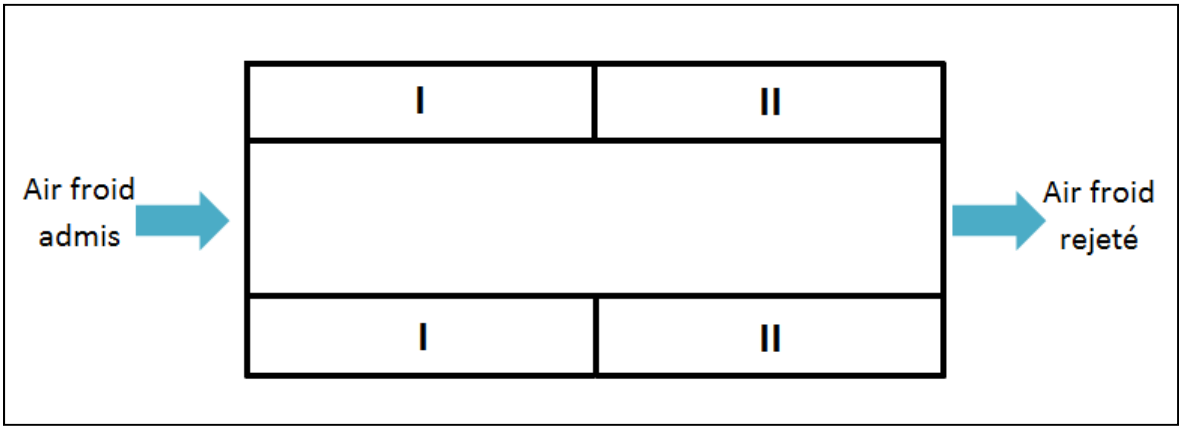

Figure 3.17 Division de la conduite en deux sous-conduites

Tableau 3.1 Efficacité de l'échangeur suivant le nombre de sous-conduites

Nombre de division de la surface totale	Efficacité totale de l'échangeur [%]
1	6,515
2	6,515
4	6,519
6	6,518
8	6,52

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

Tableau 3.2 Efficacité de l'échangeur pour deux sous-conduites non égales

Le pourcentage de la surface I par rapport à la surface totale [%]	Efficacité totale de l'échangeur [%]
20	6,515
30	6,514
40	6,514
50	6,515
60	6,514
70	6,514
80	6,516

D'après ces deux tableaux, l'efficacité de l'échangeur n'est pas dépendante ni du nombre des sous-conduites, ni de leurs dimensions. Cela est dû aux lignes du courant des fluides qui ne se mélangent pas comme montré à la Figure 3.2. La conduction dans les parois est négligeable, ce qui réduit les gains d'efficacité anticipés avec l'augmentation du débit au centre de chaque conduite.

Pour terminer cette partie, un tableau récapitulatif de l'effet de la variation des différents paramètres sur l'efficacité de l'échangeur est présenté lors que les fluides en entrée ne sont pas développés.

Tableau 3.3 Effet de l'augmentation d'une variable à la fois sur l'éfficacité de l'echangeur

Variable à augmenter	Variables affectées					
	ε	*NTU*	*Cr*	*Q*	$T_{h,o}$	$T_{c,o}$
Débit d'air chaud à l'entrée	↑	↑	↓	↑	↑	↑
Débit d'air froid à l'entrée	↑	↑	↓	↑	↓	↓
Température chaude à l'entrée	—	—	—	↑	↑	↑
Température froide à l'entrée	—	—	—	↓	↑	↑

Tableau 3.3 Suite

Surface de contact entre les fluides	↑	↑	—	↑	↓	↑
Distance entre les plaques	↓	↓	—	↓	↑	↓
Épaisseur des plaques	↓	↓	—	↓	↑	↓

Malgré que la variation des débits puisse améliorer l'efficacité d'un échangeur, le choix s'est orienté vers l'utilisation d'un même débit pour les deux flux, afin d'éviter la création d'une sous pression qui conduirait probablement à l'augmentation des infiltrations indésirables de l'air froid, ou une surpression qui conduirait à l'exfiltration de l'air chaud sans possibilité de récupération. Dans les deux cas, cela créerait une augmentation du coût du chauffage.

D'après le tableau précédant, l'efficacité d'un échangeur est meilleure pour des petites distances entre les plaques. Dans le but d'éviter l'encrassement des conduites de l'échangeur par le givre dans les milieux froids, cette distance a été choisie égale à 15 mm (Correas et Perrin, 2005);(Lepoidevin, Mears et Roberts, 1980). Cette distance est proposée par divers fabricants d'échangeur afin de limiter la possibilité d'encrassement (Magnum, 2004; Trianon, 2013).

La partie suivante consiste à déterminer les dimensions de l'échangeur destiné à l'application serricole. Pour ce faire, l'épaisseur des plaques est choisie proche de zéro dans le but de négliger son effet sur l'efficacité de l'échangeur.

3.3 Mise en situation et dimensionnement de l'échangeur

3.3.1 Mise en situation

D'après Weill (2009), le volume d'une serre moyenne est de 1270,2 m³ elle est de longueur 29 m et de largueur 7,3 m. Pour réduire l'humidité dans une serre, en moyenne, un changement d'air par heure est nécessaire donc tout l'échangeur doit permettre un débit

volumique de 1270,2 m³/heure équivalent à 747,6 pcm, c'est-à-dire un débit massique de 0,2882 kg/seconde.

Dans le but de déterminer les dimensions optimales de l'échangeur rectangulaire, une variation de la cote de l'échangeur est faite. Le débit du fluide est choisi de manière à obtenir un fluide turbulent mais avec un nombre de Reynolds qui respecte la majorité des corrélations présentées dans le chapitre précèdent, c'est-à-dire un Re_D le plus proche de 4000 tout en restant strictement supérieur à ce dernier. Le nombre de plaques intervient aussi pour déterminer le débit massique pour chaque conduite, donc pour déterminer la vitesse adéquate. Le tableau 3.4 présente la cote *L* de l'échangeur, la vitesse utilisée, le débit massique, le nombre de plaque pour chaque fluide et le nombre de Reynolds utilisé lorsque les caractéristiques de l'air sont constants pour chaque simulation tout en gardant les températures d'air froid égale à -12°C et la température de l'air chaud égale à 20°C.

Tableau 3.4 Caractéristiques de chaque simulation

Cote [m]	Vitesse [m/s]	Débit [g/s]	Nombre de R_{eD}	Nombre de plaque
0,1	2,2413	4,22	4002,6	105
0,2	2,1012	7,72	4014,3	56
0,3	2,0643	11,66	4037,7	38
0,4	2,0287	15,27	4015,9	29
0,5	2,0460	19,26	4080,4	23
0,6	2,0640	23,32	4136,2	19
0,7	2,1012	27,69	4224,8	16
0,8	2,1012	31,65	4236,0	14
0,9	2,0114	34,08	4063,2	13
1	2,1394	40,27	4328,9	11

3.3.2 Résultats de simulation

Le Tableau 3.5 présente l'efficacité de l'échangeur, la perte de pression pour une seule conduite, la perte de pression totale pour un seul flux – étant égale à la pression pour une conduite multiplié par le nombre de conduite – et les dimensions nécessaires pour réaliser l'ensemble du cœur de l'échangeur.

Tableau 3.5 Efficacité, perte de pression et dimensions de la plaque nécessaires

Cote [m]	Efficacité totale [%]	Perte de pression pour une conduite [Pa]	Perte de pression Totale d'un seul écoulement [Pa]	Hauteur de l'échangeur [m]
0,1	9,3442	1,31692	138,28	3,15
0,2	12,873	1,60715	90,00	1,68
0,3	15,683	1,942	73,79	1,14
0,4	18,283	2,258	65,48	0,87
0,5	20,595	2,658	61,14	0,69
0,6	22,863	3,08	58,52	0,57
0,7	25,079	3,582	57,32	0,48
0,8	27,322	3,974	55,64	0,42
0,9	29,730	4,148	53,92	0,39
1	31,262	5,073	55,8	0,33

Pour valider les pertes de pression obtenues par simulation, une comparaison pour quelques valeurs de cote avec celle obtenue par la théorie est présentée dans le tableau Tableau 3.6.

Les pertes de pression théoriques sont obtenues à partir de l'équation de Bernoulli généralisée (White, 2003) :

$$(\frac{P}{\rho g}+\alpha\frac{V^2}{2g}+z)_i=(\frac{P}{\rho g}+\alpha\frac{V^2}{2g}+z)_o+\Delta h \qquad (3.4)$$

Δh sont les pertes de charge régulières tel que :

$$\Delta h = f \frac{L}{D_h} \frac{V^2}{2g} \tag{3.5}$$

avec f est le facteur de friction de Darcy étant égale à 4 fois le facteur de Fanning dont les corrélations de calcul sont présentées dans le second chapitre et L est la longueur du conduite.

Puisqu'il y a conservation de masse du fluide entre l'entrée et la sortie de l'échangeur, les vitesses d'entrée et de sortie sont alors égales. De plus, la différence de hauteur entre l'entrée et la sortie est négligeable, donc la perte de pression dans la conduite en fonction des pertes de charge est égale à :

$$\Delta P = \rho g \Delta h \tag{3.6}$$

Tableau 3.6 Comparaison entre les pertes de pression simulées et théoriques

Cote [m]	Perte de pression simulée pour une conduite [Pa]	Perte de pression théorique pour une conduite [Pa]
0,5	2,658	2,32
0,6	3,080	2,81
0,7	3,582	3,35
0,8	3,974	3,82
0,9	4,148	3,98
1	5,073	4,89

D'après le tableau précèdent, les pertes théoriques et simulées sont presque égales, ce qui valide les simulations numériques. Puisque pour les corrélations, le fluide est totalement

développé contrairement à la simulation où le fluide à l'entrée est constant, une différence mineure entre la simulation et la théorie existe.

D'après le Tableau 3.5, et en raison de la restriction volumique imposée, l'échangeur avec des cotes de 1m×1m, à la meilleure efficacité avec une perte de pression totale assez faible. D'où le choix de réaliser un échangeur avec ces dimensions.

3.3.3 Amélioration de l'efficacité et dimensionnement final de l'échangeur

3.3.3.1 Amélioration de l'efficacité de l'échangeur

Dans le but d'augmenter l'efficacité de l'échangeur choisi et puisque la distance entre les plaques pour le flux chaud est fixe afin d'éviter l'encrassement, seule la distance entre les plaques pour le flux froid peut être modifiée, une simulation en variant seulement cette distance est faite. Le tableau suivant présente l'efficacité et la perte de pression obtenues.

Tableau 3.7 Efficacité de l'échangeur et perte de pression en fonction de la distance entre les plaques du fluide froid

Distance entre plaque du fluide froid [mm]	Efficacité totale [%]	Perte de pression pour la conduite froide [Pa]	Perte de pression Totale d'un seul flux [Pa]
15	31,262	5,073	55,80
10	37,684	16,640	183,04
9	38,520	22,744	250,18
8	39,110	31,3740	345,12
7	40,040	46,660	513,26
6	40,840	72,180	793,98
5	41,952	124,514	1369,66

Tableau 3.7 Suite

Distance entre plaque du fluide froid [mm]	Efficacité totale [%]	Perte de pression pour la conduite froide [Pa]	Perte de pression Totale d'un seul flux [Pa]
4	42,690	227,626	2 503,88
3	43, 852	539,544	5 934,98
2	43,957	1184,40	13 028,4

D'après le tableau précèdent, plus la distance entre les plaques du fluide froid décroit, plus l'efficacité de l'échangeur et les pertes de pression totale augmentent. L'efficacité de l'échangeur peut atteindre les 44%. Cette efficacité est inférieure à ce qui est présent dans la littérature, mais cet échangeur n'aura jamais de problème d'encrassement grâce à la distance choisie entre les plaques -15 mm- où l'air chaud s'écoule (Lepoidevin, Mears et Roberts, 1980). La figure suivante met en évidence les deux écoulements entrants dans l'échangeur, avec $F1_i$, $F1_o$ et $F2_i$, $F2_o$ qui sont respectivement l'entrée et la sortie du fluide 1 et 2.

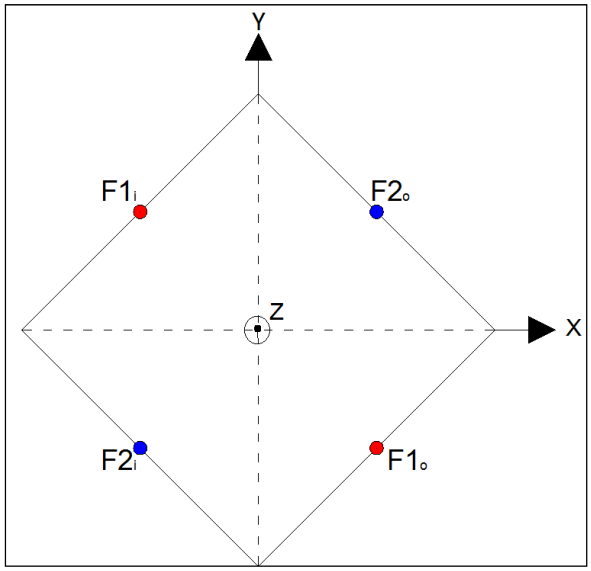

Figure 3.18 Les entrées et les sorties du cœur de l'échangeur

Une étude sur les pertes de pression totale de tout le système est nécessaire afin de déterminer les dimensions adéquates de l'échangeur.

3.3.3.2 Perte de pression totale du fluide froid en amont de l'échangeur

Pour pouvoir déterminer la distance adéquate entre les plaques du fluide froid, le choix du type de ventilateur est nécessaire. Pour ce faire, le calcul des pertes de pression en aval du ventilateur est obligatoire. Vu que la perte de pression totale de l'échangeur a été déterminée précédemment, l'étude sur la perte de pression en amont du cœur de l'échangeur est primordiale.

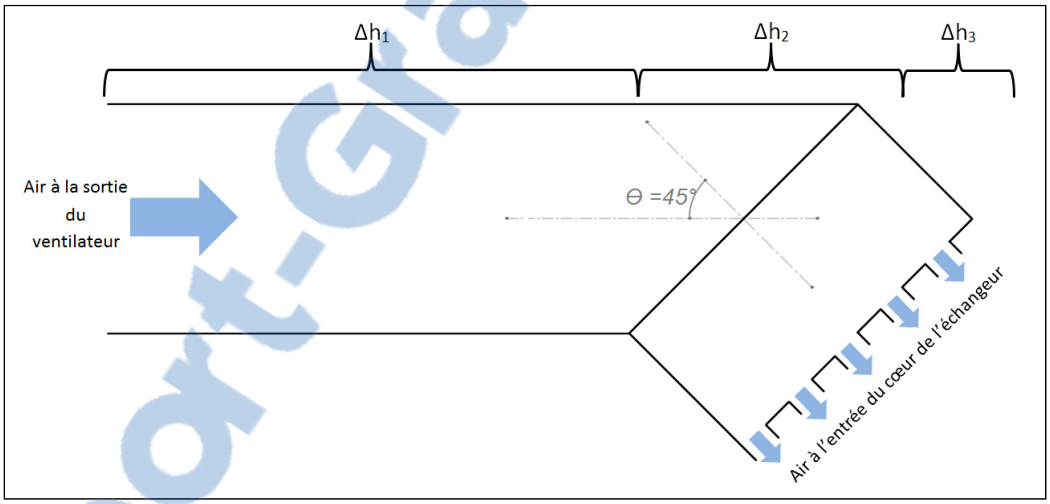

Figure 3.19 Conduite en amont du cœur de l'échangeur

Les entrées des deux flux d'air chaud et froid ont la même direction dans le but de créer une trappe. L'ouverture de cette trappe permet au fluide chaud d'entrer dans la conduite d'air froid afin d'augmenter les températures à l'intérieur de l'échangeur et donc d'éliminer le givre quand il commence à boucher les conduites du fluides chaud.

La Figure 3.19 met en évidence une des deux conduites entre les ventilateurs et l'échangeur. Elle présente les différentes pertes de charge que ce soit régulière Δh_1 lorsque l'écoulement est totalement développé et singulières tel que les pertes de charge dues au changement de direction du fluide Δh_2 et les pertes de charge dues au rétrécissement brusque de la conduite Δh_3.

Rapport-Gratuit.com

Le calcul pour les pertes de charge Δh_1 est présenté par l'équation (3.5). La longueur de la conduite est choisie de telle manière que l'échangeur soit au milieu de la serre donc L est égale à 4 m (Weill 2009). Concernant Δh_2 et Δh_3, elles sont calculées par l'équation suivante :

$$\Delta h = C_0 \frac{V^2}{2g} \tag{3.7}$$

avec C_0 est une constante déterminable suivant le type de la perte de charge singulière.
Pour Δh_2, la constante C_0 est déterminée par interpolation à partir des valeurs présentes dans un livre d'ASHRAE (ASHRAE, 2001). Concernant Δh_3, cette constante est calculée par l'équation suivante donnée par Frank M. White (White, 2003):

$$C_0 = 0,42 \times (1 - \frac{d_h}{D_h}) \tag{3.8}$$

avec d_h le diamètre hydraulique des conduites rétrécies. D_h est le diamètre hydraulique de la grande conduite.
Le tableau suivant présente les pertes de charges et les pertes de pression en amont de l'échangeur ainsi que les pertes totales de la conduite et de l'échangeur.

Tableau 3.8 Perte de pression totale pour chaque distance entre les plaques du fluide froid

Distance entre plaque du fluide froid [mm]	Perte de charge en amont de l'échangeur [m]	Perte de pression en amont de l'échangeur [Pa]	Perte de pression totale du fluide froid [Pa]
15	0,163	3,69	59,49
10	0,337	9,28	192,32
9	0,408	11,55	261,73
8	0,506	15,17	360,29

Tableau 3.8 Suite

Distance entre plaque du fluide froid [mm]	Perte de charge en amont de l'échangeur [m]	Perte de pression en amont de l'échangeur [Pa]	Perte de pression totale du fluide froid [Pa]
7	0,648	20,25	533,51
6	0,88	28,35	822,33
5	1,221	47,4	1 417,06
4	1,871	65,93	2 569,81
3	3,264	118	6 052,98
2	7,108	271,85	13 300,25

Les pertes de pression en amont de l'échangeur ont été calculées par l'équation (3.4). La constante α peut prendre des valeurs entre 1,04 et 1,11 (White, 2003).Sa valeur a été choisie égale à 1,11 pour calculer les pertes de charge maximales. La perte de pression totale est la somme de la perte de pression de l'échangeur et les pertes entre ce dernier et le ventilateur.

3.3.3.3 Choix du ventilateur pour le fluide froid, dimensionnement et conception finale de l'échangeur

A partir de ce qui a été présenté précédemment, le débit nécessaire à l'échangeur pour réaliser un changement d'air complet d'une serre est égal à 353 L/s qui est équivalent à 1300 m³/h.

Plusieurs types de ventilateurs peuvent fournir ce débit, le problème majeur consiste à trouver le ventilateur capable de répondre à un maximum de perte de pression avec une bonne efficacité.

Il existe des ventilateurs pour les moyennes et hautes pressions qui peuvent répondre à une perte de pression élevée (entre 1500 Pa et 3600 Pa pour le ventilateur moyenne pression,

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

entre 3600 Pa et 10000 Pa pour le ventilateur haut pression)(Energieplus, 1999).Ce type de ventilateur est volumineux et très couteux. D'après le Tableau 3.7, pour les échangeurs dont la distance entres les plaques pour le fluide froid est inférieure et égale à 5mm, il n'y a pas une amélioration significative sur l'efficacité de l'échangeur par rapport à un échangeur dont la distance entres les plaques pour le fluide froid est égale à 6mm. De plus, d'après le Tableau 3.8, les ventilateurs moyenne et haute pression ne sont applicables que pour les échangeurs dont la distance entres les plaques pour le fluide froid est inférieure et égale à 5 mm. Donc l'utilisation de ce type de ventilateur n'est pas une bonne option, d'où l'orientation vers les ventilateurs basse pression dont le volume et le coût ne sont pas élevés par rapport aux autres types de ventilateurs.

Pour choisir le ventilateur adéquat, l'orientation vers les catalogues de ventilateur à basse pression est nécessaire. Il suffit de déterminer les ventilateurs qui admettent les pertes de pression les plus élevée.

D'après le catalogue de SODECA (SODECA, 2011), le ventilateur CJSRX 315 est le plus adapté pour le cas présent.

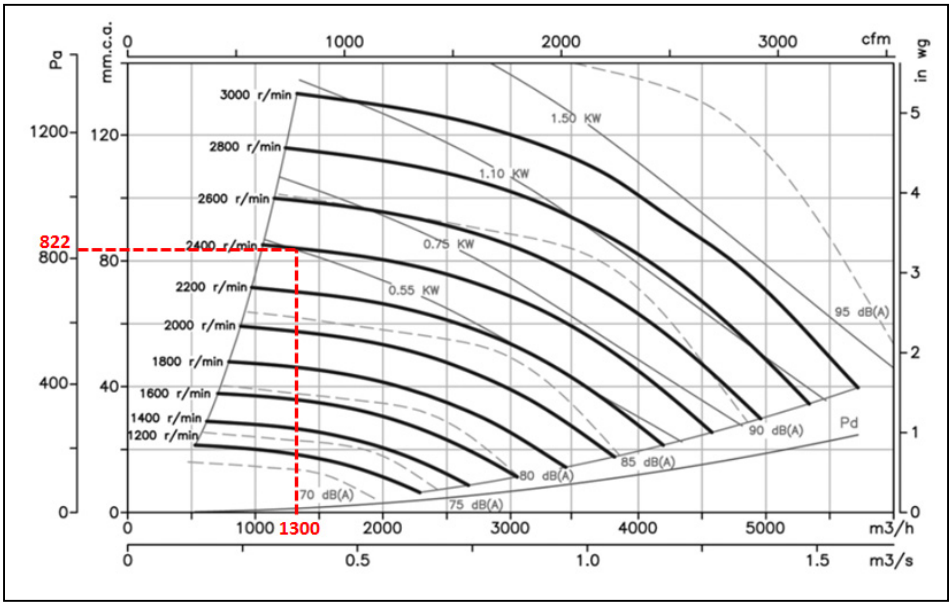

Figure 3.20 Caractéristiques du ventilateur choisi

D'après la Figure 3.20, pour un débit égal à 1300 m³/h, la perte de pression acceptable pour le ventilateur est de 1300 Pa. Elle est supérieure à la perte de pression totale avec une

distance entre les plaques du fluide froid de 6 mm. De plus, pour des pertes égales à 822 Pa, le ventilateur a une vitesse de 2400 tour/min et requière une puissance égale à 0,55kW. La puissance requise par le fluide est égale à 0,3 kW, elle est déterminé à partir de l'équation suivante (Çengel et Cimbala, 2010) :

$$\dot{W}_{requiseparlefluide} = \frac{\dot{m}_{air}}{\rho_{air}} \times \Delta P \tag{3.9}$$

avec ΔP perte de pression totale en aval du ventilateur.

Le rendement du ventilateur, soit le rapport entre la puissance requise par le fluide et la puissance du ventilateur, est égal à 54 %.

Vu que la puissance requise est inférieure à la puissance installée qui est égale à 0,75 KW, même si les pertes de pression augmentent, le débit d'air ne décroîtra pas. Donc, la distance de 6 mm entre les plaques du fluide froid est à retenir. L'échangeur présenté à la figure 3.21, a une efficacité égale à 40 %.

Le tableau suivant présente les géométries des échangeurs destinés à la serriculture et leurs efficacités.

Tableau 3.9 Efficacité de l'échangeur en fonction de sa géométrie

Auteurs	Géométrie	Efficacité	Étude de givrage
Lepoidevin et al. (Lepoidevin, Mears et Roberts, 1980)	Longueur : 12,2 m Largeur : 1m Hauteur des conduites : 15 mm Nombre de conduite : 6	80%	Oui, la hauteur des conduites est choisie pour empêcher le givrage.
Mcginnis et al. (Mcginnis, 1984)	Diamètre des tubes : 50 mm Longueur des tubes : 1,5 m Nombre de tube : 196	35%	Oui, utilisation d'un système de dégivrage.
Brundrett et al. (Brundrett et al., 1983)	Diamètre des tubes : 229 mm Diamètre de la coquille : 762 mm Longueur des tubes : 30 m Nombre de tube : 7	Entre 47% et 62%	Oui, en remarquant que l'épaisseur du givre ne dépasse pas les 10 mm.

Tableau 3.9 Suite

Auteurs	Géométrie	Efficacité	Étude de givrage
Ibarra Catanedo (Ibarra Castanedo, 2000)	Diamètre tube centrale : 101mm Diamètre tube latérale : 76 mm Diamètre de la coquille : 300 mm Longueur des tubes : 24,3 m	78%	Non
	Diamètre des tubes : 50 mm Dimensions de la coquille : 393mm ×553 mm Longueur des tubes : 5,2 m Nombre de tube : 6×4	60%	Non
	Diamètre des tubes : 50 mm Dimensions de la coquille : 393mm ×670 mm Longueur des tubes : 4,4 m Nombre de tube : 9×5	60%	Non
Échangeur conçu	Dimension : 1m× 1m Hauteur des conduites du fluide chaud : 15 mm Hauteur des conduites du fluide froid: 0,6 cm Nombre de conduite : 22	40%	Oui, la hauteur des conduites du fluide chaud est choisie égale à celle utilisé par Lepoidevin.

D'après le tableau précèdent, l'efficacité de cet échangeur (Figure 3.21) est supérieure à l'efficacité des échangeurs décrits par Mcginnis et al. (1984) malgré que le volume de l'échangeur conçu (0,231 m^3) soit inférieur au volume de l'échangeur de Mcginnis (2,26m^3). La limitation de la longueur imposée par le cahier de charge ne permet pas d'avoir une efficacité avoisinante les autres types d'échangeurs présent dans la littérature.

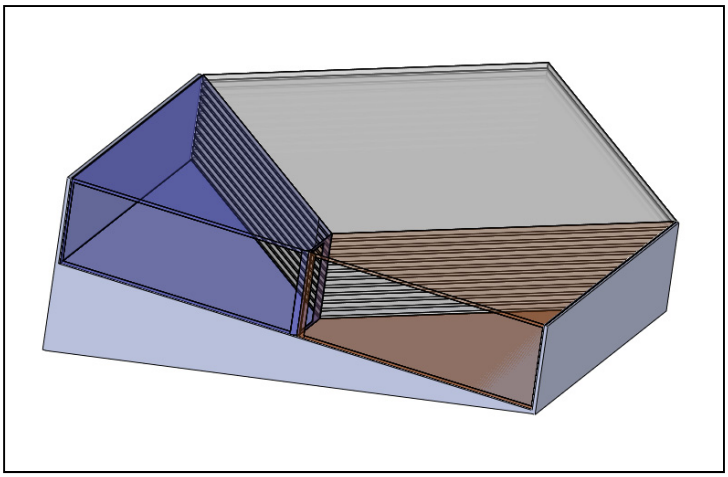

Figure 3.21 Concept final de l'échangeur

L'inclinaison est faite pour empêcher le condensat de stagner dans les conduites du fluide chaud. Elle réduit la possibilité de givrage de ce condensat en injectant l'air chaud de direction opposée à la descente de l'eau condensée. L'inclinaison doit être choisie de façon à ce que la vitesse de l'écoulement du condensat soit plus rapide que son refroidissement, c'est à dire que le condensat doit sortir de l'échangeur avant son givrage. Cette inclinaison dépend du débit et des températures des fluides aux entrées de l'échangeur. La détermination de cette inclinaison se fait expérimentalement.

Vu que toute l'étude est faite pour un échangeur utilisable dans un milieu froid et que la condensation du fluide chaud est toujours présente, l'efficacité de l'échangeur conçu n'est pas l'efficacité obtenue dans ce chapitre. Dans le but de déterminer à la fois la contribution de la chaleur latente dans le transfert total de chaleur et l'efficacité réelle de l'échangeur, une étude de l'échangeur lors de la condensation de l'air chaud est faite.

3.4 Simulation numérique lors de la condensation

Tel que présenté précédemment, l'échangeur conçu est destiné aux serres, donc aux milieux chauds et humides. Étant donné que l'air chaud et humide venant de la serre et l'air extérieur froid sont séparés par une paroi non isotherme, la condensation de l'air chaud se produit lorsque la température de saturation de cet air est supérieure à la température de la plaque. La figure 3.22 présente la variation de la température de la plaque.

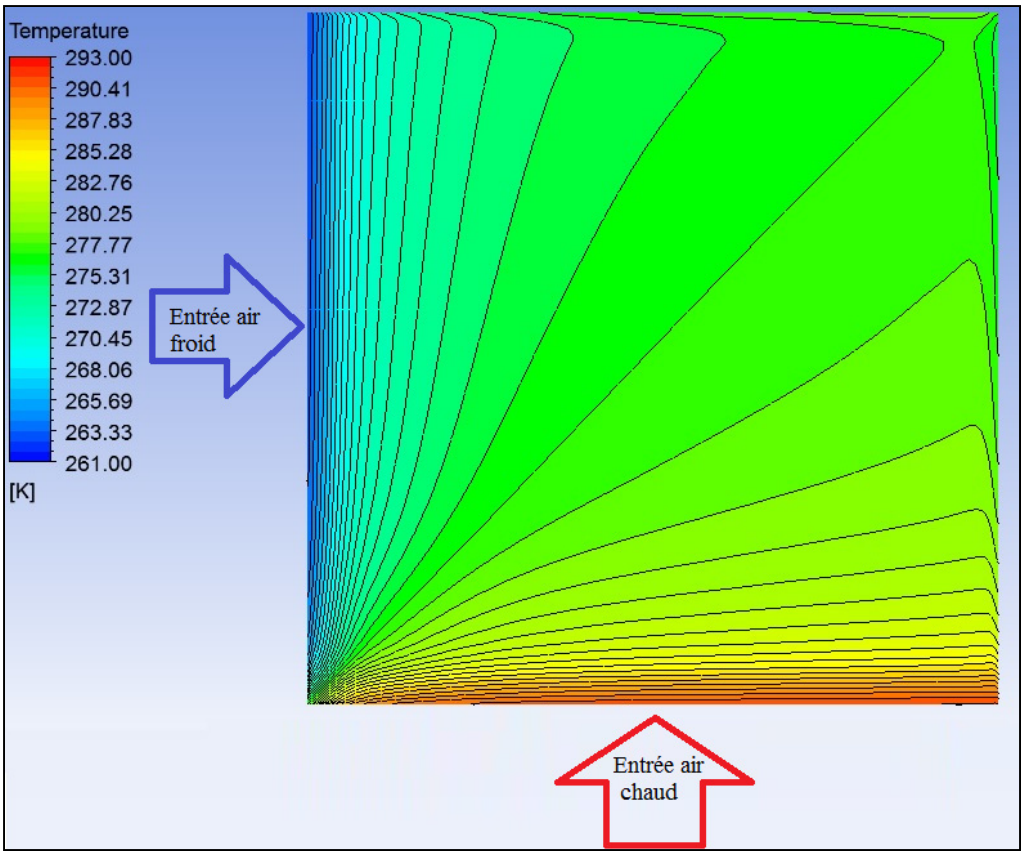

Figure 3.22 Variation de la température de la paroi séparant l'air froid et chaud

La Figure 3.22 présente la variation de la température sur la paroi séparant l'air chaud et froid pour une température à l'entrée de l'air chaud égale à 293 K et la température à l'entrée de l'air froid égale à 261 K. Les deux flux d'air sont injectés à une vitesse de 5 m/s. La température de la paroi décroit dans la direction de l'écoulement de l'air chaud et augmente dans la direction de l'air froid. Ces variations de températures se font simultanément.

En supposant que la température du fluide chaud et l'humidité spécifique de ce dernier soient fixes et aient des valeurs de 293K et 80%, la température de saturation de ce fluide sera donc constante tout au long de l'échangeur. D'après la figure précédente, à certains endroits, la température de la plaque est inférieure à cette température de saturation de fluide chaud qui est égale à 289,45 K. Donc, une condensation se produit sur une vaste portion de l'échangeur.

Afin de visualiser la contribution de la chaleur latente au processus d'échange de chaleur, des simulations pour des températures d'air chaud et froid égales à 293K et 261K, avec des

débits d'air égale à 0,04 kg/s ont été menées. L'humidité relative du fluide chaud est variable, ce qui conduit à la variation de l'humidité spécifique et de la fraction volumique de l'eau dans l'air.

3.4.1 Contribution de la chaleur latente

Avec les conditions présentées dans le paragraphe précédent, des simulations Fluent ont été réalisées en variant l'humidité relative de l'air chaud. La contribution de la chaleur latente pour chaque simulation est calculée grâce à l'équation (2.50) et la courbe de sa variation avec l'humidité relative de l'air est présentée à la figure suivante.

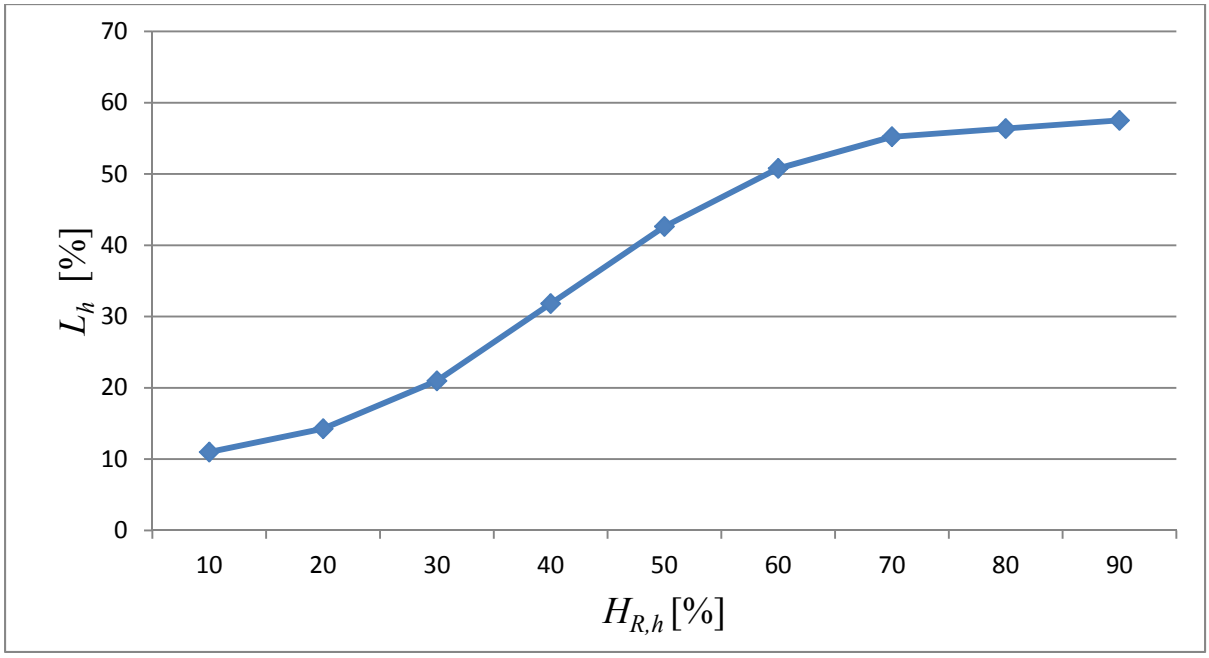

Figure 3.23 Contribution de la chaleur latente L_h en fonction de l'humidité relative de l'air chaud $H_{R,h}$, A_g = 1 m^2, l_c = 6 mm, l_h = 15 mm, $\dot{m}$ =0,04 kg/s.

D'après la figure 3.23, la contribution de la chaleur latente au processus de l'échange de chaleur L_h augmente avec l'augmentation de l'humidité relative de l'air chaud. La température de saturation du fluide chaud diminue avec l'augmentation de l'humidité relative, ce qui conduit à l'augmentation de la zone ou la température est inférieure à la température de saturation, c'est-à-dire le taux de condensation augmente dans l'échangeur.

Cette condensation est accompagnée par un dégagement plus grand de chaleur lors du changement de phase, donc à l'augmentation de la chaleur latente et de sa contribution par rapport à l'échange total de chaleur.

La Figure 3.23 est en accord avec l'analyse expérimentale de D. Y. Martin et al. (Martin, 1998) sur le fait que la contribution de la chaleur latente peut dépasser les 50% lorsque l'humidité relative de l'air dépasse 78%.

Pour la seconde simulation, l'humidité relative est fixée, les débits d'air sont de 0,04 kg/s, et la température de l'air chaud est de 293 K. La température de l'air froid est variée.

La figure 3.24 présente la variation de la contribution de la chaleur latente au processus d'échange de chaleur en fonction de la température de l'air froid à l'entrée.

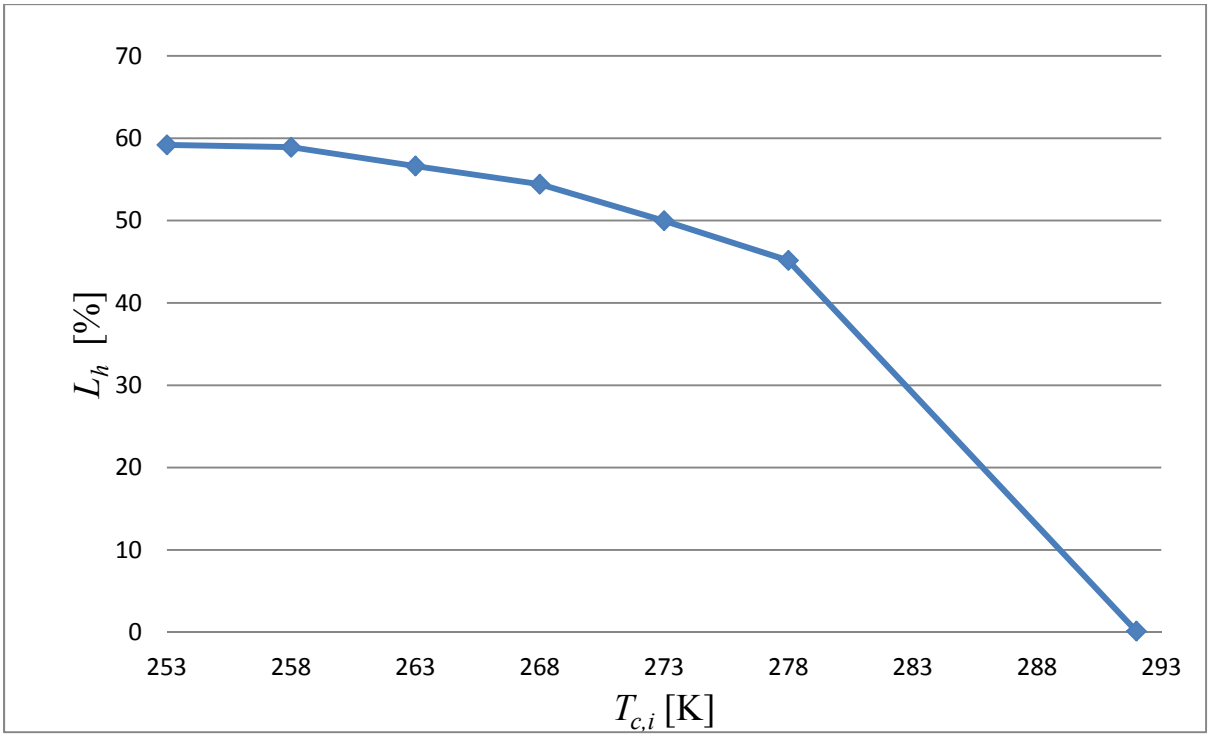

Figure 3.24 Contribution de la chaleur latente L_h en fonction de la température de l'air froid entrant $T_{c,i}$ lorsque l'échange de chaleur est indépendant de cette température A_g = 1 m^2, l_c = 6 mm, l_h = 15 mm, $\dot{m}$ =0,04 kg/s, $H_{R,h}$ = 90%.

Cette contribution L_h est décroissante car la condensation est réduite lorsque la température de l'air froid augmente. Si la température de l'air froid augmente, l'atteinte de la température de saturation de l'air chaud prendra plus de temps et la superficie ou la condensation se passe

est réduite. Lorsque la température de l'air froid est supérieure à la température de saturation de l'air froid, il n'y aura plus de condensation et la contribution de la chaleur latente est à zéro (Dans le cas présenté la température de saturation est égale à 291,31 K).

3.4.2 Quantité d'eau condensée

La quantité d'eau condensée toutes les heures se calcule théoriquement par l'équation suivante (Martin, 1998) :

$$M = (W_{c,i} - W_{c,o}) \times \dot{m}_c \times 3600000 \tag{3.10}$$

où :

M est la quantité d'eau condensée par heure dans l'échangeur en mL.

$W_{c,i}$ est le contenu en eau de l'air chaud entrant.

$W_{c,o}$ est le contenu en eau de l'air chaud sortant.

Les Figure 3.25 et Figure 3.26 présentent la variation de la quantité de l'eau condensée en fonction de l'humidité relative de l'air chaud et de la température de l'air froid.

Rapport-Gratuit.com

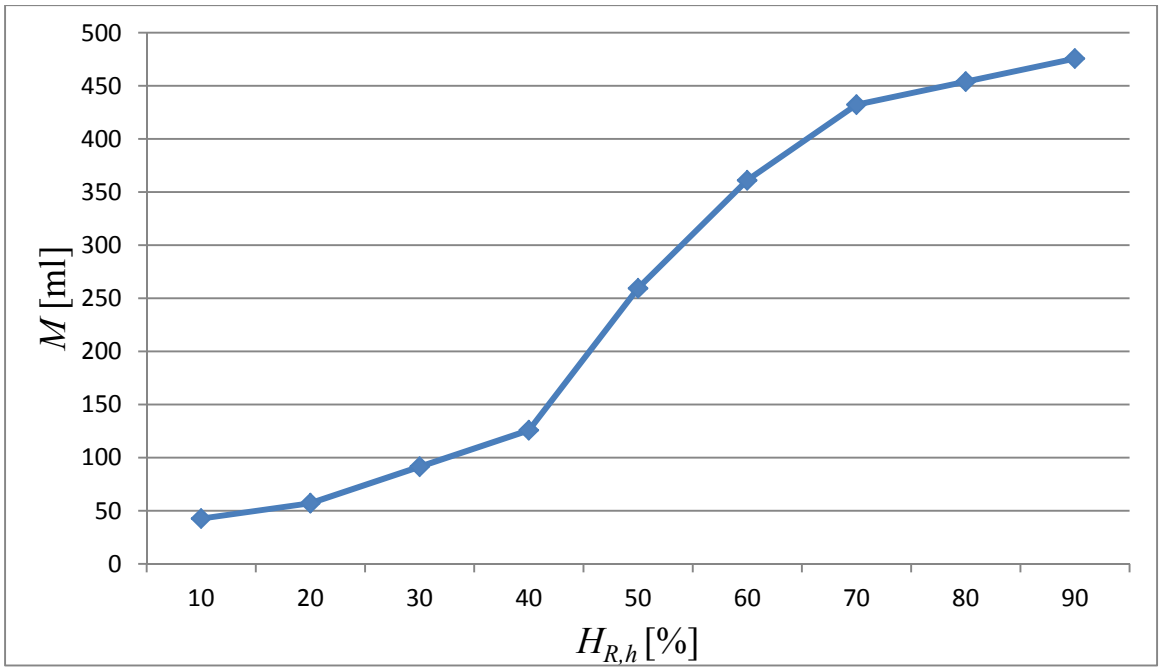

Figure 3.25 Quantité d'eau condensée par heure dans l'échangeur M en fonction de l'humidité relative de l'air chaud $H_{R,h}$, $A_g = 1$ m^2, $l_c = 6$ mm, $l_h = 15$ mm, $\dot{m}$ =0,04 kg/s

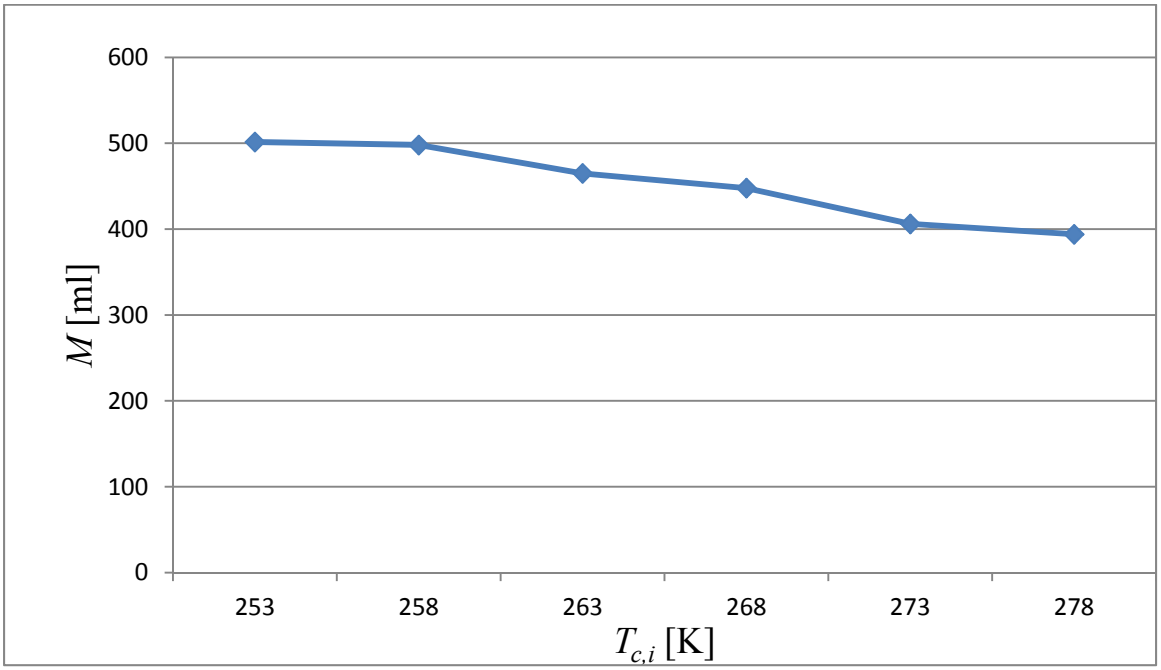

Figure 3.26 Quantité d'eau condensée par heure M dans l'échangeur en fonction de la température de l'air froid à l'entrée $T_{c,i}$, $A_g = 1$ m^2, $l_c = 6$ mm, $l_h = 15$ mm, $\dot{m}$ =0,04 kg/s, $H_{R,h} = 90\%$.

Les Figure 3.25 et Figure 3.26 sont en accord avec les Figure 3.24 et Figure 3.23, puisque la quantité d'eau condensée dans l'échangeur *M* augmente avec l'augmentation de l'humidité du fluide chaud à l'entrée et se réduit avec l'augmentation de la température de l'air froid à l'entrée. Les figures sont en accord puisque plus il y a condensation, plus la contribution de la chaleur latente au processus d'échange augmente.

3.4.3 Efficacité de l'échangeur

Lors des simulations pour déterminer la contribution de la chaleur latente en fonction de l'humidité de l'air chaud, la température de l'air froid à la sortie de l'échangeur a été utilisée dans le but de déterminer l'efficacité de l'échangeur en utilisant l'équation (2.16). La variation de l'efficacité est présentée dans la figure 3.27.

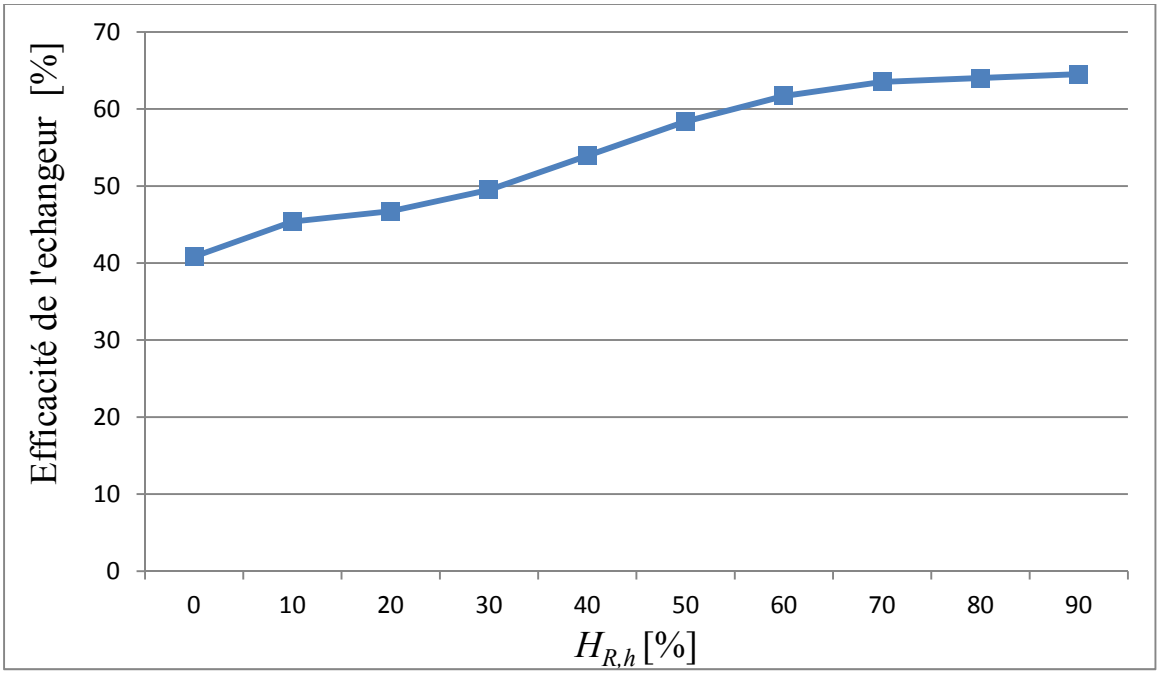

Figure 3.27 Efficacité de l'échangeur en fonction de l'humidité relative de l'air chaud $H_{R,h}$, A_g = 1 m^2, l_c = 6 mm, l_h = 15 mm, $\dot{m}$ =0,04 kg/s.

D'après la Figure 3.27, l'augmentation de l'humidité relative de l'air chaud conduit à l'augmentation du taux de condensation. Plus il y a de vapeur qui se condense, plus la chaleur dégagée vers l'air froid augmente et donc plus l'efficacité de l'échangeur augmente.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

3.4.4 Conclusion sur la condensation

Lorsque la condensation se produit, l'efficacité totale de l'échangeur augmente grâce au dégagement de chaleur survenu lors de changement de phase. La contribution de la chaleur latente au processus d'échange de chaleur atteint les 57% lorsque l'air chaud a une humidité de l'ordre de 85%. La contribution de la chaleur latente augmente d'une part avec l'élévation de l'humidité relative de l'air chaud et la réduction de la température de l'air froid à l'entrée de l'échangeur puisqu'il y'aura plus de condensation. L'efficacité de l'échangeur lors de la condensation est supérieure à l'efficacité de l'échangeur sec. Elle est de l'ordre de 64%

CONCLUSION

La température froide au Canada ne permet pas une production agricole dans des espaces ouverts en hiver d'où la mise en place de serres. Concernant les serres dans les milieux froids, un système de chauffage est nécessaire pour fournir la température adéquate aux plantes. Au Canada, le coût du chauffage des serres est élevé d'où l'orientation vers les serres isolées. Ce type de serre réduit l'infiltration de l'air froid et l'exfiltration de l'air chaud, ce qui conduit à l'augmentation de l'humidité dans les serres. Cette humidité est nocive pour les plantes. L'utilisation d'un échangeur air-air est la meilleure solution car il permet à la fois la déshumidification des serres et la réduction du coût de chauffage. Généralement, les échangeurs utilisés dans les serres sont volumineux. Donc ce projet consiste à concevoir un échangeur compact résistant au givrage est faite. Pour atteindre ce but, l'échangeur à courants croisés a été choisi.

Une étude théorique basée sur différentes corrélations permettant le calcul de l'efficacité de l'échangeur à partir des dimensions de ce dernier, des températures et des vitesses de l'air aux entrées de l'échangeur a été présentée. La modélisation par CFD a été décrite pour deux cas : sans et avec condensation. Étant donné que la simulation d'un échangeur au complet nécessite des grandes ressources de calcul, la division de tout l'échangeur en des nombreux petits échangeurs comportant des plans de symétrie fut réalisée. Deux types de divisions ont été étudiées. Pour chaque division un échangeur a été conçu. L'étude de l'indépendance du maillage pour le calcul de l'efficacité est faite par la suite sur les deux échangeurs issus de la division.

Ensuite, une validation de la modélisation des échangeurs est faite grâce à la comparaison des efficacités obtenues par simulation avec celles obtenues théoriquement. Le choix de l'échangeur à étudier est fait en comparant les résultats des simulations à ceux obtenus pour la simulation de l'échangeur au complet avec des dimensions faibles.

L'influence sur l'efficacité de l'échangeur des différents paramètres a été déterminée à partir des simulations CFD. En combinant les résultats déterminés avec le cahier de charge imposé pour avoir un échangeur compact résistant au givre, les dimensions préliminaires ont été déterminées. D'après la simulation CFD de l'échangeur utilisant les dimensions préliminaires

égale à 1m×1m pour une distance entre les plaques égale à 15 mm, l'efficacité obtenue est égale à 30 %.

Afin d'améliorer l'efficacité de l'échangeur seul l'espacement entre les plaques où l'air froid s'écoule peut être varié puisque la longueur de l'échangeur et l'espacement entre les plaques où l'air chaud s'écoule sont fixes. D'après les simulations CFD, l'efficacité thermique de l'échangeur augmente avec la réduction de l'espacement entre les plaques où l'air froid s'écoule. Cependant. les pertes de pression augmentent avec cette réduction.

Le choix de l'espacement entre les plaques où l'air froid s'écoule dépend de la perte de pression admissible par le ventilateur. Étant donné que les ventilateurs basse pression sont les moins encombrants et les moins coûteux, l'utilisation d'un tel type de ventilateur semble être le meilleur choix. Puisque ce type de ventilateur admet au maximum 1300 Pa comme pertes de pression, le choix de l'espacement entre les plaques où l'air froid s'écoule égale à 6mm est la meilleure solution. L'efficacité de l'échangeur dont les dimensions sont égales à 1m×1m pour une distance entre les plaques égale à 15 mm ou l'air chaud s'écoule et pour une distance entre les plaques égale à 6 mm ou l'air froid s'écoule, atteint 40%.

Pour un milieu humide comme les serres, l'air chaud entrant dans l'échangeur se condense sur la paroi de l'échangeur refroidit par l'air froid sec entrant dans la serre. Cette condensation est suivie par un dégagement de chaleur qui permet de réchauffer l'air froid entrant. Donc, la condensation contribue à l'amélioration de l'efficacité de l'échangeur grâce à la chaleur latente de condensation.

Afin de quantifier la contribution de la chaleur latente aux processus d'échange et d'en déduire l'efficacité de l'échangeur lors de la condensation, une UDF a été mis en place dans le but d'injecter un terme source dépendant du taux de condensation dans l'équation d'énergie.

D'après les résultats des simulations de l'échangeur lors de la condensation, la contribution de la chaleur latente augmente avec l'augmentation de l'humidité de l'air chaud. Elle augmente aussi avec la réduction de la température de l'air froid. De même, l'efficacité de l'échangeur augmente avec l'augmentation de l'humidité relative et atteint 64% lorsque l'humidité relative est de 85%.

Une des principales difficultés de ce présent travail est l'impossibilité de valider l'UDF mis en place à partir des résultats de la littérature, étant donné la non disponibilité d'articles traitant de la condensation dans un échangeur air-air. L'orientation vers la validation expérimentale semble être la meilleure solution. De plus, l'efficacité de l'échangeur ne tenant pas compte de la condensation peut être améliorée en mettant en place un échangeur dont les espacements entre les plaques varient en fonction des pertes de pression dus à l'encrassement des conduites. Une étude sur la possibilité de mettre des déflecteurs dans les conduites afin d'augmenter l'efficacité de l'échangeur peut être faite. Finalement, une étude sur l'inclinaison de l'échangeur doit être faite afin d'assurer que la vitesse de la descente du condensat soit supérieure à son refroidissement pour qu'il ne gèle pas et n'encrasse pas la conduite.

ANNEXE I

PROGRAMME MATLAB

Programme Matlab de calcul d'efficacité de l'échangeur lorsque les caractéristiques de l'air sont variables

```
clearall
Tic = -12; % °C temperature inlet_cold MODIFICATION LONGUEURLARGeur
Tih=20; %  °C températureinlet_hot
Tick = Tic+273.15; %K
Tihk= Tih+273.15; %K
%for i=1:1:1000
Vic = 10; %m/s vitesse entrée air froid
Vih= 10; %m/s vitesse entrée air chaud
Longeur =1;% metre
Largueur = 1;%metre
A=Longeur*Largueur;
P=(Longeur+Largueur)*2;
Hauteur = 0.015;% metre
Surface = Longeur*Hauteur;% en m^2
rhoic = air_prop('rho',Tick); % kg/m^3 masse volumique de l'air cold
rhoih = air_prop('rho',Tihk);  % kg/m^3 masse volumique de l'air hot
mair_hot = Vih*rhoih*Surface; %kg/s débit massique de l'air hot
mair_cold = Vic*rhoic*Surface; %kg/s débit massique de l'air cold
%%%%%%%%%%%%%
%%%suposition sur les température de sortie de l'air chaud et froid
Toc = -12; %°C température de sortie de l'air froid supposée
Toh =  20;%°C température de sortie de l'air chaud supposée
n=0;%nombre d'itération
err1=1;
err2=1;
while (err1 > 0.0001 & err2 > 0.0001) | n < 10
Tock = Toc+273.15;%K
Tohk= Toh+273.15;%K
Tcmk = (Tock+Tick)/2;%temperature moyenne cold
Thmk= (Tohk+Tihk)/2;%température moyenne hot
% caractéristique flux d'air froid Tfroidbar
mu_c = air_prop('mu',Tcmk);
k_c = air_prop('k',Tcmk);
cp_c = air_prop('Cp',Tcmk);
rho_c = air_prop('rho',Tcmk);
% caractéristique flux d'air chaud Tchaudbar
mu_h = air_prop('mu',Thmk);
k_h = air_prop('k',Thmk);
cp_h = air_prop('Cp',Thmk);
rho_h = air_prop('rho',Thmk);
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
Cc= cp_c*mair_cold;
Ch=cp_h*mair_hot;
Cmin= min(Cc,Ch);
Cmax=max(Cc,Ch);
```

```
q_max= Cmin*(Tihk-Tick);%q_max =q/epsi
%%%%%%%%%détermination de U%%%%%%%%%
Dh=4*A/P;
%%%%%%%%determination de hcold
Re_c = (rho_c *Dh*Vic)/mu_c;
Pr_c = air_prop('Pr',Tcmk);
Nus_c = 0.023*(Re_c^(4/5))*(Pr_c^0.4);
hc= Nus_c*k_c/Dh;

%%%%%%%%determination de hhot
Re_h = (rho_h *Dh*Vih)/nu_h;
Pr_h = air_prop('Pr',Thmk);
Nus_h = 0.023*(Re_h^(4/5))*(Pr_h^0.4);
hh= Nus_h*k_h/Dh;
U = 1/((1/hc)+(1/hh));
NTU = U*A/Cmin;
Cr=Cmin/Cmax;
eff = 1-exp((1/Cr)*(NTU^0.22)*(exp(-Cr*(NTU^0.78))-1));
q= eff*q_max;
Toc1= (q/Cc)+Tic; %q=Cc(Toc-tiC)
Toh1=(-q/Ch)+Tih; %q=Ch(Tih-toh)
err1(n+1)=abs(Toc1-Toc);
err2(n+1)=abs(Toh1-Toh);
Toh=Toh1 ;
Toc=Toc1;
n=n+1;
end
eff
```

Programme Matlab de calcul d'efficacité de l'échangeur par les différentes corrélations et les limites de chaque corrélation

```
fori=5:1:55
cote =.1;% metre
A=cote^2;
H = 0.015;% metre hauteur air froid
H=0.015;% auteur air chaud
Sa=cote*H;
Pa=2*(cote+H);
rho = 1.225; % kg/m^3 masse volumique de l'air cold
mu = 1.7894e-5;
k= 0.0242;
cp =  1006.43;
Vi = i;%m/s vitesse entrée air froid
z(i)= Vi;
mair = Vi*rho*Sa; %kg/s debit massique de l'air hot
%%%%%%%%%%%%%
Cc= cp*mair;
Ch=cp*mair;
Cmin= min(Cc,Ch);
Cmax=max(Cc,Ch);
q_max= Cmin*(Tihk-Tick);%q_max =q/epsi
Dh=4*Sa/Pa;
Cr=Cmin/Cmax;
%%%%%%%%determination de hcoldfauxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxx
```

```
Re = (rho *Dh*Vi)/mu;
Pr = (cp*mu)/k;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%correlationdittusboelter%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

Nu_dittuscolling = 0.026*(Re^(0.8))*(Pr^0.3);
hdittuscolling= Nu_dittuscolling*k/Dh;
Nu_dittusheating = 0.024*(Re^(0.8))*(Pr^0.4);
hdittusheating= Nu_dittusheating*k/Dh;
Udittus=1/((1/hdittusheating)+(1/hdittuscolling))
NTUdittus = Udittus*A/Cmin;
effdittus = 1-exp((1/Cr)*(NTUdittus^0.22)*(exp(-Cr*(NTUdittus^0.78))-1));
Nu_dittuscollingmax= Nu_dittuscolling*1.25;
Nu_dittuscollingmin= Nu_dittuscolling*0.75;
Nu_dittusheatingmax= Nu_dittusheating*1.25;
Nu_dittusheatingmin= Nu_dittusheating*0.75;
Udittusmax=1/((1/hdittusheatingmax)+(1/hdittuscollingmax);
Udittusmin=1/((1/hdittusheatingmin)+(1/hdittuscollingmin))
NTUdittusmax = Udittusmax*A/Cmin;
effdittusmax = 1-exp((1/Cr)*(NTUdittusmax^0.22)*(exp(-
Cr*(NTUdittusmax^0.78))-1));
NTUdittusmin = Udittusmin*A/Cmin;
effdittusmin = 1-exp((1/Cr)*(NTUdittusmin^0.22)*(exp(-
Cr*(NTUdittusmin^0.78))-1));
l(i)= effdittus*100;
%Toc1dittus= (qdittus/Cc)+Tic; %q=Cc(Toc-tiC)
%Toh1dittus=(-qdittus/Ch)+Tih; %q=Ch(Tih-toh)
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%correlation de colburn%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
Nu_burn = 0.023*(Re^(4/5))*(Pr^0.3);
hburn= Nu_burn*k/Dh;
Uburn=hburn/2
NTUburn = Uburn*A/Cmin;
effburn= 1-exp((1/Cr)*(NTUburn^0.22)*(exp(-Cr*(NTUburn^0.78))-1));
l1(i)= effburn*100;
Nu_burn_max= Nu_burn*1.276;
hburn_max= Nu_burn_max*k/Dh;
Uburn_max=hburn_max/2
NTUburn_max = Uburn_max*A/Cmin;
effburn_max = 1-exp((1/Cr)*(NTUburn_max^0.22)*(exp(-
Cr*(NTUburn_max^0.78))-1));
Nu_burn_min= Nu_burn*(1-0.198);
hburn_min= Nu_burn_min*k/Dh;
Uburn_min=hburn_min/2
NTUburn_min = Uburn_min*A/Cmin;
effburn_min = 1-exp((1/Cr)*(NTUburn_min^0.22)*(exp(-
Cr*(NTUburn_min^0.78))-1));
maxburn(i)= effburn_max*100;
minburn(i)= effburn_min*100;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%calcul du coeficient de frottement%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

Rapport-Gratuit.com

```
f_bs_c= 0.00128+0.1143*(Re^(-0.311));
f_bs_climitep=f_bs_c*1.05;%5%d erreur
f_bs_climiten=f_bs_c*0.95;%5%d erreur
f_blasius_c=0.0791* (Re^(-0.25));
f_blasius_climitep=f_blasius_c*1.05;%5%d erreur
f_blasius_climiten=f_blasius_c*0.95;%5%d erreur
f_mcadams_c=0.046*(Re^(-0.2));
f_bs=f_bs_c*(1.0875-0.1125*cote/H);
f_blasius=f_blasius_c*(1.0875-0.1125*cote/H);
f_mcadams=f_mcadams_c*(1.0875-0.1125*cote/H);
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%Gnielinski%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
Nu_g_bs= ((f_bs_c/2)*(Re-1000)*Pr)/(1+(1.27* sqrt(f_bs_c/2)*((Pr^(2/3))-
1)));
Nu_g_bsmodp=((f_bs_climitep/2)*(Re-1000)*Pr)/(1+(1.27*
sqrt(f_bs_climitep/2)*((Pr^(2/3))-1)));
Nu_g_bsmodn=((f_bs_climiten/2)*(Re-1000)*Pr)/(1+(1.27*
sqrt(f_bs_climiten/2)*((Pr^(2/3))-1)));
Nu_g_bs_max = max(Nu_g_bsmodp,Nu_g_bsmodn);
Nu_g_bs_min = min(Nu_g_bsmodp,Nu_g_bsmodn);
Nu_g_bs_limitemax=Nu_g_bs_max*1.1;
Nu_g_bs_limitemin=Nu_g_bs_min*0.9;
h_g_bs= Nu_g_bs*k/Dh;
h_g_bsmax=Nu_g_bs_limitemax*k/Dh;
h_g_bsmin=Nu_g_bs_limitemin*k/Dh;
U_g_bs=h_g_bs/2;U_g_bsmax=h_g_bsmax/2;U_g_bsmin=h_g_bsmin/2;
NTU_g_bs = U_g_bs*A/Cmin;NTU_g_bsmax = U_g_bsmax*A/Cmin;NTU_g_bsmin =
U_g_bsmin*A/Cmin;
eff_g_bs = 1-exp((1/Cr)*(NTU_g_bs^0.22)*(exp(-Cr*(NTU_g_bs^0.78))-1));
eff_g_bsmax = 1-exp((1/Cr)*(NTU_g_bsmax^0.22)*(exp(-
Cr*(NTU_g_bsmax^0.78))-1));
eff_g_bsmin = 1-exp((1/Cr)*(NTU_g_bsmin^0.22)*(exp(-
Cr*(NTU_g_bsmin^0.78))-1));
l2max(i)=eff_g_bsmax*100;
l2min(i)= eff_g_bsmin*100;
l2(i)= eff_g_bs*100;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%bs%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
Nu_g_blasius= ((f_blasius_c/2)*(Re-1000)*Pr)/(1+(1.27*
sqrt(f_blasius_c/2)*((Pr^(2/3))-1)));
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%bslasius%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
h_g_blasius= Nu_g_blasius*k/Dh;
U_g_blasius=h_g_blasius/2;
NTU_g_blasius = U_g_blasius*A/Cmin;
eff_g_blasius = 1-exp((1/Cr)*(NTU_g_blasius^0.22)*(exp(-
Cr*(NTU_g_blasius^0.78))-1));
l3(i)= eff_g_blasius*100;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%petukhovpopv%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
C = 1.07+(900/Re)-(0.63/(1+(10*Pr)));
Nu_p_bs= ((f_bs_c/2)*Re*Pr)/(C+(1.27* sqrt(f_bs_c/2)*((Pr^(2/3))-1)));
Toc_p_bs = Toc;%K
Toh_p_bs= Toh;%K
```

```
h_p_bs= Nu_p_bs*k/Dh;
U_p_bs=h_p_bs/2;
NTU_p_bs = U_p_bs*A/Cmin;
eff_p_bs = 1-exp((1/Cr)*(NTU_p_bs^0.22)*(exp(-Cr*(NTU_p_bs^0.78))-1));
l4(i)= eff_p_bs*100;
Nu_p_blasius= ((f_blasius_c/2)*Re*Pr)/(C+(1.27*
sqrt(f_blasius_c/2)*((Pr^(2/3))-1)));
Toc_p_blasius = Toc;%K
Toh_p_blasius= Toh;%K
h_p_blasius= Nu_p_blasius*k/Dh;
U_p_blasius=h_p_blasius/2;
NTU_p_blasius = U_p_blasius*A/Cmin;
eff_p_blasius = 1-exp((1/Cr)*(NTU_p_blasius^0.22)*(exp(-
Cr*(NTU_p_blasius^0.78))-1));
l5(i)= eff_p_blasius*100;
end
```

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

ANNEXE II

USER DEFINED FUNCTION

Afin de tenir compte de l'effet de la condensation dans l'équation d'énergie lors des simulations CFD, une fonction définie par l'utilisateur (UDF) doit être ajoutée au logiciel Fluent. En effet, Fluent n'offre pas la possibilité de tenir compte des transferts de chaleur latents qui se produisent lors de la condensation. L'UDF proposée permet d'ajouter un terme source aux équations de conservation dans les cellules où la condensation se produit. Cette annexe présente les détails du code qui permet de mettre en œuvre cette UDF.

Étapes de la fonction

- Déterminer la température de saturation à partir des équations (2.48), (2.49), (2.50), (2.51) et (2.52) .
- Déterminer le transfert de masse de l'état vapeur à l'état liquide par l'équation (2.45).
- Calculer la chaleur latente de condensation par l'équation (2.47).
- Déduire le terme source à partir de l'équation (2.46)

Listing de la fonction

Insérer le listing de la UDF que Fluent va lire pour les cellules qui comportent des échanges latents.

```
#include "udf.h"
DEFINE_SOURCE(enrglatente, cell, mix_th, dS, eqn)
{
Thread *pri_th, *sec_th, *ther_th;
realm_dot;
realT_SAT,Ps,T,P,rr,Pa;
realHR,alfa,HA,Hs;
real a=6.112;
real b= 17.67;
real c= -29.5;
realrhovapeur= 0.5542;
real pvapeurfluide1= 0.3;
pri_th = THREAD_SUB_THREAD(mix_th, 0);
sec_th = THREAD_SUB_THREAD(mix_th, 1);
ther_th = THREAD_SUB_THREAD(mix_th, 2);
T = C_T(cell, pri_th);
rr=23.3265-(3802.7/(T)-((472.68/T)*(472.68/T));
Ps=exp(rr);
Pa=C_P(cell,sec_th);
Hs=C_VOF(cell, sec_th)*C_R(cell, sec_th)/C_R(cell, pri_th);
HR=101325*Hs/((0.622+Hs)*Ps);
```

```
alfa = (b*(T-273.15)/(c+T))+log(HR/100);;
T_SAT=273.15+alfa*c/(b-alfa);
if(T >T_SAT)
{
m_dot =0;
}
else {
m_dot =0.1*C_VOF(cell, sec_th)*C_R(cell, sec_th)*(T_SAT-T)/T_SAT;
}
return (1000*(3601-6.865*T+0.01491*T*T-T*T*T*1.652e-5)*m_dot) ;
}
```

ANNEXE III

LISTE DES PUBLICATIONS ET COMMUNICATION

Durant ce travail, deux publications ont été préparées dont la dernière est en cours de préparation et sera soumise prochainement.

Le premier article a été préparé pour le séminaire de la chaire t3e et a été présenté à l'oral le 1er Avril 2014.

Fares Laatil, Daniel R.Rousse, «Greenhouses, heating and dehumidifying technics», Montréal, Canada, 6 pages.

Le second article est en cours de rédaction et sera soumis au journal IJAST (International Journal of Applied Science and Technology).

Fares Laatil, Daniel R.Rousse, François Morency, 2015, «Numerical model for cross-flow heat exchanger in greenhouses operating in cold climates», à soumettre.

LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

Albright, Louis D. 1990. *Environment control for animals and plants*. American Society of Agricultural Engineers, 453 p.

Albright, Louis D, et Mathew L Behler. 1984. « An air-liquid-air heat exchanger for greenhouse humidity control ». *Transactions of the ASAE-American Society of Agricultural Engineers (USA)*.

Andrews, R. , et J. M. Pearce. 2011. « Environmental and economic assessment of a greenhouse waste heat exchange ». *Journal of Cleaner Production,* vol. 19, n° 13, p. 1446-1454.

ASHRAE, Handbook. 2001. « Fundamentals ». In *American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta*. Vol. 111, p. 892.

Attar, I, N Naili, N Khalifa, M Hazami, M Lazaar et A Farhat. 2014. « Experimental study of an air conditioning system to control a greenhouse microclimate ». *Energy Conversion and Management,* vol. 79, p. 543-553.

Badache, Messaoud, Daniel R Rousse, Stéphane Hallé et Guillermo Quesada. 2013. « Experimental and numerical simulation of a two-dimensional unglazed transpired solar air collector ». *Solar Energy,* vol. 93, p. 209-219.

Ball, Ian. 2003. « Evaluation of an air-to-air cross flow plate heat exchanger using a new heat recovery test facility ». Concordia University, 226 p.

Besant, R. , et J. Bugg. 1983. *The performance of a conterflow air heat exchanger with water vapor condensation and frosting*. Coll. « Heat exchangers theory and practice ». McGraw Hill, 413-422 p.

Bolton, David. 1980. « The computation of equivalent potential temperature ». *Monthly weather review,* vol. 108, n° 7, p. 1046-1053.

Borderon, Julien, Joseph Virgone et Richard Cantin. 2010. « Etude paramétrique d'un échangeur thermique air/matériaux à changement de phase pour le rafraichissement des bâtiments ». In *proceedings, conference SFT*. Vol. 2010, p. 967-972.

Boulard, T, A Baille, J Lagier, M Mermier et E Vanderschmitt. 1989. « Water vapour transfer in a plastic house equipped with a dehumidification heat pump ». *Journal of Agricultural Engineering Research,* vol. 44, p. 191-204.

Brandt, Christian, Nils Schüler, Matthias Gaderer et Jens M. Kuckelkorn. 2014. « Development of a thermal oil operated waste heat exchanger within the off-gas of an electric arc furnace at steel mills ». *Applied Thermal Engineering,* vol. 66, n° 1–2, p. 335-345.

Cadotte, Gilles. 2011. « Survol de l'utilisation de la biomasse pour le chauffage de serre ». agr. CIDES, 27 p.

Campen, J. B., et G. P. A. Bot. 2002. « SE—Structures and Environment: Dehumidification in Greenhouses by Condensation on Finned Pipes ». *Biosystems Engineering,* vol. 82, n° 2, p. 177-185.

Campen, J. B., G. P. A. Bot et H. F. de Zwart. 2003. « Dehumidification of Greenhouses at Northern Latitudes ». *Biosystems Engineering,* vol. 86, n° 4, p. 487-493.

Canada, Statistique. 2009. « Les industries des cultures de serre, des gazonnières et des pépinières ». *Catalogue N°22-202-XIB*, n°

Canada, Statistique. 2011. « Les industries des cultures de serre, des gazonnières et des pépinières ». *Catalogue N°22-202-XIB*

Çengel, Yunus A., et John M. Cimbala. 2010. *Fluid mechanics : fundamentals and applications*, 2e ed. New-York: McGraw-Hill Higher Education, 994 p.

Correas, L., et P. Perrin. 2005. « Stacked-plate heat exchanger ».

De Schepper, Sandra CK, Geraldine J Heynderickx et Guy B Marin. 2009. « Modeling the evaporation of a hydrocarbon feedstock in the convection section of a steam cracker ». *Computers & Chemical Engineering,* vol. 33, n° 1, p. 122-132.

Energieplus. 1999. « Les ventilateurs ». < http://www.energieplus-lesite.be/index.php?id=10869 >. Consulté le 15 avril 2015.

Esen, Mehmet, et Tahsin Yuksel. 2013a. « Experimental evaluation of using various renewable energy sources for heating a greenhouse ». *Energy and Buildings,* vol. 65, n° 0, p. 340-351.

Esen, Mehmet, et Tahsin Yuksel. 2013b. « Experimental evaluation of using various renewable energy sources for heating a greenhouse ». *Energy and Buildings,* vol. 65, p. 340-351.

Fluent, ANSYS. 2009. *Theory Guide*. Ansys Inc, 816 p.

Ghosal, M., G. Tiwari et N. Srivastava. 2004. « Thermal modeling of a greenhouse with an integrated earth to air heat exchanger: an experimental validation ». *Energy and Buildings,* vol. 36, n° 3, p. 219-227.

Goncalves, Anthony, Daniel Rousse et Julien Milot. 2011. « Low exergy heat recovery for sustainable indoor agriculture ». In *world renewable energy congress*. (Linköping, Sweden, 8-13 may 2011), p. 8.

Goodson, Kenneth, Anita Rogacs, Milnes David et Chen Fang. 2010. « Volume of fluid simulation of boiling two-phase flow in a vapor-venting microchannel ». *Frontiers in Heat and Mass Transfer (FHMT),* vol. 1, n° 1.

Graham, P. 1995. « Undentanding Air Exchangers ». *RSC*.

Hewitt, Geoffrey F, et Jader Barbosa. 2008. *Heat exchanger design handbook*. Begell House, 5000 p.

Hormozi, F., M. Khoshvaght-Aliabadi et A. Zamzamian. 2014. « Role of channel shape on performance of plate-fin heat exchangers: Experimental assessment ». *International Journal of Thermal Sciences,* vol. 79, p. 183-193.

Ibarra Castanedo, C. 2000. « Caractérisation expérimentale des échanges sensibles et latents dans un échangeur de chaleur à contre-courant ». Université Laval, Quebec, Canadá, 128 p.

Ibrahim, H. G. 2014. « Expeimental and cfd analysis of turbulent flow heat transfer in turbular exchanger ». *International Journal of Engineering,* vol. 5, n° 07, p. 8.

Incropera, Frank P., et David P. DeWitt. 1996. *Fundamentals of heat and mass transfer*, 4th ed. New York, Toronto: J. Wiley & Sons, 886 p.

Jain, Dilip, et G. N. Tiwari. 2003. « Modeling and optimal design of ground air collector for heating in controlled environment greenhouse ». *Energy Conversion and Management,* vol. 44, n° 8, p. 1357-1372.

Kays, William Morrow, et Alexander Louis London. 1984. *Compact heat exchangers*. New York: McGraw-Hill, 335 p.

Kniazhinskaia, L, et Michel Rygalov. 1983. *La croissance de la population et le problème alimentaire dans les pays en voie de développement*. Ed. du progrès.

Lazhaar, M., S. Kooli, M. Hazami, A. Farhat et A. Belghith. 2004. « Comparison between a solar system and a fuel boiler for greenhouse air-conditioning ». *Desalination,* vol. 168, p. 391-396.

Rapport-Gratuit.com

Lee, Wee Fong. 2010. « Cooling capacity assessment of semi-closed greenhouses ». The Ohio State University, 133 p.

Lee, Wen Ho. 1980. « Pressure iteration scheme for two-phase flow modeling ». p. 25.

Lemieux, Dany. 2012. *Évaluation économique de la filière de la biomasse forestière destinée aux projets de chaufferies*. Éco ressources consultants

Lepoitevin, RE, David R Mears et William J Roberts. 1981. « A prototype heat exchanger for humidity control in greenhouses ». *American Society of Agricultural Engineers, Paper*.

Magnum, Gs. 2004. *Echangeurs a plaques dèmontable à joints* 4p. < http://fr.ygnis.be/documents/FLEXIPLAK%20-%20Echangeur%20%C3%A0%20plaques%20d%C3%A9montables%20%C3%A0%20joint%20-%20Documentation%20commerciale%20FR%20(4%20p.).pdf >. Consulté le 20 Février 2014.

Martin, Daniel Yves. 1998. « Conception et construction d'un échangeur de chaleur pour contrôler l'humidité dans une serre ». Université de Laval, 79 p.

Mcginnis, D. 1984. « Computer Model of an ait to air, shell and tube heat exchanger for swine building ». *Can. Agr. Engr.,* vol. 26, n° 6, p. 151-161.

Mogharreb, Mohsen Mohammadi, Mohammad Hossein Abbaspour-Fard, Morteza Goldani et Bagher Emadi. 2013. « The effect of greenhouse vegetation coverage and area on the performance of an earth-to-air heat exchanger for heating and cooling modes ». *International Journal of Sustainable Engineering*, p. 1-8.

Nadeau, Jean-Pierre, et Jean-Rodolphe Puiggali. 1995. *Séchage: des processus physiques aux procédés industriels*. Tec & Doc Lavoisier.

Nasif, Mohammad Shakir, Ra'fat Al-Waked, Masud Behnia et Graham Morrison. 2012. « Modeling of Air to Air Enthalpy Heat Exchanger ». *Heat Transfer Engineering,* vol. 33, n° 12, p. 1010-1023.

Nguyen, Cuong. 2005. « Turbulence Modeling ». *Massachusetts Institute of Technology*. p. 6.

Pan, Changzhao, Yuan Zhou et Junjie Wang. 2014. « CFD study of heat transfer for oscillating flow in helically coiled tube heat-exchanger ». *Computers & Chemical Engineering,* vol. 69, p. 59-65.

Parish, O Owen, et Terrill W Putnam. 1977. *Equations for the determination of humidity from dewpoint and psychrometric data*. Nasa technical note, 25 p.

Patankar, Suhas. 1980. *Numerical heat transfer and fluid flow*. CRC Press, 205 p.

Primary Industries Agriculture. 2013. « Types of greenhouses ». < http://www.dpi.nsw.gov.au/agriculture/horticulture/greenhouse/structures/ types >. Consulté le 15 février 2014

Quadir, G. A., Irfan Anjum Badruddin et N. J. Salman Ahmed. 2014. « Numerical investigation of the performance of a triple concentric pipe heat exchanger ». *International Journal of Heat and Mass Transfer,* vol. 75, p. 165-172.

Rafati Nasr, Mohammad, Melanie Fauchoux, Robert W. Besant et Carey J. Simonson. 2014. « A review of frosting in air-to-air energy exchangers ». *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* vol. 30, p. 538-554.

Rohsenow, Warren M, James P Hartnett et Young I Cho (1501). 1998. *Handbook of heat transfer*, 3. McGraw-Hill New York.

Rousse, DR, DY Martin, R Thériault, F Léveillée et R Boily. 1999. « A low cost, durable and efficient dehumidifier for heat recovery in agriculture ». *International Journal of Heat and Technology,* vol. 17, p. 9.

Rousse, DR, DY Martin, R Thériault, F Léveillée et R Boily. 2000. « Heat recovery in greenhouses: a practical solution ». *Applied thermal engineering*, p. 20.

Santamouris, M., G. Mihalakakou, C. A. Balaras, J. O. Lewis, M. Vallindras et A. Argiriou. 1996. « Energy conservation in greenhouses with buried pipes ». *Energy,* vol. 21, n° 5, p. 353-360.

Saraireh, Mohammad. 2012. « Heat transfer and condensation of water vapour from humid air in compact heat exchangers ». Victoria University Melbourne, Australia, 176 p.

Shah, Ramesh K, et Dusan P Sekulic. 2003. *Fundamentals of heat exchanger design*. John Wiley & Sons, 976 p.

SPSQ, Le Syndicat des producteurs en serres du Québec. 2007. « les systèmes de chauffage ». In *La boite à outil des serriculteurs*. Vol. 1. 1.

SPSQ, Le Syndicat des producteurs en serres du Québec. 2013. « La serriculture sur les toits en milieu urbain, perspective de developpement dans le contexte Quebécois ». In *La serriculture sur les toits en milieu urbain, perspective de developpement*. Vol. 1. 1.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

Sun, Dongliang, Jinliang Xu et Qicheng Chen. 2014. « Modeling of the Evaporation and Condensation Phase-Change Problems with FLUENT ». *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals,* vol. 66, n° 4, p. 18.

Trianon, Échangeur. 2013. *Échangeurs de chaleur- Échangeurs à plaques Air/Air*. 22 p. < http://www.trianon-echangeur.com/Brochure.pdf >. Consulté le 20 Février 2014.

Tu, Jiyuan, Guan Heng Yeoh et Chaoqun Liu. 2007. *Computational fluid dynamics: a practical approach*. Butterworth-Heinemann, 459 p.

Weill , Anne et Duval, Jean 2009. « Structure de serre et tunnels ». In *Guide de gestion de la ferme maraîchére biologique et diversifiée*. Vol. 4.

White, Frank M. 2003. *Fluid Mechanics*. McGraw-Hill, 866 p.

Xu, J., Y. Li, R. Z. Wang et W. Liu. 2014. « Performance investigation of a solar heating system with underground seasonal energy storage for greenhouse application ». *Energy,* vol. 67, p. 11.

Yang, Z, XF Peng et P Ye. 2008. « Numerical and experimental investigation of two phase flow during boiling in a coiled tube ». *International Journal of Heat and Mass Transfer,* vol. 51, n° 5, p. 1003-1016.

Zhao, Chun-qing, Ji-yuan Zhang et Shu-fang Ding. 2004. « The Feasibility Exploring about the Dehumidifying and Cooling System Applying to Greenhouse ». *Journal of Agricultural Mechanization* vol. 5, p. 77-78.