

Université El Hadj Lakhder -Batna-
Faculté des Sciences
Département des Sciences de la Matière

Thèse de Doctorat LMD

Spécialité : **Physique Energétique**

Option: **Thermo-fluide**

Par

Mr. Farouk TAHROUR

Sujet:

Modélisation et optimisation des échangeurs de chaleur à ailettes indépendantes

Soutenue publiquement en 2016

Devant le jury composé de:

Pr. Fouad KHALDI	Président	Université de Batna
Pr. Mounir AKSAS	Rapporteur	Université de Batna
Pr. Chérif BOUGRIOU	Examineur	Université de Batna
Pr. Rachid BESSAIH	Examineur	Université de Constantine
Dr. A. Hakim BENMACHICHE	Invité	Université de Biskra

A mes parents...

Remerciements

Avant tout, je tiens à remercier le bon Dieu tout puissant qui nous a donné toutes les capacités, la santé et la force pour réaliser ce modeste travail.

Cette thèse est l'aboutissement d'un travail, certes personnel, mais qui n'aurait pu voir le jour sans l'aide de nombreuses personnes. Je tiens donc ici à remercier tous ceux qui, de près ou de loin, ont contribué à la réalisation de cette étude.

Et tout d'abord mon directeur de thèse, Mr. "Mounir AKSAS", Professeur au département des sciences de la matière physique, Université de Batna. J'exprime toute ma reconnaissance à lui pour son soutien et sa gentillesse.

Je tiens également à remercier profondément mon co-encadreur Mr. "Abdelmoumene Hakim BENMACHICHE", Docteur à l'Université de Biskra pour son aide et ses conseils avisés. Je voudrais le remercier de m'avoir donné sa confiance pour mener à bien ce travail. J'ai particulièrement apprécié le soutien qu'il a pu m'apporter et les moyens scientifiques qu'il sait mettre à disposition.

Mes remerciements s'adressent aussi au Professeur "Fouad KHALDI" pour son aide. Son acceptation de participer et présider ce jury est une grande preuve de confiance sur la qualité du travail.

Mes remerciements vont également à messieurs: le Professeur "Chérif BOUGRIOU" et le professeur "Rachid BESSAIH" de l'intérêt qu'ils ont bien voulu me témoigner en participant au jury.

Résumé

Ce travail a porté sur la modélisation et l'optimisation d'un échangeur de chaleur à ailettes indépendantes circulaires. Pour cela, nous avons proposé un échangeur de chaleur de tubes à ailettes annulaire excentriques. Notre attention a été concentrée sur l'effet de la position du tube dans l'ailette circulaire sur les caractéristiques thermiques et dynamiques d'un échangeur à un seul tube ailetté et d'un faisceau de quatre rangées de tubes arrangés en quinconce ou en ligne. Des calculs numériques ont été effectués en utilisant le code Fluent 6.2 pour déterminer la meilleure excentricité des tubes ailettés. Afin de vérifier la fiabilité, l'exactitude et la réalité physique de l'idée proposée, une étude expérimentale a été menée au sien du laboratoire LPEA (université de Batna) pour valider les résultats numériques de points de vue thermique et dynamique. Les résultats des investigations des effets des paramètres géométriques à savoir, le décalage du tube, le pas d'ailettes, le diamètre des tubes, l'arrangement des tubes, le rang du tube et le nombre de Reynolds sur les performances des échangeurs étudiés sont également illustrés et discutés. Les résultats obtenus montrent que les performances thermique et dynamique des échangeurs à ailettes excentriques, pour les deux arrangements étudiés, sont plus élevées que celles des échangeurs à ailettes concentriques.

Abstract

The aim of this work was to model and optimize the annular finned tube heat exchangers with circular fins. The experimental and 3-D computational fluid dynamics were used to compare between the heat transfer characteristics and pressure drops of eccentric and concentric annular-finned tube heat exchangers. After the determination of the optimum tube position in the circular fin that gives the highest thermal and hydraulic performances, experiments were performed to examine the effect of the tube arrangements, the Reynolds number for the two fin kinds. A satisfactory qualitative and quantitative agreement was obtained between the numerical and experimental results. For both inline and staggered tube banks, the heat transfer coefficient of the eccentric annular-finned tube is greater than that of the concentric tube. This gain is associated with reduction in pressure drop.

Table des Matières

Liste des Figures	v
Liste des Tableaux	ix
Nomenclature	x
Introduction Générale	1
Chapitre 1 Analyse Bibliographique	
1.1 Introduction aux échangeurs de chaleur.....	4
1.1.1 Echangeurs de chaleur.....	4
1.1.2 Différents types d'échangeurs de chaleurs.....	4
1.1.3 Évaluation du coefficient d'échange global.....	7
1.1.4 Méthodes de calcul thermique des échangeurs.....	8
1.1.5 Ailettes.....	9
1.2 Etat de l'art.....	13
1.2.1 Effet de la géométrie d'ailette.....	13
1.2.1.1 Ailettes continues.....	13
1.2.1.2 Ailettes annulaires.....	15
1.2.2 Étude de l'effet des paramètres géométriques et d'écoulement.....	20
1.2.2.1 Effet du nombre de rangées et leur arrangement.....	21
1.2.2.2 Effet de la forme des tubes.....	24
1.2.2.3 Effet du diamètre extérieur des tubes.....	27
1.2.2.4 Effet du pas d'ailettes.....	29
1.2.2.5 Effet du nombre de Reynolds.....	33
1.2.3 Méthodes de détermination du coefficient d'échange thermique.....	34

1.2.3.1 Méthodes expérimentale.....	35
1.2.3.2 Méthodes numériques.....	37
1.2.4 Interaction entre l'écoulement et le transfert de chaleur.....	40
1.2.5 Corrélations.....	45
1.2.6 Techniques d'intensifications des échanges thermiques.....	49
1.2.7 Conclusion.....	52
1.3 Objectif de la thèse.....	54
Références bibliographiques.....	55

Chapitre 2 Etude expérimentale

2.1 Introduction.....	62
2.2 Présentation du banc expérimental.....	63
2.2.1 Soufflerie Eiffel HM170.....	63
2.2.2 Veine d'essais.....	63
2.2.3 Comportement de l'air chaud dans la soufflerie HM170.....	65
2.2.4 Circulation d'eau froide.....	65
2.3 Mesure des paramètres d'écoulement.....	66
2.4 Conditions d'essais.....	67
2.5 Instrumentations de mesure.....	68
2.6 Acquisition des données et calculs relatifs.....	69
2.7 Résultats et discussion.....	71
2.7.1 Comparaison des résultats pour l'arrangement quinconcé.....	72
2.7.2 Comparaison des résultats pour l'arrangement en ligne.....	75
2.7.3 Effet de l'arrangement des tubes.....	78
Références bibliographiques.....	79

Chapitre 3 Etude numérique

3.1 Introduction.....	80
-----------------------	----

3.2 Equations générales de transport.....	80
3.3 Régime d'écoulement.....	81
3.4 Equations gouvernant les problèmes étudiés.....	82
3.5 Modélisation de la turbulence.....	83
3.5.1 Modèle $k - \varepsilon$	85
3.5.1.1 Modèle standard $k - \varepsilon$	85
3.5.1.2 Modèle RNG $k - \varepsilon$	85
3.5.1.3 Modèle Réalisable $k - \varepsilon$	86
3.5.2 Modèle $k - \omega$	87
3.5.2.1 Modèle Standard $k - \omega$	87
3.5.2.2 Modèle SST $k - \omega$	87
3.6 Méthode de résolution.....	90
3.7 Simulation numérique.....	92
3.7.1 Introduction.....	92
3.7.2 Domaine de calcul.....	93
3.7.3 Maillage.....	97
3.7.4 Conditions aux limites.....	100
3.7.5 Définition des propriétés physiques.....	101
3.7.6 Algorithme de calcul.....	101
Références bibliographiques.....	104

Chapitre 4 Résultats et discussion

4.1 Introduction.....	106
4.2 Evaluation du coefficient d'échange convectif et des pertes de charge	106
4.3 Efficacité d'ailettes.....	108
4.4 Validation des résultats numériques obtenus.....	109
4.5 Comportement de l'écoulement et du transfert thermique associé.....	109

4.5.1 Cas d'un seul tube à ailettes.....	110
4.5.2 Cas d'un faisceau de tubes à ailettes	115
4.5.2.1 Arrangement en quinconce.....	116
4.5.2.2 Arrangement en ligne.....	119
4.6 Effet des paramètres géométriques.....	122
4.6.1 Cas d'un seul tube à ailettes.....	123
4.6.1.1 Effet du décalage de tube.....	123
4.6.1.2 Effet du pas d'ailettes.....	127
4.6.1.3 Effet du diamètre extérieur de tube.....	130
4.6.1.4 Effet du nombre de Reynolds.....	133
4.6.2 Cas d'un faisceau de quatre rangées de tubes.....	134
4.6.2.1 Arrangement quinconcé.....	134
A. <i>Effet de décalage des tubes</i>	134
B. <i>Effet de la rangée</i>	137
4.6.2.2 Arrangement en ligne.....	139
A. <i>Effet du décalage des tubes</i>	139
B. <i>Effet de la rangée</i>	142
4.6.2.3 Effet de l'arrangement des tubes.....	144
Références bibliographiques	147
Conclusion générale	149
Annexe	153

Liste des figures

Fig. 1.1 Critères utilisés dans la classification des échangeurs de chaleur [1]	5
Fig. 1.2 Types d'échangeurs de chaleur à ailettes : (a) tubes rectangulaires et ailette plaque continue ; (b) tubes circulaire à ailette plaque continue ; (c) tubes circulaire avec ailettes circulaires indépendantes [2]	6
Fig. 1.3 Résistances thermiques associées à un échange thermique pour un échangeur de chaleur à deux tubes [3]	7
Fig. 1.4 Différentes configurations d'ailettes continuées: (a) ailettes ondulées lisses, (b) ailettes ondulées interrompues, (c) ailettes planes [24, 28]	15
Fig. 1.5 Ailettes annulaires circulaires: (a) avec des perforations [37] (b) planes [36]	17
Fig. 1.6 Différentes géométries et profils d'ailette pour une et deux restriction d'espace [39]	18
Fig. 1.7 Géométries d'ailette: (a) ailette plein (b) ailette dentelée sans vrillage (c) ailette dentelée avec vrillage [44]	20
Fig. 1.8 Les paramètres définissant la géométrie d'un échangeur de tubes à ailettes annulaires circulaires	21
Fig. 1.9 Effet du nombre de Reynolds (Re) et du nombre de rangées sur le nombre de Nusselt (Nu) et le facteur de frottement [15]	23
Fig. 1.10 Efficacité de l'ailette en fonction de l'ellipticité, du nombre de Reynolds (Re) et du nombre de rangées [12]	24
Fig. 1.11 Effet de l'ellipticité et du rapport ($S/2b$) sur le taux de transfert thermique pour ($Re = 465$ et 620) [53]	26
Fig. 1.12 Effet du diamètre des tubes sur le nombre de Nusselt, le facteur de frottement, le coefficient de transfert thermique et la chute de pression ($Re = 3000$) [15]	28
Fig. 1.13 Isothermes pour $d_t = 20$ et 16mm ($Re = 3000, N = 3$) [15]	28
Fig. 1.14 Effet du rapport (S/h_f) sur ; (a) : le coefficient de transfert thermique (b) : la chute de pression pour les deux types d'arrangement [11]	31
Fig. 1.15 Effet du pas d'ailettes sur le nombre de Nusselt et le facteur de frottement [15]	32
Fig. 1.16 Localisation des pointes singulières des structures tourbillonnaires en amont d'un tube [4]	34
Fig. 1.17 Schémas de la structure d'écoulement autour d'un tube à ailettes annulaires: 1- écoulements séparés secondaires ; 2- tresse de vortex ; V1, V2 et V3: petites vortex [7, 77, 92]	40
Fig. 1.18 Représentation schématique des régions particulières sur la surface d'ailette: 1-7 nombre de régions [16]	43
Fig. 1.19 Différentes formes de mélangeurs d'écoulement [19, 104, 105]	50
Fig. 1.20 Techniques d'augmentation de la performance thermique d'ailettes annulaires [37, 42, 87, 110]	52

Fig. 2.1 Les quatre configurations des tubes à ailettes circulaires à examiner	62
Fig. 2.2 Montage du tunnel aérodynamique HM170 [6]	64
Fig. 2.3 Modèle d'échangeur de chaleur construite dans la présente étude	64
Fig. 2.4 Schéma de circulation des fluides chaud et froid à travers les modèles d'échangeurs étudiés	65
Fig. 2.5 Veine d'essai avec la circulation verticale de l'eau froide	66
Fig. 2.6 Mesure de la température et de la vitesse d'écoulement par l'appareil Testo 445	67
Fig. 2.7 Schéma des quatre positions de mesure de la température d'écoulement	67
Fig. 2.8 Instrument de mesure utilisé dans le présent travail	69
Fig. 2.9 Tube de Pitot relié avec un tube manométrique incliné	69
Fig. 2.10 Effet de la position des tubes et de la vitesse d'écoulement sur le coefficient d'échange moyen avec l'arrangement quinconcé	74
Fig. 2.11 Effet de la position des tubes et de la vitesse d'écoulement sur le flux thermique échangé pour un faisceau de tubes arrangés en quinconce	74
Fig. 2.12 Effet de la position des tubes et de la vitesse d'écoulement sur le coefficient d'échange moyen pour l'arrangement en ligne	77
Fig. 2.13 Effet de la position des tubes et de la vitesse d'écoulement sur le flux thermique échangé pour l'arrangement en ligne	77
Fig. 3.1 Section transversale d'un tube à ailettes circulaires excentriques	93
Fig. 3.2 Domaine de calcul d'un seul tube à ailettes (lignes pointillées), avec les conditions aux limites: (a) section longitudinale (b) section transversale	95
Fig. 3.3 Domaine de calcul d'un faisceau à quatre rangées: (a) arrangement en ligne, (b) arrangement quinconcé, (c) section longitudinale	96
Fig. 3.4 Effet du maillage sur le coefficient d'échange convectif moyen pour un seul tube à ailettes	98
Fig. 3.5 Effet du maillage sur le coefficient d'échange convectif moyen pour le cas d'un faisceau: (a) arrangement quinconcé, (b) arrangement en ligne	98
Fig. 3.6 Maillage généré pour un seul tube à ailettes	99
Fig. 3.7 Maillage généré pour un faisceau de quatre rangées de tubes avec l'arrangement en ligne	99
Fig. 3.8 Maillage généré pour un faisceau de quatre rangées de tubes avec l'arrangement quinconcé	100
Fig. 4.1 Grille générée pour les surfaces d'ailettes annulaires excentriques	108
Fig. 4.2 Schéma des températures moyennes à l'entrée des régions de chaque ailette	108
Fig. 4.3 Distribution de la vitesse entre deux ailettes pour $Re = 9923$	111
Fig. 4.4 Distribution de la vitesse au-dessus de la surface d'ailette à $Re = 9923$	112
Fig. 4.5 Distribution de la température entre les ailettes à $Re = 9923$	113
Fig. 4.6 Lignes isothermes pour deux décalages de tube: (a) $D_t = 12$ mm et (b) $D_t = -10$ mm avec ($Re = 9923$)	115

Fig. 4.7 Vecteurs de vitesse dans les deux plans frontal et arrière de la première rangée	117
Fig. 4.8 Vecteurs de vitesse dans les deux plans frontal et arrière de la quatrième rangée	117
Fig. 4.9 Distribution de température entre deux ailettes pour l'arrangement en quinconce à $Re = 29700$	119
Fig. 4.10 Vecteurs des vitesses dans le plan de symétrie pour l'arrangement en ligne à $Re = 29700$	120
Fig. 4.11 Distribution de température entre deux ailettes pour l'arrangement en ligne à $Re = 29700$	122
Fig. 4.12 Effet de décalage de tube sur le coefficient de transfert de chaleur moyen	124
Fig. 4.13 Coefficients de transfert thermique moyen pour les trois régions secondaires de l'ailette	125
Fig. 4.14 Effet de décalage de tube sur le taux de transfert thermique	125
Fig. 4.15 Effet de décalage de tube sur l'efficacité d'ailette	126
Fig. 4.16 Effet de décalage de tube sur la chute de pression	127
Fig. 4.17 Effet de pas d'ailettes sur le coefficient d'échange thermique moyen	128
Fig. 4.18 Effet de pas d'ailettes sur le taux de transfert thermique	129
Fig. 4.19 Effet de pas d'ailettes sur la chute de pression	130
Fig. 4.20 Effet de diamètre extérieur de tube sur le coefficient d'échange thermique moyen	131
Fig. 4.21 Effet de diamètre extérieur de tube sur le taux de transfert thermique	132
Fig. 4.22 Effet de diamètre extérieur de tube sur la chute de pression	133
Fig. 4.23 Effet de décalage des tubes sur le coefficient d'échange thermique moyen avec l'arrangement quinconce	135
Fig. 4.24 Effet de décalage des tubes sur le taux de dissipation thermique avec l'arrangement quinconce	135
Fig. 4.25 Effet de décalage des tubes sur l'efficacité de l'ailette pour un arrangement quinconcé des tubes	136
Fig. 4.26 Effet de décalage des tubes sur la chute de pression pour l'arrangement en quinconce des tubes	137
Fig. 4.27 Effet de la rangée sur le coefficient d'échange thermique pour l'arrangement quinconce des tubes	138
Fig. 4.28 Effet de décalage des tubes sur le coefficient d'échange thermique moyen pour l'arrangement en ligne des tubes	140
Fig. 4.29 Effet de décalage des tubes sur le taux de dissipation thermique pour l'arrangement en ligne des tubes	140
Fig. 4.30 Effet de décalage des tubes sur l'efficacité de l'ailette pour l'arrangement en ligne des tubes	142

Fig. 4.31 Effet de décalage des tubes sur la perte de charge pour l'arrangement en ligne des tubes	142
Fig. 4.32 Effet de rangs sur le coefficient d'échange thermique pour l'arrangement en ligne	143

Liste des Tableaux

Tab. 2.1 Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux des différences de températures $\Delta T_{ent,sor}$ pour les cas concentrique et excentrique de l'arrangement en quinconce	73
Tab. 2.2 Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux des pertes de charges $\Delta P_{ent,sor}$ pour les cas concentrique et excentrique de l'arrangement en quinconce	73
Tab. 2.3 Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux des différences de températures $\Delta T_{ent,sor}$ pour le cas concentrique et excentrique du faisceau aligné	76
Tab. 2.4 Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux de $\Delta P_{ent,sor}$ pour le cas concentrique et excentrique du faisceau aligné	76
Tab. 3.1 Valeurs des constantes du modèle $k - \varepsilon$	85
Tab. 3.2 Valeurs des constantes du modèle $k - \varepsilon$ RNG.	86
Tab. 3.3 Valeurs des constantes du modèle réalisable $k - \varepsilon$	87
Tab. 3.4 Comparaison entre les résultats trouvent avec le modèle $K - \omega$ et ceux de Chen [20]	89
Tabl. 3.5 Comparaison entre les résultats expérimentaux avec ceux numériques du modèle $K - \omega$	90
Tab. 3.6 Dimensions des modèles d'échangeurs à un seul tube à ailettes circulaires utilisés dans l'investigation numérique	94
Tab. 3.7 Dimensions des faisceaux de quatre rangées utilisés dans l'investigation numérique et expérimentale	94
Tab 4.1 Comparaison entre les présents résultats numériques et ceux de Chen [1]	109
Tab. 4.2 Comparaison du taux de transfert thermique entre un tube à ailettes excentriques et concentriques	129
Tab. 4.3 Effet de la rangée sur le flux thermique échangé pour le cas concentrique et excentrique des tubes en arrangement quinconcé	139
Tab. 4.4 Effet de rangs sur le flux thermique échangé pour le cas concentrique et excentrique des tubes en arrangement en ligne	144

Nomenclature

Notations latines

A	Surface d'échange	m^2
C_p	Capacité calorifique à Pression constante	[J/kg.K]
d_t	Diamètre extérieur de tube circulaire	[m]
D_t	Décalage de tube	[m]
d_a	Diamètre extérieur d'ailette	[m]
E	Energie totale	[J]
E_a	Epaisseur d'ailette	[m]
h	Coefficient d'échange thermique	[W/m ² .K]
h_a	Hauteur d'ailette	[m]
k	Energie cinétique turbulent	[m ² /s ²]
\dot{m}	Débit massique d'écoulement	[Kg/s]
P	Pression	[Pa]
ΔP	Perte de charge	[Pa]
P_l	Pas longitudinale	[m]
P_t	Pas transversal	[m]
$\dot{\phi}$	Taux de transfert thermique	[W]
Re	Nombre de Reynolds	[-]
S	Pas d'ailettes	[m]
S_{ij}	Tenseur de déformation	[s ⁻¹]
t	Temps	[s]
T	Température	[K]
ΔT	Différence de température	[K]
V	Vitesse moyenne de l'écoulement	[m/s]
x, y, z	Position dans un repère orthonormé	[m]
Y^+	Distance en unité de la paroi	[-]

Notations grecques

α_p	Nombre de Prandtl inverse	
λ	Conductivité thermique	[W/m.K]
ε	Dissipation de l'énergie cinétique turbulente	[s ² /m ³]
η	Efficacité	[-]
μ	Viscosité dynamique	[kg/m.s]
μ_t	Viscosité dynamique turbulente	[kg/m.s]
ν	Viscosité cinématique	[m ² /s]
ρ	Masse volumique	[kg/m ³]
ω	Taux de dissipation spécifique	[s ⁻¹]

Indices

<i>a</i>	Ailette
eff	Effective
ent	Entrée
max	Maximale
sor	Sortie
t	Tube
tur	Turbulent

Introduction générale

L'optimisation des processus industriels pour une maximum exploitation de l'énergie disponible est une ligne très active de recherche scientifique ces dernières années. Cependant, le fonctionnement de plusieurs systèmes modernes tel que: les condenseurs et les évaporateurs dans les machines de réfrigération, les surchauffeurs de chaudière dans les installations des turbines à vapeur, les composants électroniques, les compresseurs, les centrales nucléaires, etc. est accompagné par une génération importante de la chaleur. Ceci peut poser des problèmes graves de surchauffe qui mène, avec le temps, à la défaillance du système. Donc ces systèmes ont besoin des éléments supplémentaires de transfert de chaleur afin de maintenir leur fonctionnement à ses températures recommandées et d'une manière efficace et fiable. Les échangeurs de chaleur répondent à ces besoins.

L'objectif principal dans le perfectionnement des systèmes thermiques, tel que les échangeurs de chaleur, est de renforcer le transfert de chaleur entre les surfaces chaudes et froides. De tels dispositifs doivent être conçus selon la disponibilité de l'espace. L'une des mesures de l'évolution d'un tel équipement est, donc, la réduction de la taille du volume occupé, accompagné de l'entretien ou de l'amélioration de sa performance. Par conséquent, le problème se compose à identifier une configuration qui fournit le transfert de chaleur maximum avec un espace donné.

Pour améliorer les performances thermique et dynamique des échangeurs de chaleur, beaucoup de recherches ont été menées et plusieurs techniques étaient effectuées par les constructeurs afin de concevoir un échangeur plus en plus efficace. Habituellement, la résistance thermique dans ces dispositifs est très grande dans le côté d'air. Donc l'amélioration de la configuration des ailettes et l'accroissement de son efficacité est la manière la plus préférable pour augmenter la performance des échangeurs de chaleur. Cependant, une performance élevée de transfert de chaleur est toujours suivie, inévitablement, par des pertes de charge aussi élevée. Par conséquent, un bon compromis entre le transfert de chaleur et la chute de pression sera nécessairement trouvé.

Concernant la distribution du coefficient d'échange thermique sur les surfaces d'ailettes, de nombreux travaux numériques et expérimentaux qu'on a trouvé dans la

Introduction générale

littérature montrent que le coefficient de transfert de chaleur à la région frontale d'ailette, quel que soit leurs géométries, est plus grand que celui à la région arrière. Donc, une conception optimale d'un échangeur thermique peut être convenablement réalisée en augmentant la surface frontale d'ailette et en diminuant sa partie arrière. Avec les ailettes annulaires, le décalage de tube à la zone de recirculation répond à ce besoin. Cette technique, de rendre un tube à une position excentrique avec les ailettes peut conduire à un taux de transfert thermique très élevé, avec une éventuelle diminution de la chute de pression. En parallèle, on conserve, en même temps, la compacité et le coût de construction de l'échangeur concerné.

Le travail, présenté dans cette thèse, se propose à investiguer le potentiel de cette idée pour deux cas: un seul tube à ailettes annulaires et deux types de faisceaux de tubes à ailettes constitués de quatre rangées chacun.

Dans le domaine de calcul des échangeurs de chaleurs, les écoulements et le transfert de chaleur associé sont gouvernés par des équations différentielles aux dérivées partielles très complexes. Même avec des simplifications ils sont toujours insolubles par des méthodes analytiques. Pour les résoudre, on fait recours à des approches numériques. Par conséquent, afin d'estimer la topologie d'écoulement et les distributions détaillées de la température dans l'air et les ailettes, la technique des calculs de la dynamique des fluides (CFD) par Fluent employant la méthode des volumes finis a été utilisée dans nos simulations.

Afin de vérifier la fiabilité, l'exactitude et la réalité physique de la technique de décalage des tubes, une étude expérimentale et numérique tridimensionnelle ont été effectuées. On a commencé notre étude sur un seul tube à ailettes circulaires pour déterminer la position optimale de tube sur le corps solide d'ailette. La détermination de la meilleure excentricité de tube est suivie par une étude paramétrique concernant l'effet du pas d'ailette et de diamètre des tubes sur le fonctionnement de l'échangeur thermique.

Cependant, il est très connu que les échangeurs de chaleurs se trouvent généralement dans les applications industrielles comme des faisceaux de tubes ailletés. Ainsi des séries d'essais expérimentaux accompagnés par des simulations numériques, au sein du Laboratoire de Physique Energétique Appliquée (LPEA) de l'université de Batna, ont été effectuées. Le but, c'est d'examiner l'effet de l'excentricité des tubes, du rang, et du type

Introduction générale

d'arrangement (quinconcé et aligné) sur les performances thermique et dynamique de faisceaux à quatre rangées de tubes.

Ce document de thèse est composé de quatre chapitres:

Le premier présente les études intéressantes du domaine des échangeurs de chaleurs. Dans la première partie de ce chapitre, on a donné des notions de base concernant la conception de ces dispositifs. La deuxième partie présente un état de l'art très important concernant l'effet de plusieurs paramètres géométriques sur les performances de l'échangeur de chaleur. Cet état de l'art est complété par une revue bibliographique, expérimentale et numérique, sur l'interaction écoulement-transfert thermique. Les principaux objectifs et raisons de choisir ce travail sont donnés à la fin de ce chapitre.

Le deuxième chapitre s'intéresse à une étude expérimental où le banc d'essais et les différents instruments et techniques de prendre les mesure est montrées. Après, les résultats expérimentaux concernant le cas d'un faisceau de quatre rangées est présenté et comparé avec ceux des calculs numériques.

Ensuite, une présentation générale de la modélisation numérique d'un écoulement incompressible du fluide avec un transfert de chaleur associé est faite dans le chapitre trois. L'explication de la méthode des volumes finis utilisée pour la discrétisation des différentes équations régissant notre problème complète cette présentation. Les modèles de l'écoulement turbulent développés et implantés dans le code de calcul Fluent ont été aussi décrits dans ce chapitre.

Le quatrième et le dernière chapitre de ce manuscrit rapporte les résultats numériques liées au deux cas d'échangeurs étudiés dans notre travail. Les résultats sont présentés sous formes des graphes et des tableaux, ils sont interprétés et comparés avec ceux trouvés dans la littérature.

Ces quatre chapitres sont clôturés par une conclusion générale où les résultats expérimentaux et numériques ainsi que les perspectives de notre étude seront présentés brièvement.

Chapitre 1

Analyse Bibliographique

1.1 Introduction aux échangeurs de chaleur

1.1.1 Echangeurs de chaleur

Un échangeur de chaleur, comme son nom l'indique, est un dispositif qui facilite le transfert d'énergie, sous forme de chaleur, entre deux ou plusieurs fluides. Des fluides chauds circulent depuis l'entrée de l'échangeur jusqu'à leur sortie en cédant une partie de leur enthalpie à des fluides froids qui, eux aussi, circulent entre des entrées et des sorties distinctes de celles des fluides chauds. Dans les échangeurs les plus courants, les deux fluides sont séparés par une paroi à travers laquelle les échanges se font par conduction. Le transfert de chaleur fluides-paroi se fait par convection.

Les échangeurs de chaleur constituent des appareils importants ayant un champ d'applications très large : la production d'énergie mécanique ou électrique à partir de l'énergie thermique, l'agroalimentaire, les stations nucléaires, le chauffage et le conditionnement d'air, la réfrigération, ... etc.

1.1.2 Différents types des échangeurs de chaleur

Compte tenu de leurs nombreuses applications pratiques, il y a une grande diversité de types fonctionnels et constructifs des échangeurs de chaleur. La conception d'un échangeur de chaleur se fait en étudiant plusieurs paramètres : degré de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé, permet un gain de rendement et d'énergie des procédés.

La classification des échangeurs de chaleur peut se faire en fonction d'un grand nombre de critères :

1. Processus de transfert : contact direct et contact indirect.
2. Construction de la géométrie : tubes, plaques et surfaces à ailettes.
3. Mécanisme de transfert de chaleur : une et deux phases.
4. Arrangement de l'écoulement : courant (parallèle, contre et croisé).

Les quatre critères précédents sont illustrés dans la figure (1.1).

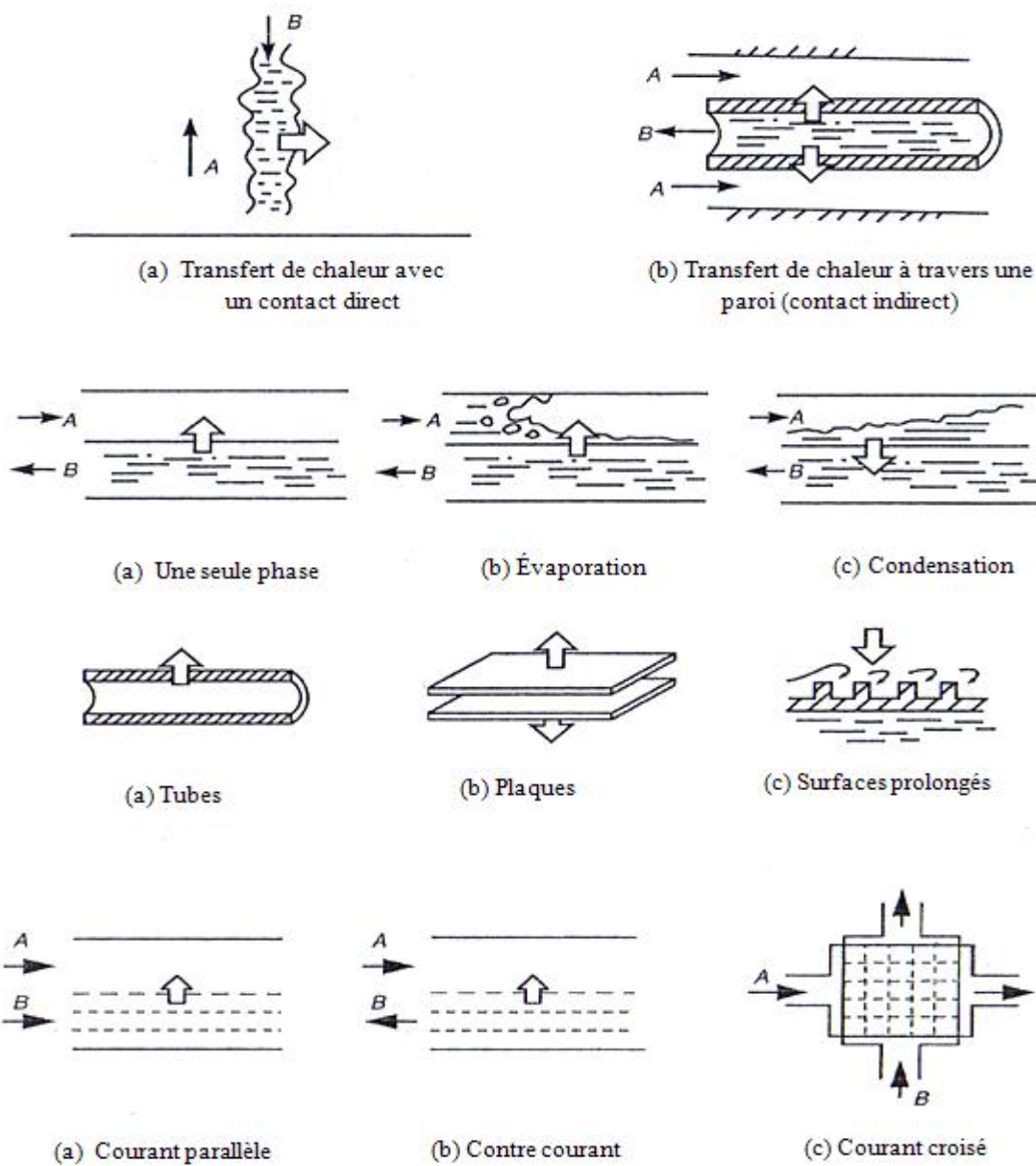


Figure 1.1 : Critères utilisés dans la classification des échangeurs de chaleur [1].

Du fait de leur compacité d'échange thermique efficace, la configuration d'échangeurs « tubes à ailettes » est plus utilisée pour la climatisation, le chauffage et le conditionnement d'air. Des exemples de ces géométries sont montrés dans la figure ci-dessous.

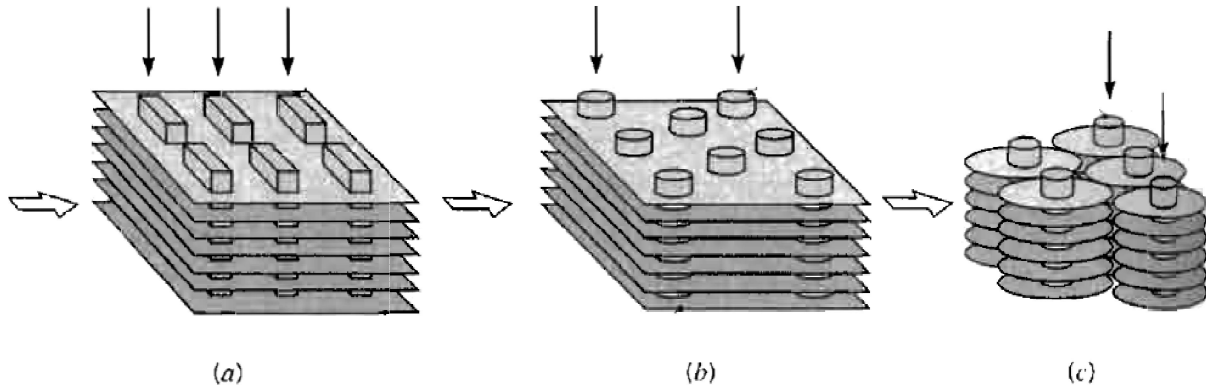


Figure 1.2 : Types d'échangeurs de chaleur à ailettes : (a) tubes rectangulaires à ailette plaque continue ; (b) tubes circulaire avec ailette plaque continue ; (c) tubes circulaire avec ailettes circulaires indépendantes [2].

Le calcul thermique général d'un échangeur peut se faire en admettant quelques hypothèses simplificatrices :

- Les deux fluides sont physiquement séparés l'un de l'autre par une paroi étanche au transfert de masse, mais aussi perméable que possible au transfert de chaleur ; par conséquent, les débits massiques de chacun des agents sont constants tout au long de l'écoulement.
- Toute l'enthalpie perdue par le fluide chaud est instantanément gagnée par le fluide froid. Cette hypothèse implique en fait deux conditions : l'adiabaticisme de l'échangeur et l'absence du stockage d'énergie.

Dans l'analyse des échangeurs de chaleur, il est commode de travailler avec un coefficient global de transfert thermique qui explique la contribution de tous ces effets sur le transfert thermique. Une première expression du flux de chaleur est déterminée en concevant un échange direct entre le fluide chaud et le fluide froid et en introduisant l'expression des résistances thermiques en série :

$$\dot{\phi} = k A (T_c - T_f) \quad (1.1)$$

k est le coefficient d'échange global entre les deux fluides.

Une seconde expression du flux de chaleur transféré dans un échangeur peut être obtenue par l'application du premier principe de la thermodynamique au système ouvert qui est l'échangeur parcouru par les deux fluides :

$$\dot{\phi} = \underbrace{\dot{m}_c c_{p,c} (T_c^{ent} - T_c^{sor})}_{\text{Flux perdu par le fluide chaud}} = \underbrace{\dot{m}_f c_{p,f} (T_f^{sor} - T_f^{ent})}_{\text{Flux gagné par le fluide froid}} \quad (1.2)$$

1.1.3 Évaluation du coefficient d'échange global

La connaissance du coefficient d'échange global k est très importante dans les calculs des échangeurs de chaleur. La figure ci-dessous donne l'allure qualitative du profil des températures pour un échange à travers une paroi cylindrique, ainsi que la représentation de cet échange par analogie électrique.

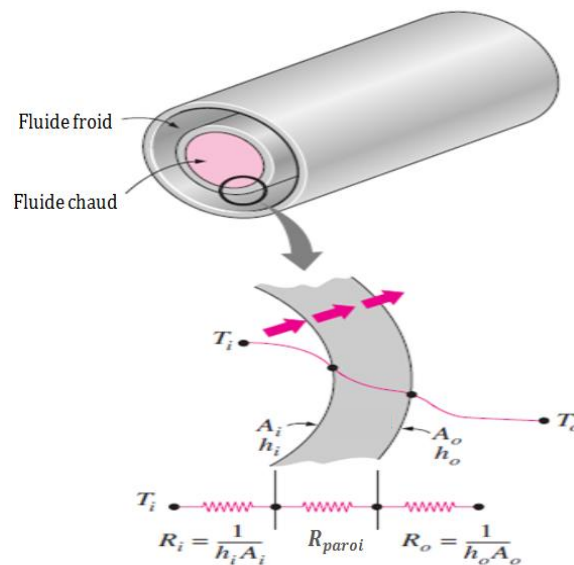


Figure 1.3 : Résistances thermiques associées à un échange thermique pour un échangeur de chaleur à deux tubes [3].

Dans le cas d'un échangeur de tubes à ailettes, l'expression du coefficient k est [4] :

$$k = \left[\underbrace{\frac{1}{(\eta h)_f}}_{(I)} + \underbrace{R_{encrass}^{in}}_{(II)} + \underbrace{R_{contact}}_{(III)} + \underbrace{\frac{\ln(d_e/d_i)}{(2\pi\lambda)_t}}_{(IV)} + \underbrace{R_{encrass}^{ex}}_{(V)} + \underbrace{\frac{1}{(\eta h)_c}}_{(VI)} \right]^{-1} \quad (1.3)$$

Côté fluide froid Côté fluide chaud

- η_f et η_c sont, respectivement, les efficacités de la partie extérieure (qui inclut généralement des ailettes) et la partie intérieure du tube.
- (I) et (VI) sont, respectivement, les résistances thermiques convectives : entre l'ailette et le fluide froid et entre le tube et le fluide chaud.
- (II) et (V) sont les résistances thermiques dues à l'encrassement des fluides respectivement à l'intérieur et à l'extérieur du tube.
- (IV) est la résistance thermique de nature conductive du tube, avec d_e et d_i sont, respectivement, les diamètres extérieur et intérieur du tube.
- (III) est la résistance thermique de contact entre le tube et l'ailette.

1.1.4 Méthodes de calcul thermique des échangeurs

L'évaluation de la performance thermique des échangeurs de chaleur, comme boîte noire, est souvent analysée au moyen de la méthode de différence de température logarithmique moyenne (DTLM) ou par la méthode du nombre d'unités de transfert (NUT).

- **Méthode DTLM**

La méthode de la différence de température logarithmique moyenne (DTLM) est la méthode classique de calcul ; grâce à elle, la puissance thermique $\dot{\phi}$ pour un échangeur tubulaire concentrique à contre-courant est déterminée avec la relation suivante :

$$\dot{\phi} = k A \Delta T_{LM} = k A \frac{(T_c^{ent} - T_f^{sor}) - (T_c^{sor} - T_f^{ent})}{\ln\left(\frac{T_c^{ent} - T_f^{sor}}{T_c^{sor} - T_f^{ent}}\right)} \quad (1.4)$$

Pour les échangeurs plus complexes que le type contre-courant pur, la quantité ΔT_{LM} évaluée selon la méthode précédente ne représente plus exactement la différence de température moyenne effectuée. On continue cependant à calculer ΔT_{LM} comme s'il s'agissait d'un échangeur à contre-courant pur, en corrigeant néanmoins le résultat obtenu, par l'introduction d'un facteur "F" tenant compte de la véritable configuration des écoulements. On a donc :

$$\dot{\phi} = k A F \Delta T_{LM} \quad (1.5)$$

Le facteur correctif "F" est toujours inférieur à l'unité, la littérature fournit les valeurs de "F" sous la forme d'abaques pour la plupart des configurations courantes d'écoulements [5].

- **Méthode NUT**

Cette méthode est basée sur le calcul de l'efficacité η de l'échangeur. L'efficacité fonctionnelle d'un échangeur η est définie comme le rapport entre la puissance thermique réelle de l'appareil considéré $\dot{\phi}$ et sa puissance thermique maximale $\dot{\phi}_{max}$:

$$\eta = \frac{\dot{\phi}_{réel}}{\dot{\phi}_{max}} \quad (1.6)$$

Le fluide qui a le plus faible taux de capacité thermique C subit le maximum de différence de température.

$$\dot{\phi}_{max} = C_{min}(T_c^{ent} - T_f^{ent}) \quad (1.7)$$

Où : $C = \dot{m} c_p$

Les expressions des flux échangés sont :

$$\dot{\phi}_c = C_c(T_c^{ent} - T_c^{sor}) \quad (1.8)$$

$$\dot{\phi}_f = C_f(T_f^{sor} - T_f^{ent}) \quad (1.9)$$

$$\dot{\phi}_{réel} = \eta C_{min}(T_c^{ent} - T_f^{ent}) \quad (1.10)$$

Le groupement sans dimension NUT (Eq. 1.11) est appelé nombre d'unités de transfert, il représente le pouvoir d'échange de l'appareil et s'exprime comme le rapport adimensionnel :

$$NUT = \frac{k A}{C_{min}} \quad (1.11)$$

L'efficacité de l'échangeur est alors fonction du NUT , du rapport $\frac{C_{min}}{C_{max}}$ et de la configuration d'écoulement.

1.1.5 Ailettes

La chaleur produite dans un système tel que les transformateurs, réfrigérateurs, tubes de surchauffeur de chaudière, les composants électroniques, les compresseurs, les moteurs refroidis par air, etc. doit être dissipée à ses environnements afin de maintenir le système fonctionnant à ses températures recommandées et d'une manière efficace et fiable.

Dans la littérature, nous pouvons retrouver beaucoup de méthodes qui ont été proposées pour atteindre ce but. Braga et Saboya [6] ont classifié ces méthodes en tant que méthodes actives et passives. Les méthodes actives sont celles qui exigent une puissance externe pour maintenir leur perfectionnement tel que le puits remuant du fluide ou la

vibration de la surface solide. Cependant, les méthodes passives n'exigent pas une puissance externe pour maintenir l'effet de perfectionnement comme c'est le cas quand des ailettes sont employées. Puisque la circulation tridimensionnelle des écoulements est formée sur les surfaces à ailettes, l'intensité du transfert de chaleur des faisceaux de tubes avec ailettes est plus grande que celle de tubes lisses [7].

Comme nous l'avons vu dans le paragraphe (1.1.4), les deux méthodes de calcul "DTLM" et "NUT" exigent l'utilisation du coefficient d'échange thermique qui rapporte le flux thermique à la différence de température entre le fluide et le solide. Dans le corps solide d'ailette, une chute de température due à la résistance conductrice se produit et elle réduit la différence de température disponible pour le transfert de chaleur. Le taux de transfert thermique d'une ailette est donc inférieur à ce qu'il serait si l'ailette était isotherme (matériau infiniment conducteur). Cet effet est représenté par l'efficacité d'ailette. Par définition, l'efficacité d'ailette est exprimée comme le rapport du taux réel de la chaleur transférée ailette-air au taux de la chaleur ailette-air si l'ailette était isotherme et avec la même température que la surface du tube. Par conséquent, on définit l'efficacité de l'ailette, notée η_a , par la relation suivante:

$$\eta_a = \frac{\dot{\Phi}_{\text{réel échangé}}}{\dot{\Phi}_{\text{maximum échangeable}}} \quad (1.12)$$

Pour les échangeurs de chaleur de tubes circulaires à ailettes planes, la corrélation de Schmidt [8] est l'un des premiers modèles analytiques bien connus dans l'évaluation de la performance d'ailette. Elle offre, avec une supposition d'uniformité du coefficient d'échange thermique, une équation pour l'efficacité d'ailette basée sur quelques paramètres géométriques et matériels. Elle est employée souvent dans des études expérimentales, puisque les températures réelles de la surface d'ailette ne sont pas aisément obtenues.

Certains auteurs [9-13] ont également appliqué la prétention d'uniformité du coefficient de transfert thermique afin de simplifier le calcul d'efficacité d'ailette. Rocha et al. [12] ont présenté un modèle numérique en 2D afin d'étudier les échangeurs de chaleur d'une et de deux rangées de tubes circulaires et elliptiques. Ils ont calculé et comparé l'efficacité d'ailette plane des deux configurations en utilisant le coefficient de transfert thermique moyen. Song et al. [14] ont expérimentalement obtenu les coefficients de transfert de chaleur sur la surface d'ailette utilisant la technique de sublimation du

naphtalène implique l'analogie entre le transfert de chaleur et de masse. Ces valeurs ont été alors appliquées comme conditions aux limites à une simulation numérique afin de calculer l'efficacité de l'ailette. Contrairement aux études précédentes, ils ont constaté que l'efficacité d'ailette obtenue numériquement par l'utilisation du coefficient d'échange thermique moyen est sous-estimé l'efficacité réelle par 19.6%. Pour ceci, les auteurs proposent ensuite une formule modifiée, présentée en ci-dessous, pour estimer soigneusement l'efficacité d'une ailette plane. La formule est faisable et efficace pour les échangeurs avec des tubes plats.

$$\eta_a = \frac{\tanh(mH)}{mH} \quad (1.13)$$

$$m = \left(\frac{2h}{\lambda.E_a} \right)^{1/2} \quad (1.14)$$

$$H = \frac{P_t.P_l}{2(b+a)} - \frac{a}{2} \quad (1.15)$$

"a" et "b" sont respectivement la largeur et la longueur de la section transversale du tube plat.

Cependant, il est bien connu que dans un échangeur de chaleur tube à ailettes, il existe une configuration d'écoulement très complexe due à sa nature tridimensionnelle, séparation et recirculation d'écoulement, qui cause des variations locales du coefficient de transfert thermique [11, 15, 16]. Huang et Shah [17] ont étudié l'influence de cette prétention et ont noté qu'un coefficient de transfert de chaleur variable peut donner des valeurs d'efficacité d'ailette sensiblement plus basses que l'efficacité réelle. Pour un profil linéaire de la variation du coefficient de transfert de chaleur, une déviation de jusqu'à 24% a été observée. Jang et al. [18] sont les premiers à étudier numériquement les tubes à ailettes annulaires en arrangement quinconce. Ils ont prouvé que l'approximation isotherme d'ailette surestime le coefficient de transfert de chaleur de 5–35%. Plus récemment, Ameer et al. [19] ont montré aussi que la définition traditionnelle précédente de l'efficacité d'ailette s'avère incorrecte quand la température ambiante moyenne du fluide n'est pas constante. Cela est dû à la dépendance du profil de température ambiant avec le taux de transfert de chaleur. Les auteurs ont fait cette analyse pour proposer une nouvelle corrélation pour évaluer l'efficacité d'une ailette interrompue.

Dans les domaines d'applications technologiques on trouve divers modèles d'ailettes utilisés tels que : plaque plane continue, ailettes annulaires circulaires ou carrées, ailettes ondulées,...etc. Parmi ces modèles, les ailettes annulaires présentent l'un des modèles les plus populaires dans les applications d'échangeur de chaleur du fait de sa simplicité, son efficacité élevée et son impact économique. C'est cette configuration d'ailette qui a été sélectionnée pour notre cas d'étude.

Parallèlement, les ailettes annulaires limitent le développement de la couche limite, puisque l'épaisseur moyenne de la couche limite est plus petite pour les plaques courtes que pour les plaques longues. Par conséquent, une ailette annulaire donne un coefficient d'échange thermique moyen plus haut qu'une ailette continue. En outre, au-dessus d'un certain nombre de Reynolds critique, les surfaces interrompues peuvent causer le décollement des vortex, cela peut augmenter le transfert de chaleur [19, 20].

Chapitre 1

Analyse Bibliographique

1.2 Etat de l'art

1.2.1 Effet de la géométrie d'ailette

L'addition des ailettes cause l'augmentation du prix des échangeurs, leur poids et la puissance de pompage du fluide requise dans le cas de la convection forcée. Pour cette raison, il existe de nombreuses recherches dans la littérature sur l'optimisation des profils d'ailettes. Dans ce qui suit, nous présentons une analyse générale sur les configurations les plus populaires et plus pratiques.

1.2.1.1 Ailettes continues

Selon la compréhension traditionnelle du mécanisme de perfectionnement de transfert de chaleur, l'idée conventionnelle adoptée dans les surfaces d'ailettes est de distordre la structure de l'écoulement et de diminuer la taille de la couche limite. Par conséquent, une grande variété d'ailettes planes ont été développées et mises en pratique. Cependant, la majorité des ailettes à rendement thermique élevé, telles que les ailettes ondulées, les ailettes perforées et les ailettes à générateurs des tourbillons sont suivies par des chutes de pression remarquables. En effet, une étude thermique d'un échangeur doit être nécessairement complétée par une autre étude dynamique.

Pour éviter les chutes de pressions importantes ainsi qu'en raison de leur simple configuration, leur fabrication facile et leur bonne fiabilité, les échangeurs à ailettes plates sont couramment employés dans les applications technologiques.

Nous retrouvons dans la littérature plusieurs travaux concernant les ailettes continues. Une série de tests expérimentaux et de simulations numériques ont été effectués par Chen et al. [21], Wang et al. [22] et Xie et al. [15] pour analyser l'effet des différents paramètres

géométriques sur le fonctionnement d'un échangeur à ailettes planes. Dans l'intervalle de nombre de Reynolds ($300 \leq Re \leq 7500$), Wang et al. [22] ont conduit une étude expérimentale de 15 modèles d'échangeurs de tubes à ailettes planes. Les auteurs analysent et comparent l'effet des différents paramètres géométriques, y compris le nombre de rangée, l'espacement des ailettes et leurs épaisseurs sur le facteur de Colburn et le coefficient de frottement. Kang et al. [23] ont expérimentalement traité les caractéristiques de la chute de pression et du transfert de chaleur d'une ailette lisse et d'une ailette gaufrée. L'étude montre que, à la même puissance du ventilateur, les ailettes hybrides, c'est-à-dire lisses à la rangée frontale et gaufrées à la rangée arrière, étaient plus efficaces pour intensifier le transfert de chaleur que des ailettes entièrement gaufrées.

Une des façons d'améliorer le transfert de chaleur au côté d'air de l'échangeur de chaleur est de modifier la géométrie d'ailettes planes. Parmi les meilleures configurations développées, on trouve les ailettes ondulées qui sont, ces dernières années, très employées dans la fabrication des échangeurs thermiques. Ce type d'ailettes peut fournir des surfaces d'échange supplémentaires et améliorer le mélange de l'écoulement de l'air avec une augmentation faible de la chute de pression.

De nombreux investigateurs ont rendu compte des ailettes ondulées. Wang et al. [24] ont développées des corrélations empiriques décrivant la performance dynamique et thermique des échangeurs à ailettes ondulées. Un nombre de 61 faisceaux de tubes à ailettes ayant la configuration onduleuse ont été employés pour dériver ces corrélations, ces dernières sont appliquées pour une large gamme de paramètres géométriques examinés.

Les caractéristiques du transfert de chaleur, de masse et de quantité de mouvement au côté d'air des faisceaux à ailettes ondulées ont été expérimentées dans les références [25-27]. Dans les conditions de déshumidification, les auteurs [25, 26] ont montré que la performance du transfert thermique augmente avec la réduction du pas d'ailettes. Cependant, cet effet est très dépendant du nombre de Reynolds et de l'amplitude d'ondulation des ailettes. Une étude expérimentale a été effectuée par Lozza et al. [27] sur le transfert de chaleur et les chutes de pression dans les échangeurs de tubes à ailettes interrompues. Les résultats obtenus sur 15 prototypes de faisceaux testés montrent que le type d'ailette influence fortement la performance de l'échangeur de chaleur. Cependant, les

aillettes planes interrompues donnent généralement des meilleurs résultats que ceux des ailettes ondulées.

Plus récemment, afin d'améliorer la performance du transfert de chaleur d'un faisceau de tubes elliptiques et circulaires à ailettes planes et ondulées lisses (voir la figure ci-dessous), des simulations numériques en 3D ont été réalisées par Lotfi et al. [28] et Huisseune et al. [29]. Ces études montrent que l'insertion de nouveaux générateurs de tourbillons, à la surface d'ailette, augmentent le taux de transfert thermique, notamment pour des orientations bien déterminées.

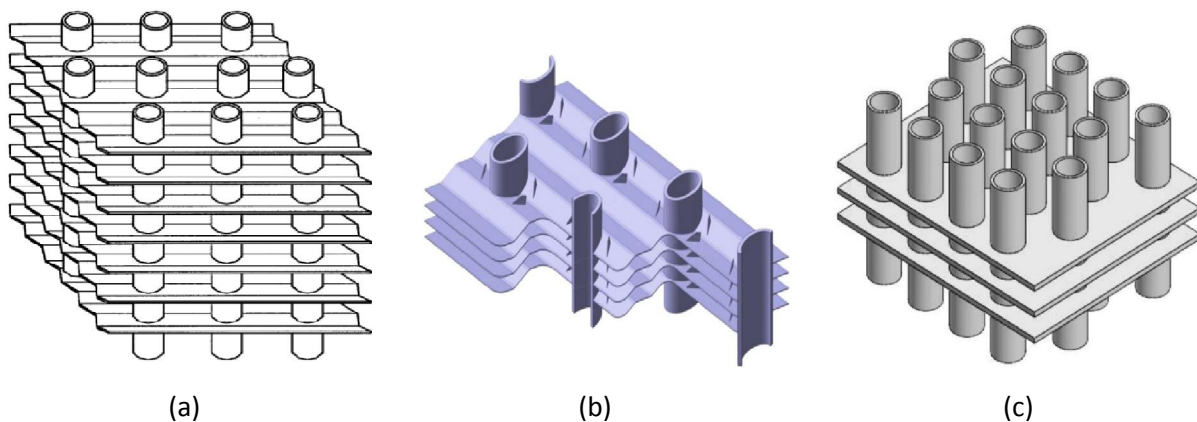


Figure 1.4 : Différentes configurations d'aillettes continues: (a) ailettes ondulées lisses, (b) ailettes ondulées interrompues, (c) ailettes planes [24, 28].

1.2.1.2 Ailettes annulaires

De nombreuses investigations, dont notre travail fait partie, ont été effectuées sur les échangeurs de chaleur à ailettes indépendantes. Dans cette partie du travail, nous donnons un aperçu général sur les différentes géométries de ce type d'aillettes.

A. Ailettes annulaires planes

Les ailettes annulaires ont des applications diverses: dans les échangeurs de chaleur compacts, les installations spécialisées d'échangeurs à un et à deux rangées de tubes, les centrales nucléaires, les cylindres des moteurs à combustion interne,...etc. La sélection d'un type particulier d'ailette annulaire dépend principalement de leur géométrie.

Arslanturk [30] a rapporté une analyse thermique analytique afin d'obtenir les dimensions optimales d'une ailette annulaire à épaisseur uniforme. L'étude montre que le

rayon maximum et le taux de transfert thermique optimal d'ailette ne dépendent que du volume d'ailette et du nombre de Biot. Pour l'optimisation d'une ailette annulaire de profil rectangulaire, Yu et al. [31] ont utilisé la méthode de transformation différentielle pour résoudre les équations non linéaires du transfert de chaleur conjugué (conduction, convection et rayonnement). Sans tenir compte du rayonnement, l'étude montre que la hauteur optimale d'ailette est indépendante de la température de sa base. Tandis que, pour le transfert couplé convection-rayonnement ou pour seulement le rayonnement, la hauteur optimale d'ailette avec une température de base élevée est plus courte que celle à faible température.

Les résultats expérimentaux trouvés par Mariscal et al. [32, 33] montrent qu'un tube à ailettes annulaires inclinées donne un coefficient de transfert thermique très similaire et un coefficient de résistance aérodynamique légèrement supérieur à celui d'un tube à ailettes conventionnelles planes. Mais, un tube à ailettes inclinées par un angle de $\alpha = 45^\circ$, donne une surface d'échange avec une compacité supérieure allant jusqu'à 50%.

Mokheimer [13] a étudié l'effet de variation du coefficient de transfert thermique local sur l'efficacité d'une ailette annulaire avec différents profils: rectangulaire, triangulaire, concave parabolique et convexe parabolique. L'étude montre que l'écart entre l'efficacité d'ailette déterminée avec un coefficient d'échange thermique constant et celle basée sur un coefficient d'échange variable augment avec le rapport des rayons d'ailette et une variable adimensionnelle m (qui dépend de la variation locale du coefficient de transfert thermique h). Leonid et al. [34] ont présenté une étude analytique pour trouver un volume minimal d'ailette de refroidissement en tenant compte de la longueur de l'arc. Le volume optimal de l'ailette circulaire trouvé dans cette étude est 6,21 à 8 fois plus petit que la forme parabolique optimale donnée par Schmidt. L'ailette optimale circulaire tend à être plus courte et a une longueur de sa base supérieure à l'ailette de Schmidt.

Le schéma implicite centré de la méthode des différences finies a été utilisé par Naphon [35] afin d'obtenir les caractéristiques du transfert thermique sur un tube à ailettes circulaires. Les surfaces d'ailettes étudiées sont en conditions sèches, partiellement humides ou pleinement humides. L'étude montre que les différents paramètres (température des

fluides, le pas d'ailettes, l'épaisseur d'ailettes et le nombre de Biot) ont un effet significatif sur la distribution de la température et l'efficacité de l'ailette.

Pour déterminer le diamètre extérieur et le nombre optimal d'ailettes annulaires dans un faisceau donné, Lai et al. [36] ont trouvé, par une analyse théorique, la relation entre l'efficacité d'un échangeur et quatre paramètres adimensionnels (deux paramètres géométriques et deux rapports adimensionnels des coefficients d'échange).

Lee et al. [37] ont étudié l'effet de la perforation d'ailettes circulaires sur la performance thermique et dynamique d'un échangeur de chaleur. Ils montrent que le coefficient de transfert de chaleur convectif à côté de l'air est augmenté de 3,55% et 3,31% pour respectivement 2 et 4 trous. Ces augmentations ont été suivies par une augmentation de la chute de pression de 0,68% et 2,08%, respectivement.

Plus récemment, Vintrou et al. [38] ont utilisé une installation expérimentale concernant la thermographie infrarouge pour estimer la distribution locale du coefficient de transfert thermique sur l'ailette circulaire de la deuxième rangée d'un échangeur de chaleur. La méthode consiste en une intégration de temps d'un modèle de transfert de chaleur qui tient compte de la conduction au bout d'ailette et du rayonnement à l'entourage. Ils montrent ensuite la distribution du coefficient d'échange et du nombre de Nusselt, après les impressions thermiques des structures des vortex en fer à cheval sont analysées en suivant leur évolution angulaire autour du tube.



Figure 1.5 : Ailettes annulaires circulaires: (a) avec des perforations [37] (b) planes [36].

B. Ailettes annulaires elliptiques

Il est bien connu que la densité de transfert thermique cédée par les ailettes diminue avec l'augmentation de sa hauteur, par conséquent, une partie importante de sa surface ne

participe pas à l'échange de chaleur avec le milieu extérieur. Pour cette raison, il ya un effort continu par les concepteurs pour déterminer le profil optimal d'ailette qui permettra de maximiser le taux de transfert de chaleur et de minimiser son volume.

Dans cette tendance, Kundi et al. [39] ont résolu l'équation gouvernant la conduction de la chaleur à travers des ailettes annulaires circulaires et elliptiques, en considérant un coefficient d'échange convectif uniforme le long de la surface d'ailette. Ils ont utilisé une technique semi analytique pour faire une étude comparative du transfert de chaleur entre une ailette elliptique et une ailette annulaire circulaire en position concentrique et excentrique avec le tube (voir la figure 1.6). L'étude montre que, pour une restriction d'un côté de l'ailette, la chaleur dissipée par les ailettes elliptiques est très inférieure à celle cédée avec l'ailette excentrique. Cependant, pour une restriction de l'espace des deux côtés, l'ailette elliptique a un très bon taux de transfert thermique par rapport à celui de l'ailette circulaire.

L'avantage de choisir une ailette elliptique au lieu d'une ailette circulaire est la performance élevée avec un volume particulier du premier type.

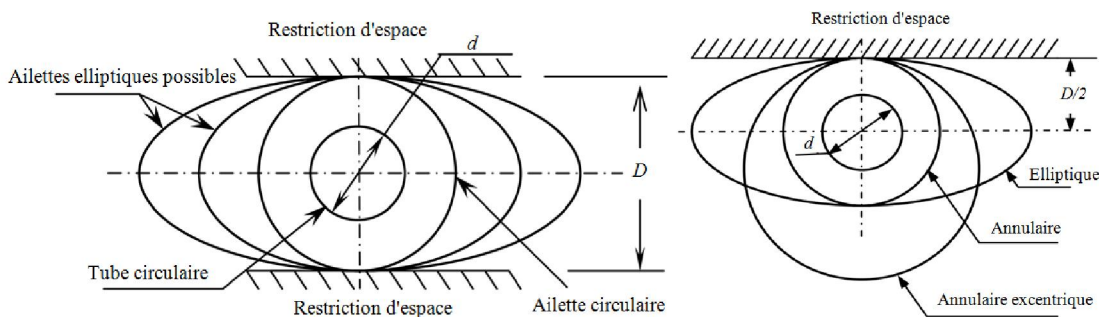


Figure 1.6 : Différentes géométries et profils d'ailette pour une et deux restriction d'espace [39].

Lin et al. [40] ont utilisé le schéma des différences finies centrées d'ordre deux pour analyser l'efficacité de l'ailette elliptique en cas de transfert de chaleur et de masse combinés. L'étude montre que l'efficacité d'ailette elliptique augmente avec l'augmentation du rapport du petit diamètre sur le grand diamètre et que l'efficacité d'ailette entièrement humide est inférieure par 10-20% à celle d'une ailette sèche. Sous un périmètre fixe, les auteurs montrent ensuite que l'efficacité d'ailette elliptique sèche est jusqu'à 4% plus élevée par rapport à l'ailette circulaire et jusqu'à 8% pour l'état entièrement humide. Jang et al. [41] ont étudié numériquement et expérimentalement le comportement du fluide et du transfert

thermique sur des ailettes elliptiques situées dans un faisceau de quatre rangées de tubes qui sont aussi elliptiques. Pour les deux arrangements des tubes, les résultats trouvés montrent que le coefficient de transfert thermique moyen pour les tubes à ailette elliptique était de 35–50% plus grand que celui de la forme circulaire, tandis que la chute de pression pour les tubes elliptiques est inférieure de 25-30% par rapport à la configuration circulaire. A la fin, les auteurs concluent que le rapport du coefficient d'échange thermique sur la chute de pression de la géométrie elliptique est 1,5 fois celui de la forme circulaire.

C. Ailettes dentelées

Dans le cadre de l'amélioration de la performance thermique et dynamique des ailettes annulaires, plusieurs chercheurs se sont intéressés à la géométrie dentelée d'ailettes. Les tubes à ailettes segmentés montrent une turbulence plus élevée que ceux à ailettes lisses, parce que la couche limite doit être accumulée au niveau de chaque segment [42]. Donc cette nouvelle forme réduit significativement les pertes de charge et intensifie parallèlement le coefficient d'échange thermique aux surfaces de contact extérieures solide-fluide. L'efficacité des ailettes dentelées a été analysée théoriquement par Kenichi et al. [43], en utilisant un modèle analytique simplifié avec deux prétentions : coefficient d'échange thermique uniforme sur la surface d'ailettes et isolation thermique de l'extrémité de la section segmentée. En outre, une équation approximative qui permet de calculer l'efficacité d'ailette a été obtenue pour plusieurs géométrie d'ailettes avec une exactitude de $\pm 1.5\%$.

Ma et al. [44] et Hofmann et al. [42] ont étudié expérimentalement les caractéristiques de transfert thermique et de la chute de pression des faisceaux de tubes avec des ailettes dentelées. L'influence de diverses densités d'ailettes dentelées, de l'espacement transversal et longitudinal des tubes ont été présentées par Ma et al. [44]. L'effet de ces paramètres sur le nombre de Nusselt et le nombre d'Euler a été donné sous forme des corrélations prédictives. Dans un faisceau de trois rangées de tubes, Lemouedda et al. [45] ont effectué une étude numérique comparative des performances thermiques des différents types d'ailettes dentelées (figure 1.7). La première partie d'étude compare la performance thermique des tubes à ailettes avec et sans dentelures. La deuxième partie concerne l'effet du vrillage de la partie extérieure d'ailette sur la performance des tubes à ailettes dentelées.

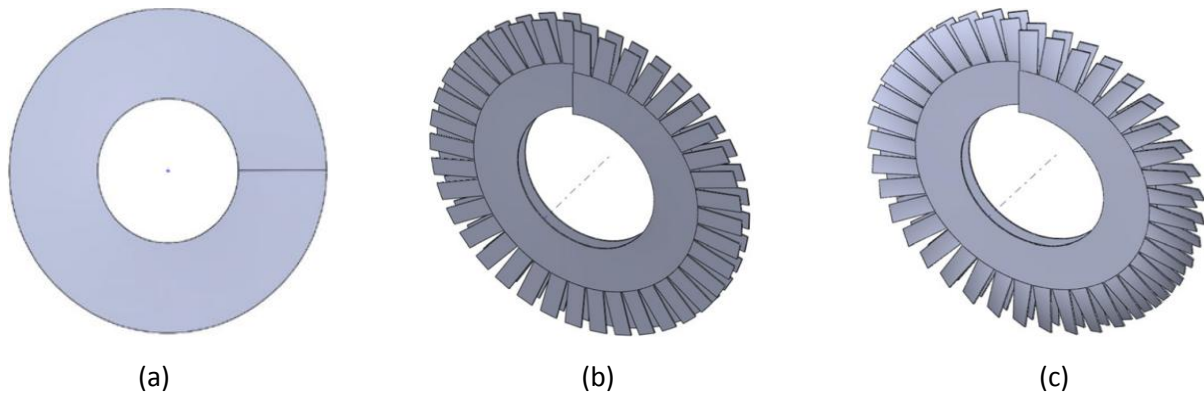


Figure 1.7 : Géométries d'ailettes: (a) ailette pleine (b) ailette dentelée sans vrillage (c) ailette dentelée avec vrillage [44].

1.2.2 Étude de l'effet des paramètres géométriques et d'écoulement

Dans l'étude d'un échangeur de chaleur on cherche à obtenir une puissance d'échange donnée, avec la plus faible surface d'échange et les moindres valeurs de pertes de charge possibles, autrement dit au meilleur coût d'investissement et d'exploitation. Des contraintes d'encombrement, de poids, de corrosion et de normalisation interviennent, ce qui fait que les paramètres dont on dispose sont généralement bien plus nombreux que les équations. L'étude complète d'un échangeur fait donc appel aux différentes disciplines (thermique, mécanique des fluides, technologie ...etc.).

D'autre part, la technique d'addition des ailettes à l'échangeur de chaleur présente un procédé très commun pour augmenter le coefficient de transfert de chaleur sur le côté gaz, qui peut être 10 à 100 fois plus petit que celui du côté liquide [15].

Plusieurs études trouvées dans la littérature montrent que les profils d'écoulement et les caractéristiques relatives de transfert de chaleur sont strictement liés et régis par la disposition et la forme d'ailettes et des tubes. En outre, il existe aussi plusieurs facteurs importants (figure 1.8) qui influencent le transfert de chaleur et la chute de pression dans un faisceau des tubes à ailettes et l'interaction entre ces facteurs crée un problème très compliqué.

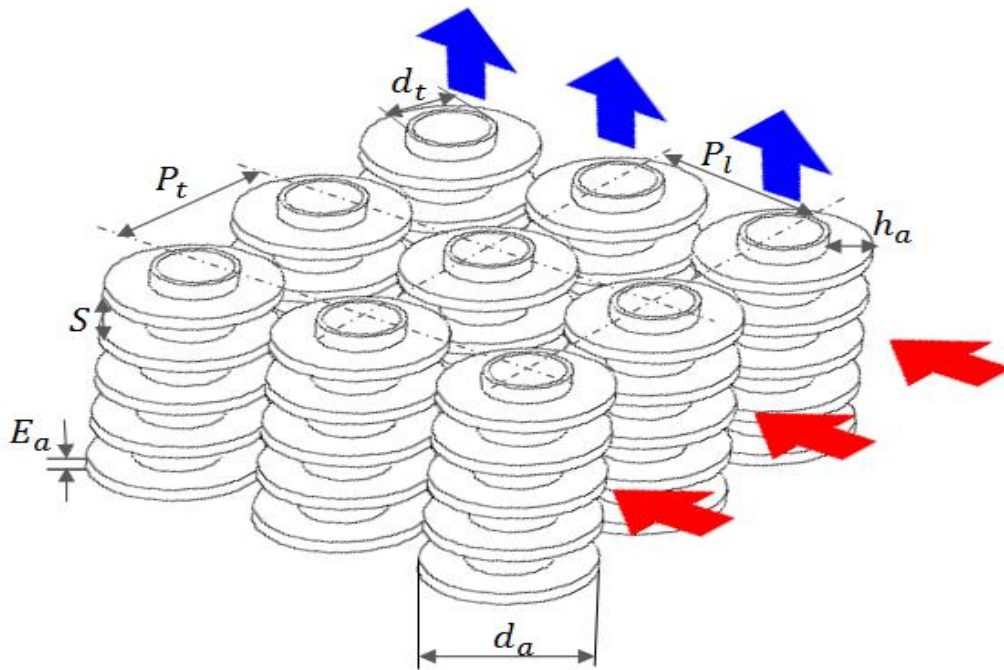


Figure 1.8 : Les paramètres définissant la géométrie d'un échangeur de tubes à ailettes annulaires circulaires.

1.2.2.1 Effet du nombre de rangées et de leur arrangement

La recherche d'un nombre optimum des rangées et de nouveaux types d'arrangement du faisceau des tubes à ailettes est l'une des directions importantes d'amélioration des performances thermiques et hydrodynamiques des échangeurs de chaleur. Les recherches ci-dessous ont traité cet axe d'optimisation des échangeurs thermiques.

Rich [46] (1975) ont effectué des tests expérimentaux sur quatorze modèles d'échangeur de chaleur, il ont trouvé que la chute de pression ne dépend pas du nombre de rangées des tubes.

Sparrow et Samie [47] ont réalisé des études expérimentales, dynamiques et thermiques, sur un échangeur avec une et deux rangées de tubes à ailettes annulaires. L'étude montre que le nombre de Nusselt pour une seule rangée augmente avec la diminution du pas transversal des tubes. Par exemple pour une diminution du rapporte (P_t/d_a) de 1,52 à 1,07, le Nusselt est augmenté de 35%, tandis que la chute de pression est augmentée par un facteur de trois. Pour deux rangées de tubes (en arrangement en ligne), le nombre de Nusselt de la deuxième rangée est généralement

supérieur à celui de la première rangée (jusqu'à 35%), mais cette augmentation est dépendante du pas longitudinal des tubes ainsi que du nombre de Reynolds.

Pour l'arrangement décalé des tubes, le nombre de Nusselt était plus grand que celui de l'arrangement en ligne et était également moins sensible au pas longitudinal des tubes. D'une autre part, la chute de pression globale pour deux rangées des tubes en arrangement quinconce était peu sensible au pas des tubes, avec des valeurs qui étaient environ deux fois celle correspondante à une seule rangée.

Jang et al. (1996) affirment aussi par une étude numérique en 3D, que le transfert thermique est indépendant du nombre de rangées de tubes, mais seulement si ce dernier est supérieur à quatre. Cependant, le coefficient de transfert thermique et le facteur de frottement pour l'arrangement quinconce sont respectivement (15-27%) et (20-25%) plus supérieur à celui de l'arrangement en ligne [48].

Pour un pas d'ailettes faible et sous un nombre de Reynolds aussi faible ($Re \leq 3000$), Wang et al. [49] indiquent que le coefficient d'échange thermique est diminué avec l'augmentation du nombre de rangées. Tandis que, cet effet devient négligeable pour des pas d'ailettes utiles.

Au moyen de la méthode thermo-vision infrarouge, Ay et al. [50] ont montré que le coefficient d'échange convectif moyen pour un faisceau de trois rangées de tubes en arrangement décalés est de 14-32% plus grand que celui de l'arrangement en ligne.

Xie et al. [15] (2008) réalisent une simulation numérique en trois dimensions basées sur l'algorithme SIMPLE en coordonnées cartésiennes, pour voir l'influence du nombre de rangées sur un transfert thermique laminaire. La figure ci-dessous donne la variation du nombre de Nusselt et le facteur de frottement en fonction du nombre de Reynolds et pour un nombre de rangées allant de 2 jusqu'à 7.

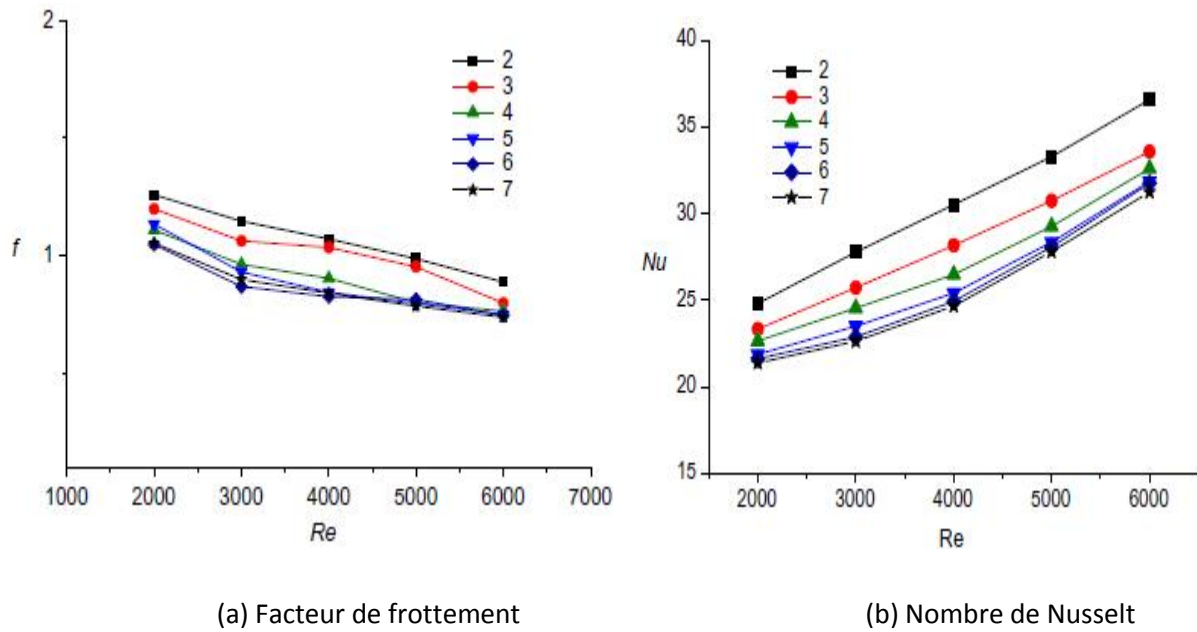


Figure 1.9 : Effet du nombre de Reynolds (Re) et du nombre de rangées sur le nombre de Nusselt (Nu) et le facteur de frottement [15].

Les auteurs ont remarqué, que les caractéristiques du transfert de chaleur et de la chute de pression sont indépendants du nombre de rangées quand ($N \geq 6$). Dans la même étude, les chercheurs comparent les isothermes pour ($N=2$ et $N=7$). Ils trouvent qu'un plus grand gradient de température existe autour des tubes pour ($N=2$) que pour ($N=7$), indiquant un plus grand flux thermique entre les tubes et le fluide extérieur.

Le faible gradient de température autour les trois dernières tubes pour ($N=7$) est dû principalement à la zone morte d'écoulement composée après chaque tube, ce qui réduit de façon non négligeable le taux de transfert thermique.

Pour trois rangées de tubes, Huang et al. [51] montrent expérimentalement que le coefficient de transfert thermique moyen en arrangement en quinconce des tubes est environ 8-13% plus grand que celui de l'arrangement en ligne.

Pis'mennyi [7] a montré que la distribution du coefficient d'échange thermique sur l'ailette annulaire est influencée par le type d'arrangement ainsi que l'espacement entre tubes. Cette influence est minimale lorsque le pas longitudinal relatif est grand et quand les tubes en aval sont placés au delà d'un sillage proche du vortex des tubes adjacents. Mais pour les deux arrangements des tubes, la transition de la première rangée jusqu'aux rangées

approfondies a menée à un changement remarquable de la structure d'écoulement et de la distribution du coefficient d'échange h , dû à une croissance du degré de turbulence quand le fluide s'écoule profondément dans le faisceau.

1.2.2.2 Effet de la forme des tubes

Pour minimiser la chute de pression d'un fluide qui s'écoule à travers un faisceau des tubes ailetés, il est important de voir et analyser l'effet de la forme et de l'ellipticité des tubes.

Dans cet axe, Jang et Yang [41] ont exécuté des essais expérimentaux et des simulations numériques en 3D sur deux formes de tubes d'un échangeur de chaleur : planes et circulaires. Ils trouvent que sous le même périmètre de tube, le coefficient de transfert de chaleur pour un tube plan est (35-50%) plus supérieur que la forme circulaire ; tandis que la chute de pression de la première forme est (25-30%) plus élevée que la forme circulaire.

En 1997, Rocha et al. [12], effectuent une étude numérique utilisant le schéma des différences finies en 2D pour comparer la performance thermique des deux configurations de tube (elliptique et circulaire), avec une et deux rangées de tubes. Les résultats présentés par la figure ci-dessous donnent la variation de l'efficacité d'ailette en fonction de l'ellipticité des tubes, nombre de Reynolds, nombre de rangées et du matériau qui compose l'ailette.

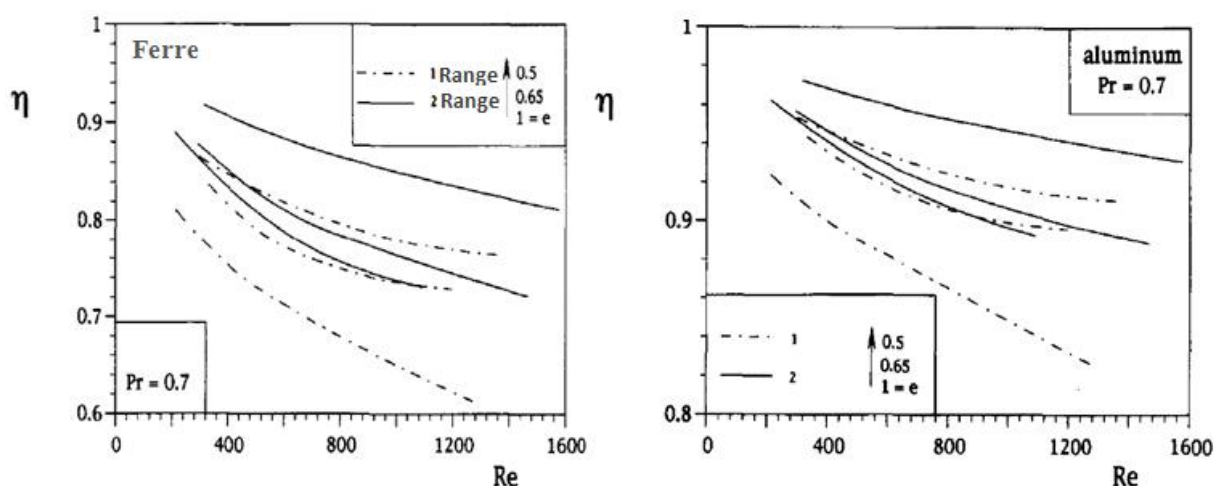


Figure 1.10 : Efficacité de l'ailette en fonction de l'ellipticité (e), du nombre de Reynolds (Re) et du nombre de rangées [12].

Il est bien clair, que la forme elliptique des tubes conduit à une augmentation importante de l'efficacité d'ailette. La valeur ($e = 0,5$), présente l'ellipticité optimale qui donne une efficacité maximale d'ailette pour une et deux rangées des tubes. L'étude montre aussi, qu'il y a un maximum de gain d'efficacité égal à 18% pour ($e = 0.5$) par apport à un tube circulaire.

Les résultats affirment aussi que le rendement de l'ailette pour deux rangées de tubes est supérieur à celui d'une seule rangée. Dans tout les cas, un échange de chaleur par l'aluminium est plus efficace que le fer, à cause de sa conductivité thermique supérieure.

Bordalo et Saboya [52] ont effectué des tests expérimentaux de la chute de pression pour les deux formes de tubes. L'étude a été réalisée pour une, deux et trois rangées de tubes. Avec leurs résultats, les auteurs concluent que la configuration elliptique du tube fonctionne beaucoup mieux que la forme circulaire.

Matos et al. [53] ont effectué une analyse numérique basée sur la méthode des éléments finis en 2D, afin d'obtenir (sous un volume fixe de faisceaux) la relation entre l'ellipticité et l'espacement entre les rangées des tubes. La figure (1.11) présente l'effet de l'ellipticité et du nombre de Reynolds sur le taux de transfert thermique global. La figure montre que le taux du transfert de chaleur augment d'une part avec la diminution de l'ellipticité des tubes et d'autre part avec l'augmentation du nombre de Reynolds. On peut remarquer aussi, que la valeur optimale du rapport ($P_t/2b$) (pas sans dimensions optimales entre les rangées des tubes) qu'il correspond à un maximum taux de transfert thermique est dépend de l'ellipticité et du nombre de Reynolds. Avec ces résultats, Matos et al., montrent que sous une valeur d'ellipticité $e = 0,65$ et un nombre de Reynolds $Re = 465$, on a une augmentation de 13% du transfert thermique. En parallèle, on a une réduction relative de 25% de perte de charge observée dans les études de la référence [52].

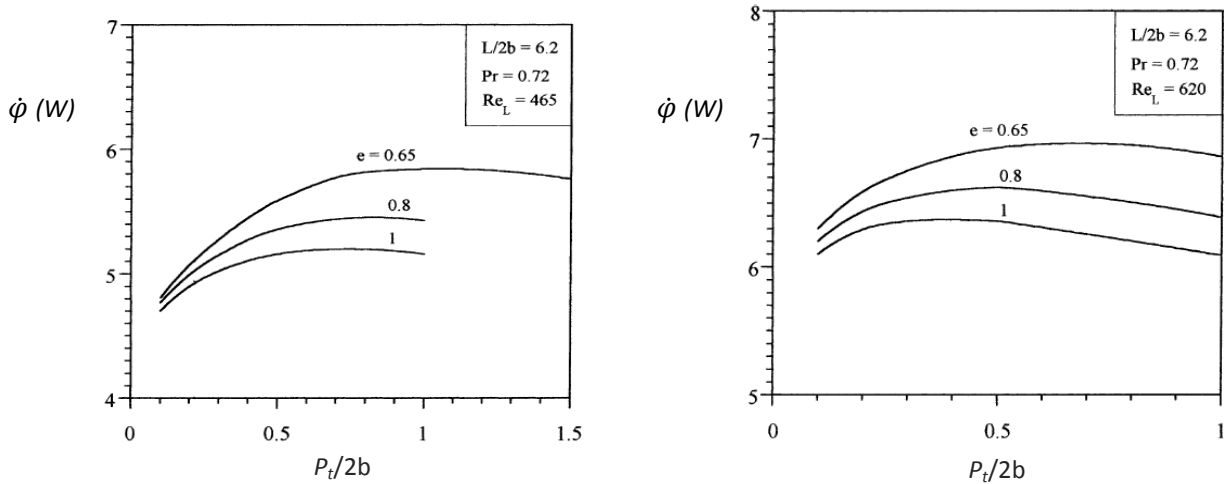


Figure 1.11 : Effet de l'ellipticité et du rapport ($S/2b$) sur le taux de transfert thermique pour ($Re = 465$ et 620) [53].

Erek et al. [54], effectuent une analyse numérique par l'utilisation du code de calcul Fluent 5.0 sur trois modèles d'échangeur de chaleur, avec une ellipticité prenant les valeurs : (0,4064; 0,7345; 1). En parallèle, une simulation numérique en 3D en combinaison avec une étude expérimentale a été effectuée par Matos et al. [55] pour montrer qu'un échangeur de chaleur de tubes à ailettes circulaires et elliptiques peut être optimisé sous un volume fixe. Les résultats trouvés montrent que la forme optimale elliptique donne un gain relatif de transfert thermique de plus de 19% par rapport à la forme circulaire des tubes. Le gain du transfert thermique pour la forme elliptique a été également associé à une réduction relative de la masse du matériau consommé de plus de 32% par rapport à la forme circulaire. Les résultats obtenus montrent aussi que quand on augmente l'ellipticité du tube on obtient une section de passage transversale plus large pour le fluide, donc la chaleur transférée à travers l'échangeur est importante. Egalement, l'ellipticité affecte positivement la chute de pression, du fait de sa meilleure forme aérodynamique que le profile circulaire.

Expérimentalement, Mainardes et al. [56] ont comparé le taux de transfert thermique donné par un faisceau des tubes elliptiques avec celui des tubes circulaires. Pour un pas constant des tubes, un gain de transfert de chaleur relative jusqu'à 20% ce trouve dans la forme elliptique des tubes par rapport aux formes circulaires.

D'après tout ce qui précède, on peut conclure que la géométrie elliptique des tubes est une configuration aérodynamique meilleure que la configuration circulaire. Donc, il est

raisonnable de s'attendre à une réduction des forces de résistance et une augmentation du transfert de chaleur en comparant la forme elliptique avec la forme conventionnel circulaire.

1.2.2.3 Effet du diamètre extérieur des tubes

Mirkovic [57] a étudié la variation du taux de transfert de chaleur et la chute de pression dans un faisceau à huit rangées en arrangement en quinconce. L'étude est réalisée pour deux diamètres des tubes (38,1mm) et (50,8 mm) où les pas transversaux et longitudinaux des tubes restent constants. L'étude a montré que l'augmentation du diamètre des tubes a généré une large zone de sillage derrière les tubes et a augmenté aussi la chute de pression. Mirkovic a constaté également que le nombre de Nusselt est augmenté pour des diamètres plus grands des tubes. Avec deux rangées de tubes à ailettes plaques planes, Torikoshi et al. [58] montrent qu'il n'y a pas un effet significatif du changement de diamètre des tubes sur le coefficient de transfert thermique moyen. Avec des petits diamètres des tubes, Wang et al. [49] ont montré expérimentalement que l'effet du diamètre des tubes sur la performance thermique et dynamique d'un échangeur de chaleur est très lié au pas d'ailettes. Cependant, la chute de pression pour $d_t = 10,23$ mm est 5-15% plus grande que celle de $d_t = 8,51$ mm.

Mon [59] a étudié l'effet du diamètre des tubes sur les caractéristiques dynamiques et thermiques d'un faisceau de quatre rangées ailettés pour un nombre de Reynolds ($8,6 \times 10^3 \leq Re \leq 4,3 \times 10^4$). Il trouve que pour les deux types d'arrangement des tubes et sous un rapport $\left(\frac{P_t}{d_a}\right)$ fixe, le coefficient du transfert thermique et les pertes de charges sont diminuées avec l'augmentation du diamètre des tubes, tandis que l'efficacité de l'ailette est augmentée.

Pour voir l'influence du diamètre extérieur du tube sur l'efficacité de l'échangeur de chaleur, Xie et al. [15] effectuent une analyse numérique sur un modèle d'échangeur avec trois rangées de tube à ailettes plaques planes. La figure (1.12), montre l'effet du diamètre de tube sur les caractéristiques de transfert thermique et de l'écoulement. Le diamètre de tube est varié de 16 à 20 millimètres. On peut voir que le nombre de Nusselt Nu et le facteur de frottement f augmentent avec l'augmentation du diamètre du tube. Cependant, le coefficient de transfert de chaleur h et la chute de pression sont diminués avec

l'augmentation du diamètre du tube. Cela est dû qu'on a gardé la même valeur du nombre de Reynolds ($Re = 3000$) qui est défini par :

$$Re = \rho V_{max} d_t / \mu \quad (1.16)$$

Où l'augmentation du diamètre de tube signifie une diminution de la vitesse du fluide, qui a comme conséquence la diminution du coefficient de transfert thermique et de la chute de pression aussi.

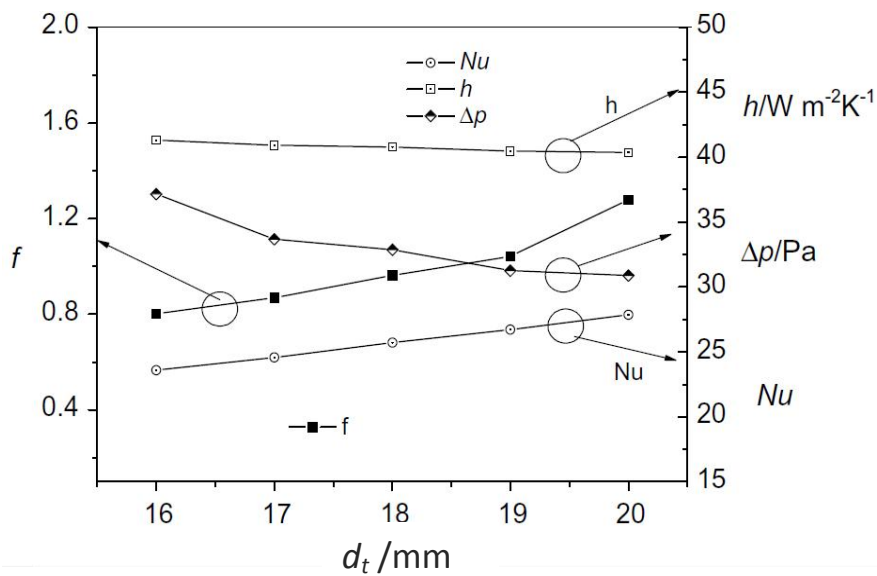


Figure 1.12 : Effet du diamètre des tubes sur le nombre de Nusselt, le facteur de frottement, le coefficient de transfert thermique et la chute de pression ($Re = 3000$) [15].

La figure ci-dessous donne les isothermes sur une position semblable pour $d_t = 20mm$ et $d_t = 16mm$.

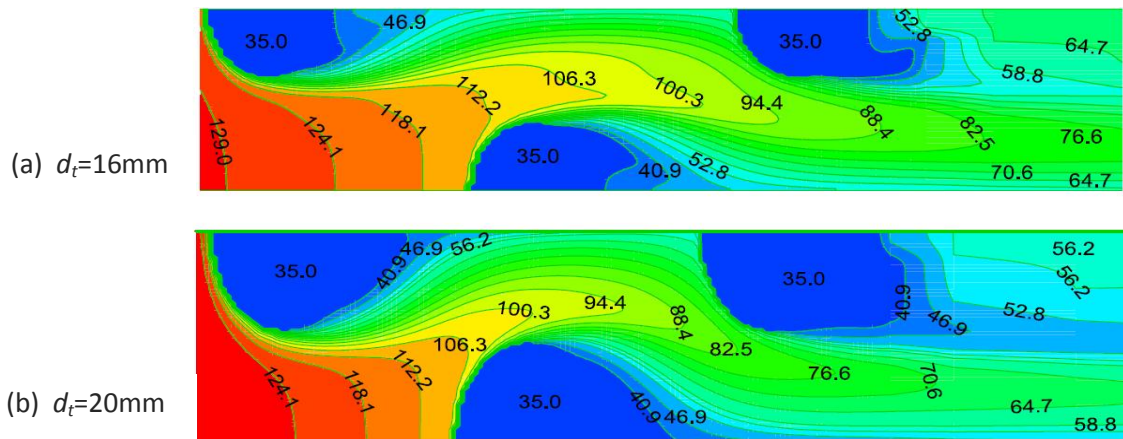


Figure 1.13 : Isothermes pour $d_t = 20$ et $16mm$ ($Re = 3000, N = 3$) [15].

La figure montre qu'il y a un gradient de température (suivant la direction d'écoulement) plus important autour des tubes en cas de $d_t = 20mm$ que quand $d_t = 16mm$, indiquant que sous un nombre de Reynolds fixe, le perfectionnement du transfert de chaleur peut être augmenté en augmentant le diamètre des tubes [15].

Pis'mennyi [16] réalisent un grand nombre d'investigations expérimentales pour voir le mécanisme physique de l'écoulement et leur influence sur le transfert thermique local dans un faisceau de tubes à ailettes annulaires verticales. La visualisation d'écoulement et des champs de pression a été présentée pour un intervalle du nombre de Reynolds ($10^4 \leq Re \leq 6,6 \times 10^4$). Pis'mennyi constatent que le comportement d'écoulement et la distribution des coefficients de transfert thermiques locaux sur l'ailette changent d'une manière significative quand le rapport, hauteur d'ailette sur le diamètre de tube, est proche approximativement à 0,4.

1.2.2.4 Effet du pas d'ailettes

Pour intensifier les échanges thermiques et la compacité d'un échangeur de chaleur, il est nécessaire et efficace d'utiliser les surfaces à ailettes sur le côté-gaz pour compenser la valeur faible du coefficient de transfert convectif [4]. Cependant, il est évident que la surface à ailettes peut être augmentée en augmentant la hauteur d'ailette ou le nombre d'ailettes par mètre [59]. Donc le choix d'un pas d'ailettes correct est très important dans la réalisation d'un échangeur bien compact. Pour cela, le concepteur devrait optimiser la hauteur, le pas ou le nombre d'ailettes sur une longueur fixe du tube.

Historiquement, il existe plusieurs travaux (expérimentaux et numériques), dont le but est de voir l'influence de l'espace entre les ailettes sur l'efficacité de l'échangeur de chaleur. Turaga, Lin et Fazio (1966), trouvent que le facteur de Colburn décroît avec le pas d'ailettes et proposent des corrélations en présence et en l'absence de condensation [60]. En 1973, Rich a étudié l'influence de l'espacement des ailettes sur le coefficient de transfert de chaleur à partir des résultats expérimentaux sur huit échangeurs à quatre rangées de tubes. Il a conclu que le coefficient de transfert est indépendant du pas d'ailettes, en parallèle, il corrèle le facteur de Colburn au nombre de Reynolds [61]. Par la suite, Mc Quiston (1978) a combiné ses propres résultats expérimentaux avec ceux trouvés par Rich. Il a montré que le

coefficient de transfert thermique croît avec le pas d'ailette. Il a établi aussi les corrélations larges connues du transfert de chaleur et de la chute de pression avec des déviations de $\pm 10\%$ et de $\pm 35\%$, respectivement [62, 63].

Pour différents pas d'ailettes, Chen et Ren [21] (1988), ont utilisé la technique de sublimation du naphthalène afin de montrer l'effet du rapport (S/d_t) sur le transfert thermique et les pertes de charges d'un faisceaux à deux rangées de tubes à ailettes planes. Les résultats trouvés montrent que pour des faibles valeurs du nombre de Reynolds ($Re \leq 7 \times 10^3$), le pas d'ailettes n'influe pas sur le coefficient de transfert thermique. Tandis que pour des valeurs importantes de Reynolds, l'augmentation du pas d'ailettes augmente significativement le transfert thermique jusqu'à la valeur ($S/d_t = 0,33$), puis il reste constant. Les résultats montrent aussi, que le facteur de frottement f augmente considérablement avec le pas d'ailettes quand $S/d_t < 0,193$ et diminue avec l'augmentation du Re. Pour expliquer ces résultats, Chen et Ren ont utilisé la technique de visualisation "fumée d'huile noir" afin de voir l'effet du pas d'ailettes sur la structure de l'écoulement. Ils ont trouvé que le faible pas d'ailettes est le responsable de la réduction des vortex et que la taille de ces vortex augmente avec l'augmentation du pas d'ailettes jusqu'à une valeur critique ($S/d_t = 0,336$), après elle n'a plus d'effet sur l'intensité des tourbillons.

Kayansayan (1994) a montré, en examinant dix configurations différentes d'échangeur à quatre rangées, que le coefficient de transfert thermique croît avec le pas d'ailettes [64].

Méndez et al. [65] utilisent un programme d'utilisation universel FIDAP, pour examiner l'effet du pas d'ailettes sur le comportement de fluide et leurs caractéristiques thermiques dans un échangeur de chaleur tube à ailettes planes. Ils montrent que la nature de l'écoulement change rapidement quand la distance entre les ailettes est augmentée. Les vortex sont produits en amont du tube, tandis que la région en aval est dominante par le sillage. Pour un faible pas d'ailette, le sillage est stable et l'écoulement est de type Hele-Shaw. Quand le pas d'ailettes augmente, une zone de séparation de fluide se forme derrière le tube et le sillage devient instable. L'écoulement du fluide influe directement sur le transfert de chaleur et la distribution de nombre de Nusselt. Le transfert de chaleur dans le sillage est légèrement augmenté une fois que la région de recyclage s'ouvre au bord arrière et le fluide est réentrée. Les chercheurs montrent aussi qu'il y a un optimum en ce qui

concerne le pas d'ailettes. S'il est très petit, la chute de pression est grande, s'il est très grand, il y a un faible taux de transfert de chaleur.

Mon et Gross (2003) ont effectué des simulations numériques en trois dimensions sur un modèle d'échangeur de chaleur, tubes à ailettes annulaire, avec quatre rangées de tubes [11]. La variation du coefficient de transfert thermique et de la chute de pression en fonction du : rapport pas d'ailettes sur leur hauteur, nombre de Reynolds et le type d'arrangement des tubes, sont présentés dans la figure suivante :

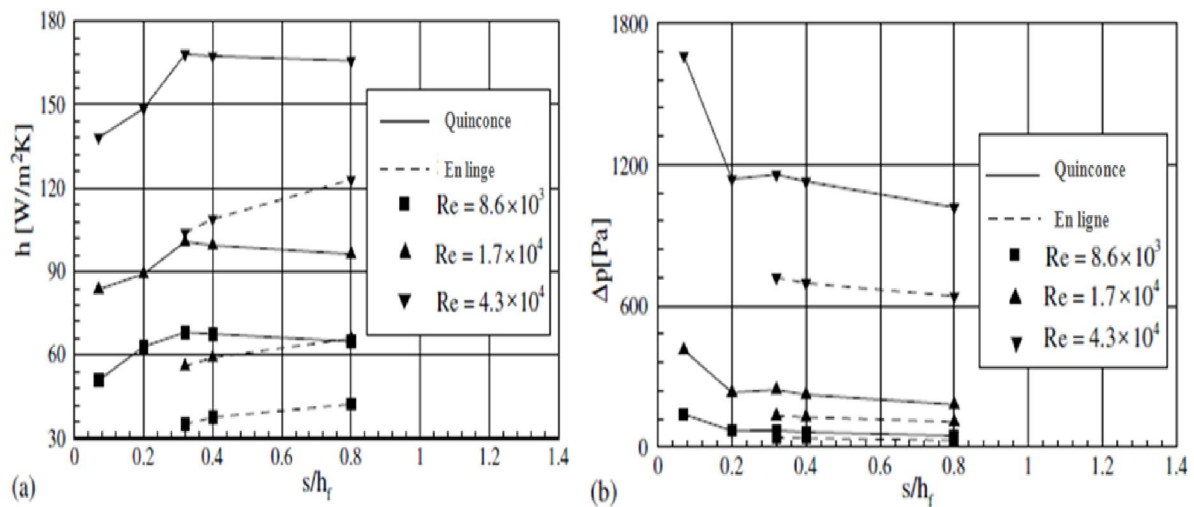


Figure 1.14 : Effet du rapport (S/h_f) sur ; (a) : le coefficient de transfert thermique (b) : la chute de pression; pour les deux types d'arrangement [11].

Dans le cas de l'arrangement en quinconce, on remarque que le coefficient de transfert thermique augmente jusqu'à la valeur ($S/h_f = 0,32$), puis il reste presque constant avec une certaine tendance à diminuer (environ 1,4%). Par contre, dans le cas de l'arrangement en ligne des tubes, le coefficient de transfert de chaleur est augmenté dans tous les cas considérés avec l'augmentation du rapport (S/h_f).

La partie (b) de la figure précédente montre que pour les deux types d'arrangement, la chute de pression diminue avec l'augmentation du rapport S/h_f où les interactions des couches limites entre les ailettes sont réduites et même aussi les pertes par frottement.

Chen et al. [66, 67] ont effectué une étude numérique pour résoudre le problème inverse de la conduction de chaleur basé sur la méthode des différences finies en

conjonction avec l'algorithme des moindres carrés. Les températures ont été mesurées en utilisant des thermocouples. Le coefficient de transfert thermique moyen \bar{h} et l'efficacité d'une ailette annulaire verticale (de forme carrée et circulaire) sont déterminés pour différentes vitesses d'écoulement et des pas d'ailettes. L'étude montre que le coefficient d'échange moyen augmente avec l'augmentation de la vitesse d'écoulement et du pas d'ailettes, tandis que, l'efficacité d'ailette est diminuée. D'une autre part, et pour une vitesse d'écoulement donnée, le rapport entre le coefficient d'échange moyen dans la région avant et arrière de l'ailette est égal à 10 fois pour l'ailette carrée est 7 fois pour l'ailette circulaire.

En 2008, Xie et al. [15] ont réalisé une investigation numérique en trois dimensions sur un modèle d'échangeur thermique avec trois rangées de tubes à ailettes planes continues et sous un nombre de Reynolds $Re = 3000$. Le pas d'ailettes varie de 1,5 à 4,5 mm.

L'effet du pas d'ailettes sur les caractéristiques de transfert de chaleur et de l'écoulement est présenté par la figure suivante :

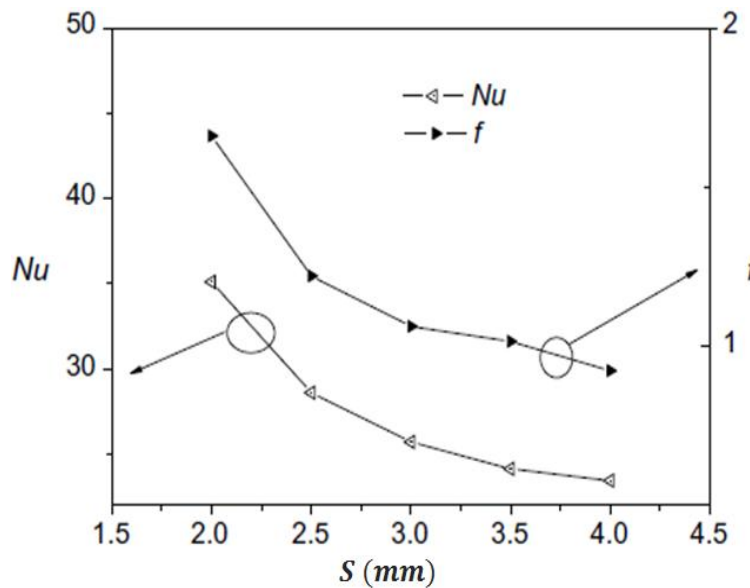


Figure 1.15 : Effet du pas d'ailettes sur le nombre de Nusselt et le facteur de frottement [15].

De la figure, on peut voir clairement qu'avec l'augmentation du pas d'ailettes, en parallèle, on a une diminution considérable du nombre de Nusselt et du facteur de frottement, c'est-à-dire, une augmentation de taux de transfert thermique et de la chute de pression avec la diminution du pas d'ailettes.

La diminution de l'espace entre les ailettes signifie la diminution de la largeur du tunnel de passage d'écoulement, ce qui conduit à un gradient de vitesse et de température plus élevé, et par conséquent, au transfert de chaleur et une chute de pression plus grande.

A l'opposé, Huang et al. [51] (en 2009) ont montré expérimentalement que pour les deux types d'arrangements des tubes, le coefficient d'échange convectif moyen augmente significativement avec l'augmentation du pas d'ailettes ainsi que de la vitesse d'écoulement.

En 2012, Chen et Lai [68] ont utilisé le schéma numérique inverse en combinaison avec les mesures expérimentales des températures pour étudier l'effet du pas d'ailettes sur le coefficient de transfert thermique moyen. La vitesse d'écoulement est variée entre (0,5 et 1,5 m/s). L'étude est réalisée sur un faisceau avec deux rangées de tubes (en arrangement en quinconce) à ailettes plaques planes, continues, en position verticale. Les résultats trouvés montrent que le coefficient d'échange thermique augmente avec l'augmentation du pas d'ailettes et de la vitesse d'écoulement jusqu'au pas optimum d'ailettes ($S = 15$ mm), où il reste par la suite constant.

Récemment, Bilirgen et al. [69] (en 2013) ont constaté que l'effet du pas d'ailette est dépendant de leur hauteur. Ils ont trouvé qu'aux grandes hauteurs d'ailette, il y a un effet faible du pas d'ailette sur le coefficient de transfert thermique, mais un effet remarquable sur les pertes de charges. Les auteurs affirment après que le transfert thermique et les pertes de charges restent constantes quand le rapport du pas d'ailette sur sa hauteur (S/h_f) est supérieur à 1,5.

1.2.2.5 Effet du nombre de Reynolds

L'un des facteurs qui influent sur la performance du transfert de chaleur dans les tubes à ailettes est le développement de la couche limite où sa forme varie selon la vitesse d'écoulement, la géométrie du corps solide ainsi que de la nature du fluide concéderai. Le nombre adimensionnel de Reynolds résume l'effet de ces paramètres.

Pour analyser l'effet du pas d'ailettes et du nombre de Reynolds sur la structure des tourbillons, Nacer-bey [70, 71] a utilisé la Vélocimétrie par image de Particules (PIV) en combinaison avec le simulateur numérique Fluent. Les résultats trouvés montrent que

l'augmentation du nombre de Reynolds entraîne une augmentation des pics de vorticité des tourbillons principaux HV_i . Ainsi, cette augmentation influe très légèrement sur le nombre et les pointes de formation de ces tourbillons (figure 1.16).

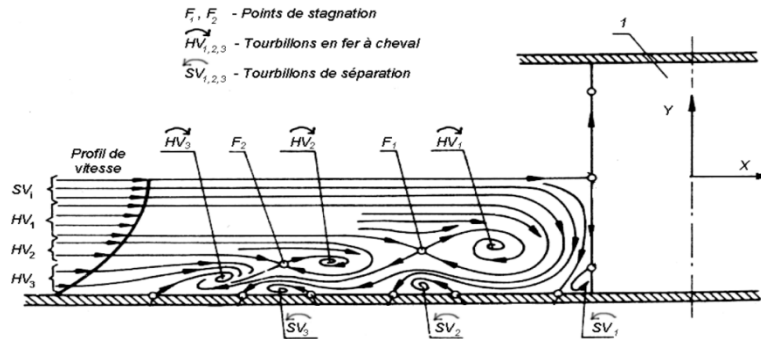


Figure 1.16 : Localisation des pointes singulières des structures tourbillonnaires en amont d'un tube [4].

Dans les faisceaux des tubes à ailettes circulaires, comme dans notre cas, des études [11, 69] ont montré que le transfert de chaleur et la chute de pression sont augmentés avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Cependant, les résultats trouvés par Bilirgen et al. [69] suggèrent qu'il serait meilleur de concevoir un échangeur qui fonctionne dans la gamme inférieure des nombres de Reynolds montrés. L'étude montre que pour les nombres de Reynolds plus élevés que 40.000, les augmentations du transfert de chaleur deviennent moins significatives; tandis que la chute de pression commence à s'accentuer plus rapidement.

1.2.3 Méthodes de détermination du coefficient d'échange thermique

Dans l'axe d'économie d'énergie, il est important de construire des surfaces avec un taux de transfert thermique élevé. Pour atteindre ce but, l'évaluation des coefficients de transfert convectif locaux sur la surface d'ailettes devient importante pour construire un échangeur de chaleur à une performance élevée.

Malheureusement, dans un faisceau des tube à ailettes, il est très difficile d'évaluer le coefficient de transfert de chaleur convectif que d'autres quantités dynamique ou thermique à cause de l'existence d'un écoulement turbulent compressible et d'un problème de transfert thermique conjugué [72].

Dans la littérature, les travaux réalisés sur l'estimation du coefficient d'échange convectif à l'extérieur des surfaces solides, peuvent être divisés en deux groupes:

- Le premier groupe où l'estimation est complètement basée sur des essais expérimentaux sans avoir recours aux méthodes numériques.
- Le deuxième groupe où l'estimation est réalisée au moyen des approches numériques.

1.2.3.1 Méthodes expérimentales

Pour un faisceau de tubes à ailettes annulaires circulaires, les travaux réalisés par Neal et Hitchcock [73] ont été parmi les premiers travaux expérimentaux à étudier le transfert de chaleur sur ce type d'échangeur. Ils ont utilisé la sonde à fil chaud et un tube pneumatique pour donner la distribution de la vitesse et le degré de la turbulence suivant l'axe longitudinal de l'écoulement en fonction de la coordonnée angulaire ω et de la distance de la base d'ailette. Les températures et les flux de chaleur locaux ont été mesurés sur les surfaces d'ailettes afin de calculer les coefficients de transfert convectifs.

Les expériences de transfert de masse ont été exécutées en employant la technique de sublimation du naphthalène. Cette technique est l'exécution la plus commune de la méthode de transfert de masse pour mesurer les coefficients de transfert de chaleur locaux. Les références [20, 21, 74-77] utilisent cette méthode de mesure afin de déterminer le comportement d'écoulement et du transfert thermique dans les échangeurs de chaleur. Saboya et Sparrow [74] ont montré que l'analogie entre le transfert de chaleur et de masse est une approche fiable non seulement pour obtenir les coefficients de transfert globaux, mais également les coefficients de transfert locaux sur la surface d'ailette. Hu et Jacobi [76] ont effectué une recherche détaillée aux conditions d'écoulement et le comportement local du transfert thermique sur un échangeur de chaleur avec une seule rangée de tubes à ailettes circulaires. Ils ont établi l'efficacité d'ailette par l'acceptation d'un coefficient de transfert convectif non constant sur les surfaces d'ailettes. Pour mesurer le coefficient de transfert de masse convectif local autour d'un tube circulaire menu d'ailettes annulaires, Sung et al. [77] ont utilisé également la méthode de sublimation du naphthalène. L'étude

montre aussi l'effet du rapport de pas d'ailettes à sa hauteur sur le taux de transfert de masse local.

Les coefficients de transfert de chaleur locaux sur la surface externe d'un faisceau de tubes en arrangement en quinconce ont été visualisés et déterminés à partir des mesures de transfert de masse par Li et Kottke [78]. Les expériences de transfert de masse ont été effectuées au moyen d'une technique basée sur l'absorption et l'intensité de la couleur du dioxyde de magnésium. Ces coefficients sont transformés aux coefficients de transfert de chaleur en utilisant l'analogie entre le transfert de chaleur et de masse.

Récemment, une autre méthode expérimentale a été utilisée par les chercheurs, c'est celle de la thermographie infrarouge. Cette technique nous permet d'avoir plus de détails et de précision que les techniques classiques sur la distribution du champ thermique sur l'ailette. Dans la nature qui nous entoure, chaque objet émet l'énergie par le rayon électromagnétique. Le rayonnement thermique est le rayon électromagnétique émis par un corps, avec l'exclusion de toute autre forme d'excitation. Un corps rayonne principalement dans le domaine infrarouge, si sa température est inférieure à 500 °C. La détermination de la température d'un corps est réalisée par la radiométrie, en mesurant l'intensité du rayon infrarouge émis dans un domaine spectral [79]. Avec ce principe de mesure, la technique de la thermographie ne produit aucune perturbation dans le transfert de chaleur entre l'objet étudié et son atmosphère, parce qu'elle mesure directement l'énergie rayonnée par la surface de l'objet. La technique de thermo-vision infrarouge a été utilisée par Ay et al. [50] pour visualiser et évaluer quantitativement la distribution globale de la température au-dessus de la surface d'ailette d'un faisceau à trois rangées de tubes. La différentiation de la fonction de température est dérivée pour déterminer les coefficients de transfert convectif locaux sur l'ailette examinée. Les résultats prouvent que la thermographie infrarouge est capable de détecter rapidement l'emplacement et l'ampleur des régions de transition et de séparation de la couche limite au-dessus de la surface du modèle testé.

D'une manière similaire, Bougriou et al. [79] ont établi une analyse indirecte du transfert de chaleur sur des ailettes annulaires circulaires. Cette étude est basée sur la détermination expérimentale des contours de température sur les surfaces solides de l'échangeur de chaleur au moyen de la technique de thermographie.

Murray et al. [80], Uzol et al. [81] et Critoph et al. [82] ont utilisé la technique de la thermographie du cristal liquide pour déterminer la distribution du coefficient d'échange convectif local sur les surfaces extérieures des tubes à ailettes. La méthode utilise une source lumineuse uniforme puissante pour chauffer la surface directement par absorption. Les cristaux liquides sont sur un substrat noir et la densité de flux absorbée est calculée à partir de la transmissivité spécifique mesurée en verre supérieur et du rayonnement incident.

1.2.3.2 Méthodes numériques

Il faut noter que la plupart des études expérimentales emploient la corrélation d'efficacité d'ailettes de Schmidt pour séparer l'efficacité d'ailettes et le coefficient de transfert de chaleur. Cependant, on sait que la corrélation de Schmidt convient tout à fait bien aux conceptions continues d'ailettes. Les méthodes numériques offrent la possibilité de déterminer le coefficient du transfert de chaleur et l'efficacité d'ailettes directement et quelque soit la géométrie d'ailettes et la nature d'écoulement. Ce qui a conduit récemment les chercheurs à choisir ces méthodes de calculs.

La méthode des différences finies en conjonction avec le schéma des moindres carrés a été utilisée par Chen et al. [66, 67, 83, 84] pour prédire le coefficient moyen de transfert de chaleur et l'efficacité d'une ailette annulaire. La distribution de la température sur la surface d'ailette est déterminée expérimentalement. L'ailette est en forme circulaire et carrée avec une position verticale. L'étude est réalisée pour diverses vitesses d'air et espacement d'ailettes sous la convection libre et forcé.

Yousefi et al. [85] ont appliqué la méthode d'algorithme génétique « GA » avec la méthode d'optimisation d'essaim de particules « PSO » pour optimiser le transfert de chaleur globale et la chute de pression dans un échangeur de chaleur à ailettes plaques plane. La méthode est simple et peut être facilement mise en application dans les applications technologiques. D'ailleurs, la combinaison de deux algorithmes différents augmente la diversité des solutions.

Le code de calcul de la dynamique des fluides « CFD » a été utilisé par Li et al. [86] afin d'établir un modèle numérique des tunnels à ailettes de perforation triangulaires. Les

références [11, 54, 69, 87] utilisent le code de calcul « Fluent » afin d'estimer les performances thermiques et dynamiques d'un échangeur de chaleur. Les équations de la dynamique des fluides et de transfert de chaleur sont résolues au moyen de la méthode des volumes finies. La différence entre les débits massiques d'entrée et de sortie de l'enthalpie, quand ils sont déterminés à l'aide de Fluent, permet de calculer le débit de la quantité de chaleur transférée par l'échangeur suivant l'équation ci-dessous:

$$Q = \dot{H}_{sort} - \dot{H}_{ent} \quad (1.17)$$

Le coefficient de transfert de chaleur \bar{h} est évalué en utilisant l'équation (1.18), où S_t est la surface des tubes sans ailettes, S_a est la surface d'ailettes et η_a est leur efficacité.

$$\bar{h} = \frac{\dot{Q}}{(S_t + \eta_a S_a) \Delta T_{LM}} \quad (1.18)$$

La différence de température logarithmique moyenne (ΔT_{LM}) concernant le fluide entourant les surfaces solides des tubes à ailettes est donnée par:

$$\Delta T_{LM} = \frac{T_{ent} - T_{sort}}{\ln \frac{T_{ent} - T_p}{T_{sort} - T_p}} \quad (1.19)$$

La température d'entrée et de la paroi du tube sont données généralement comme condition au limite, tandis que la température de sortie est déterminée par « Fluent ». La procédure de détermination de l'efficacité d'ailette est expliquée en détail dans les références [59, 69].

Pour simuler l'écoulement tridimensionnel et transitoire à travers un faisceau de trois rangées de tubes à ailettes dentelées, Lemouedda et al. [45] ont utilisé le code de CFD "STAR-CCM+(V.4)". Ce code est basé aussi sur la discrétisation des équations qui gouvernent le problème par la méthode des volumes finies. La résolution directe d'un problème de conduction de chaleur consiste à déterminer les champs de température et de flux thermique au sein d'un système dont la géométrie, les propriétés thermo-physiques et les conditions initiales et aux limites sont bien connues. Au contraire, un certain nombre de chercheurs ont résolu inversement les problèmes de conduction de chaleur. Dans cette nouvelle méthode de calcul, la détermination d'une ou de plusieurs grandeurs définissant le système est réalisée par la connaissance des mesures de températures à différents instants

et en différents points du domaine [88]. Huang et al. [51, 72, 89] ont présenté des simulations numériques en 3D pour résoudre le problème inverse des conditions aux frontières. Ils appliquent la méthode de plus forte pente SDM (steepest descent method) et un code de calcul universel CFX4.4 pour estimer les coefficients de transfert convectif locaux dans un échangeur de chaleur de tubes à ailettes planes. Dans leurs études, ils ont examiné les arrangements en ligne et en quinconce et avec le régime stationnaire et transitoire d'écoulement. La distribution des températures sur les surfaces d'ailettes a été prise expérimentalement par la thermographie infrarouge.

Plus récemment, des auteurs [68, 90, 91] ont utilisé la méthode inverse afin de déterminer la distribution du coefficient d'échange thermique local sur la surface d'ailette. Benmachiche et al. [90] a appliqué la méthode des gradients conjugués, qui est basée sur un algorithme inverse, pour estimer le coefficient d'échange thermique au-dessus d'une ailette située dans un faisceau de tubes en arrangement aligné et décalé. Cette étude a considéré un intervalle utile des nombres de Reynolds et pour trois positions différentes du tube.

D'après de ce que l'on vient d'exposer, nous pouvons conclure que la solution du problème de la réduction du matériel de construction et les dépenses énergétiques pour la production et l'usage des appareils d'échange thermique est largement associée à l'amélioration de ces méthodes.

Pour notre étude, nous avons sélectionné comme approche numérique, le code de calcul commercial numérique « Fluent » afin de résoudre le problème conducto-convectif concernant notre échangeur. L'avantage de cet outil de calcul est sa simplicité et le fait qu'il nous permet aussi de déterminer tout les paramètres dynamiques et thermiques qui caractérisent notre problème avec la précision désirée. Pour montrer la fiabilité et l'exactitude de notre simulation numérique, nous avons effectué, en parallèle, des essais expérimentaux à travers le tunnel aérodynamique « Eiffel HM170 ». Ces tests expérimentaux nous ont permis de déterminer le taux de transfert thermique, le coefficient d'échange moyen et la chute de pression dans quatre modèles d'échangeur de chaleur.

1.2.4 Interaction entre l'écoulement et le transfert de chaleur

Dans la conception de tel échangeur de chaleur, il est nécessaire de tenir en compte les interactions entre le transfert de chaleur local et la distribution de l'écoulement à travers les ailettes avec un courant croisé. Le comportement du transfert de chaleur dans les faisceaux de tubes à ailettes transversales est principalement déterminé par sa nature tridimensionnelle d'écoulements secondaires séparés, qui se développent dans la région de contact ailette-tube. L'interaction de ces écoulements séparés avec les couches de cisaillement résultent le développement des structures tridimensionnelles complexes des vortex en fer à cheval autour du tube (figure 1.17) [7, 77].

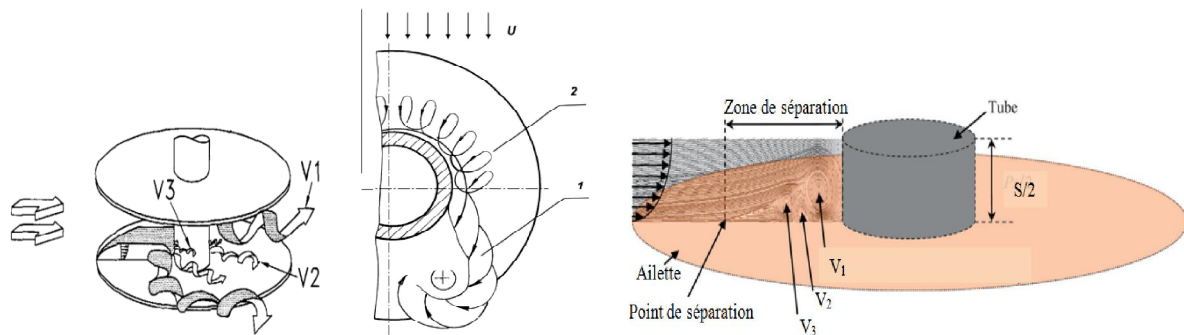


Figure 1.17 : Schémas de la structure d'écoulement autour d'un tube à ailettes annulaires: 1 - écoulements séparés secondaires ; 2 - tresse de vortex ; V1, V2 et V3: petites vortex [7, 77, 92].

Žukauskas [93] a également mentionné que l'écoulement à travers un faisceau de tubes a été rapporté pour avoir trois régions circulaires : écoulements laminaires, turbulents et séparés.

Quand la distance d'espace entre deux ailettes annulaires est relativement grande, on peut assumer que la configuration d'écoulement autour du cylindre circulaire est bidimensionnelle, au moins dans la région centrale. Cependant, quand le pas d'ailettes devient étroit, la configuration d'écoulement entre les ailettes annulaires est entièrement tridimensionnelle [94].

D'un arrangement à un autre et d'une rangée à une autre, la forme et la taille des vortex, l'épaisseur de la couche limite et le sillage sur la partie arrière d'ailettes changent [73, 95]. Typiquement, le mode d'écoulement doit être traité comme un problème

dépendant de la température, car les variables d'écoulement dépendent directement de la température de l'air. D'une autre part, la turbulence de l'écoulement à l'entrée du domaine joue un rôle très important sur le degré de transfert thermique de l'échangeur. Pour cette raison, un dessin parfait de tel échangeur (taux de transfert thermique élevé avec une faible perte de charge), nécessite un bon choix des conditions d'entrée d'écoulement et des paramètres géométriques [59].

Skrinska et al. [96] ont montré expérimentalement que le coefficient de transfert thermique est distribué d'une façon non uniforme sur la surface circulaire de l'ailette. Il est maximal à l'extrémité d'ailette et faible en sa base où l'épaisseur de la couche limite est importante. Ils notent également que le coefficient d'échange ne dépend pas du pas d'ailette, mais de la coordonnée angulaire ω où il est maximal dans l'intervalle angulaire: $70^\circ \leq \omega \leq 90^\circ$ à partir du point d'arrêt avant le tube.

Expérimentalement, Khavin [97] a montré que la degré de turbulence d'écoulement à l'entrée d'un faisceau influence l'intensité de transfert thermique, mais seulement sur les tubes de la première rangée. Cependant, Saboya et Sparrow [75] montrent expérimentalement que les différents mécanismes de transfert thermique se sont avérés opératifs sur les parties d'ailette qui sont respectivement liés aux premières et deuxièmes rangées des tubes. Pour la partie liée à la première rangée, les deux facteurs qui ont fourni un taux plus haut du transfert de masse étaient la couche limite sur la partie avant de l'ailette et un système de vortex qui se développe devant les tubes. Pour la partie d'ailette liée à la deuxième rangée, il n'y a aucun régime de couche limite et c'est seulement le système de vortex qui est responsable du taux de transfert élevé. À des nombres de Reynolds plus élevés, l'influence du système de vortex on deuxième rangée est suffisante pour causer une égalité proche dans les capacités de transfert entre les ailettes de la première rangée et celles de la deuxième rangée.

Dans quelques travaux [98, 99], la spécificité de l'hydrodynamique dans un faisceau des tubes à ailettes a été étudiée en mesurant le champ de la pression statique. Dans ce cas, la pression a été mesurée à la zone d'ailettes près de sa base. L'intensité de transfert thermique a été trouvée très faible dans la zone de sillage d'arrière les tubes, donc la partie

arrière d'ailettes est "non active" et pour cette raison jusqu'à 25% de la surface d'ailette peut être enlevée sans diminuer la chaleur totale transférée.

Dejong et Jacobi [20] ont utilisé la technique de sublimation du naphthalène pour explorer le comportement convectif dans un faisceau de tubes plans ailettés. Des essais expérimentaux de visualisation d'écoulement ont été entrepris utilisant l'injection d'encre dans un tunnel hydrodynamique conventionnel. Ils déterminent la nature du champ d'écoulement (couche limite, vortex et sillage) autour de chaque rangée et de l'effet de ces structures sur le transfert thermique.

Pis'mennyi [16] a montré que la configuration d'écoulement proposée dans l'espace entre ailettes suppose une diminution de l'intensité d'écoulement autour de la base d'ailette et de la paroi de tube tant que sa profondeur relative ($(h_a/(S - E_a))$) est augmentée. Cette configuration est due au développement d'une couche limite plus épaisse dans la région entre ailettes, par conséquent, une diminution de l'intensité de transfert de chaleur.

Au contraire, les études [73, 100, 101] ont montré que l'intensité maximale du coefficient de transfert thermique local se trouve à la base d'ailettes. Les auteurs ont utilisé les capteurs de chaleur dans des conditions de fonctionnement appropriées. Dans la référence [73], les plus grandes valeurs du coefficient d'échange h proche de la base d'ailette sont associées à la croissance de la turbulence d'écoulement autour des tubes à ailettes, tandis que dans les références [100, 101], elle est due au resserrement et accélération d'écoulement pendant qu'il s'approche de la section médiane du tube. Lalot et al. [102] ont présenté l'effet de l'irrégularité d'écoulement sur la performance des échangeurs de chaleur, basée sur l'étude de la mauvaise distribution d'écoulement dans un réchauffeur électrique expérimental. Ils montrent que la mauvaise distribution du fluide dans un échangeur de chaleur avec un écoulement transversal peut mener à une perte d'efficacité plus de 25%.

Pis'mennyi [16] a indiqué que les études précédentes des mécanismes dynamiques et thermiques sur les surfaces transversales d'ailettes sont très maigres et leurs résultats ne permettent pas de former un modèle adéquat unique d'écoulement et de transfert de chaleur. Aussi, les données disponibles sur le transfert de chaleur local sur l'ailette sont

contradictoires sous les mêmes conditions de fonctionnement ; dans certains cas l'intensité de transfert thermique est maximum proche de la base d'ailette, tandis que dans d'autres cas est à près de son sommet.

Pis'mennyi [16] justifie ces contradictions concernant les régularités locales de transfert de chaleur par les erreurs des méthodes expérimentales utilisées, par l'absence d'une justification hydrodynamique suffisante des résultats obtenus et par l'absence des expériences de transfert de chaleur qui ont été suivies de l'étude des régularités de l'écoulement autour des tubes à ailettes. Pour ces raisons, Pis'mennyi a utilisé une méthode simple en combinaison avec les mesures des champs de pression statique sur les surfaces d'ailettes. La détermination des champs de la pression statique a été faite par un système de trous sélectifs de pression avec 0.5 millimètre de diamètre, distribués uniformément sur les ailettes considérées. La visualisation d'écoulement a été effectuée avec la technique "suspension de la suie du kérosène" et l'investigation du transfert thermique local a été réalisée par des sondes de mesure du flux thermique. Au moyen des résultats d'écoulement et de coefficient de transfert thermique trouvés sur la surface d'ailette, Pis'mennyi généralisé ces résultats sous forme d'un modèle physique (voir la figure ci-dessous). Selon ce modèle, il y'a au moins sept régions caractéristiques en états d'écoulement et d'intensité de l'échange de chaleur sur la surface d'ailette :

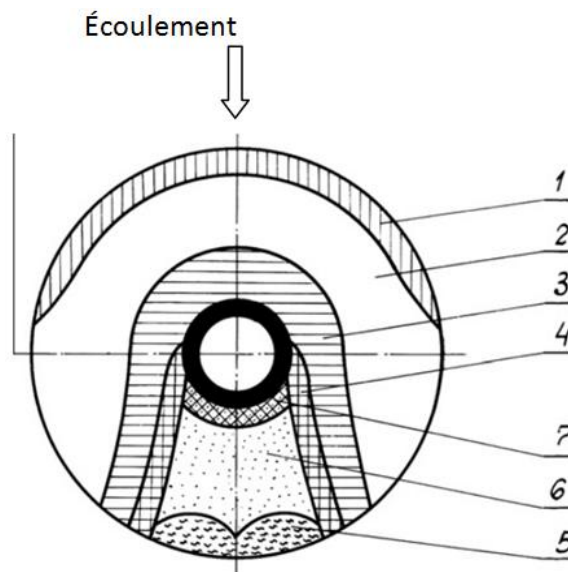


Figure 1.18 : Représentation schématique des régions particulières sur la surface d'ailette: 1-7 nombre de régions [16].

- 1. Région de séparation et d'attachement d'écoulement derrière le bord d'attaque :**
Cette région est caractérisée par des valeurs élevées des coefficients de transfert de chaleur par rapport à la surface moyenne d'ailette. La présence et la taille de cette région dépendent fortement de la forme du bord d'ailette, son épaisseur, un rapport h_a/d_t relativement grand, aussi bien que de l'angle d'attaque de l'écoulement entrant.
- 2. Région d'écoulement non séparé autour de l'ailette:** Ici le déplacement d'écoulement dans l'espace entre ailettes est associé avec l'augmentation de l'épaisseur de la couche limite. L'intensité du transfert de chaleur diffère légèrement de la surface moyenne 1. Les tailles relatives de cette région sont dictées par ceux de la région 1 et 3. Pis'mennyi indique que les deux régions (1) et (2) n'ont pas été observées quand ($h_a/d_t \leq 0.4$).
- 3. Région de circulation secondaire intense d'écoulement:** Dans le cas général, cette région occupe une certaine partie du demi-cercle avant l'ailette adjacente du cylindre, où des écoulements secondaires sont directement produits, et deux secteurs symétriques en aval du tube jusqu'au bord arrière d'ailette. Une grande partie de cette région est compatible avec les valeurs élevées du coefficient h . La configuration et la position de cette région à travers la taille d'ailette sont déterminées par le paramètre h_a/d_t , le nombre de Reynolds, ainsi que le pas longitudinal et transversal des tubes.
- 4. Zones intenses de la perturbation 3D:** Elles sont provoquées par la séparation des couches limites du cylindre à ailettes et sont influencées par les écoulements de circulation de la région 3. Elles occupent des secteurs étroits à la frontière du sillage derrière le cylindre et elles sont caractérisées par un taux élevé du transfert de chaleur.
- 5. Région des vortex à grande échelle:** Cette région occupe un certain secteur du bord arrière d'ailette. Elle est caractérisée par un écoulement complexe de vortex 3D et un éparpillement large des valeurs des coefficients d'échanges thermique. Les tailles de cette région sont définies par le degré de la turbulence d'écoulement autour

d'ailette, le nombre de Reynolds comme par les caractéristiques du placement des tubes.

6. **Région de faible recyclage d'écoulement** : Cette région est située entre les frontières de la région 4 et la paroi du tube à ailette. Les tailles de cette région sont liées à ceux de la région 5, mais quand ce dernier est augmenté, la région de faible recyclage d'écoulement est réduite. Cette région est caractérisée par la plus basse intensité de transfert de chaleur sur l'ailette. À la turbulence élevée d'écoulement et aux grands nombres de Reynolds, les vortex à grande échelle viennent près du tube à ailettes, qui fait disparaître la région 6.
7. **Région de la circulation d'écoulement secondaire 3D semblable dans sa nature aux écoulements secondaires de la région 3**: Cette région occupe un espace étroit de la zone arrière adjacente de la surface du tube. L'intensité du transfert de chaleur dans cette région peut varier sur un grand intervalle et dépend principalement de la taille d'ailettes (h_a/d_t).

1.2.5 Corrélations

Avant de décrire les corrélations les plus importantes du transfert thermique et de la dynamique de l'écoulement dans les faisceaux des tubes lisses et à ailettes, on donne ici les notions physiques et mathématiques des nombres adimensionnels desquels dépendent le flux de chaleur et les pertes de charge.

- Nombre de Reynolds:

Ce groupement sans dimension qui caractérise, dans un écoulement, le rapport des forces d'inertie aux forces de viscosité. Le nombre de Reynolds est un paramètre clé contrôlant la stabilité des écoulements. Sa valeur fixe le type de régime d'écoulement rencontré (laminaire ou turbulent).

Dans la référence [15], le nombre de Reynolds pour un faisceau des tubes à ailettes plaques planes continues est défini par:

$$Re = \frac{V_{fr} \cdot D_c}{\vartheta} \quad (1.20)$$

Où, $D_c = d_t + 2E_a$ est le diamètre extérieur du collier d'ailette et V_{fr} est la vitesse frontale d'écoulement.

Pour les tubes à ailettes annulaires circulaires comme dans notre cas, Mon et al. [11], Bougriou et al. [79] et Bilirgen et al. [69] ont utilisé la relation ci-après pour exprimer le nombre de Reynolds:

$$Re = \frac{V_{max} \cdot d_t}{\vartheta} \quad (1.21)$$

V_{max} : est la vitesse maximale à travers la section minimale de passage d'écoulement.

- Nombre de Nusselt:

Ce groupement sans dimension précise l'importance relative du flux de chaleur réellement transmis par convection vis-à-vis d'un flux de chaleur conductif de référence pour le problème.

$$Nu = \frac{h \cdot L}{\lambda_f} \quad (1.22)$$

L étant la longueur caractéristique de l'échangeur.

En convection forcée, Nu est lié au nombre de Reynolds et au nombre de Prandtl.

- Nombre de Prandtl:

C'est le rapport de la diffusivité de la quantité de mouvement à la diffusivité thermique.

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda_f} \quad (1.23)$$

- Nombre d'Euler:

$$Eu = \frac{\Delta P}{\rho V^2} \quad (1.24)$$

Ce nombre compare les forces de pression à l'énergie cinétique du fluide par unité de volume et sert à caractériser les pertes de charge dans un fluide en mouvement.

Comme nous avons mentionné précédemment, le transfert de chaleur à partir d'un faisceau de tubes à ailettes circulaires est une fonction des paramètres géométriques relatifs et des variables d'écoulement concernées.

La majorité des méthodes du calcul thermique par convection de ces systèmes -à plusieurs facteurs complexes- sont basées sur l'utilisation des équations générales de similitude de la forme:

$$Nu = C_k \cdot Re^m \quad (1.25)$$

Cette relation est obtenue par la généralisation des résultats des investigations expérimentales sur les bancs d'essai aérodynamiques.

Basé sur l'analyse des données expérimentales, Pis'mennyi [7] a développé les méthodes universelles de calcul du transfert de chaleur par convection dans les faisceaux de tubes lisses et à ailettes. Il a montré que la généralisation des données expérimentales pour obtenir le meilleur résultat est réalisée en tenant compte de l'exposant "m" du nombre de Reynolds dans l'équation de similitude en fonction des caractéristiques géométriques (que ce soit la taille d'ailette ou l'arrangement des tubes). L'étude est effectuée sur une gamme des paramètres géométriques et pour un intervalle du nombre de Reynolds : $3 \times 10^3 \leq Re \leq 10^5$.

L'équation de similitude généralisée pour le calcul du transfert de chaleur d'un faisceau de tubes à ailettes transversales assume la forme:

$$Nu = (1,36 - thX) \cdot Re^{0,7+0,08 thX+0,005\psi} \quad (1.26)$$

Pour un faisceau de tubes lisses, il prend la forme:

$$Nu = 0,124(1,31 - thX) \cdot Re^{0,68+0,08 thX} \quad (1.27)$$

Avec :

ψ : est le coefficient géométrique d'ailettes.

X : paramètre de la forme du faisceau (dépend de l'arrangement des tubes).

Pour les deux types d'arrangements des tubes, Pis'mennyi et al. [103] ont analysé expérimentalement l'effet de la longueur relative de la surface prolongée et le paramètre d'arrangement des tubes sur les pertes de charge d'un faisceau de tubes à ailettes annulaires et hélicoïdales. Avec l'intervalle du nombre de Reynolds : $5 \times 10^2 \leq Re \leq 6 \times 10^4$, les

résultats trouvés sont présentés sous forme des corrélations de similitudes qui relient le nombre d'Euler avec celui de Reynolds.

Pour un faisceau de tubes à ailettes circulaires, Mon [59] a récapitulé son résultats numériques concernant le transfert thermique et la chute de pression sous forme des corrélations. Ces corrélations relient les nombres adimensionnels de Nusselt et d'Euler avec celui de Reynolds, Prandtl et d'autres rapports des paramètres géométriques caractérisant le faisceau étudié. Sous un intervalle du nombre de Reynolds: $4 \times 10^3 \leq Re \leq 7,5 \times 10^4$, Mon et al. [11] ont présenté ces corrélations pour les deux arrangements des tubes:

- Arrangement en quinconce:

$$Nu = 0,284 Re^{0,6} Pr^{1/3} \left(\frac{S}{S_t}\right)^{-0,15} F^{-0,075} \left(\frac{P_t}{P_d}\right)^{1,06} \quad (1.28)$$

$$Eu = 0,75 Re^{-0,24} F^{-0,49} \left(\frac{P_t}{P_d}\right)^{0,64} . n \quad (1.29)$$

- Arrangement en ligne:

$$Nu = 0,356 Re^{0,6} Pr^{1/3} \left(\frac{S}{S_t}\right)^{-0,15} F^{0,173} \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{-0,475} \quad (1.30)$$

$$Eu = 0,536 Re^{-0,23} \left(\frac{S}{S_t}\right)^{0,068} F^{-0,343} \left(\frac{P_t}{P_d}\right)^{-2,18} . n \quad (1.31)$$

Le facteur complémentaire F tient en compte le rapport d'épaisseur de la couche limite et celui de la longueur caractéristique exprimée comme le diamètre hydraulique de l'arrangement des tubes à ailettes.

Les corrélations de transfert thermique (1.28) et (1.30) sont valables seulement pour un nombre de rangées ($n \geq 4$), tandis que celles de la chute de pression, (1.29) et (1.31), sont appliquées pour ($n \geq 2$).

Récemment, et au moyen du code de calcul Fluent, Bilirgen et al. [69] ont donné l'effet du nombre de Reynolds sur le taux de transfert thermique et les pertes de charge. Pour une seule rangée des tubes à ailettes annulaires, les résultats pour le nombre de Nusselt et le

nombre d'Euler peuvent être bien décrits en fonction du nombre de Reynolds à une puissance:

$$Nu_d = 0,535. Re_d^{0,45} \quad (1.32)$$

$$Eu = 15,3. Re_d^{-0,45} \quad (1.33)$$

1.2.6 Techniques d'intensifications des échanges thermiques

Les techniques de perfectionnement du transfert de chaleur à la surface d'ailette, telles que la vibration extérieure et le champ magnétique, sont classifiées en tant que techniques actives basées sur l'utilisation de la puissance externe. En revanche, les techniques passives incluent la déformation de la géométrie d'ailette afin de changer la structure d'écoulement et donc intensifier le transfert de chaleur.

Le transfert de chaleur derrière le tube à ailettes est réduit en particulier dans la zone de recirculation. Cette réduction peut être évitée en introduisant des vortex longitudinaux dans le sillage. L'une des manières simples pour produire ces vortex est d'utiliser des petites inserts sur l'ailette avec un angle d'attaque au sens de l'écoulement. Les vortex longitudinaux produits derrière les inserts dispersent la couche limite sur l'ailette et mélangent ensuite les parties des fluides chauds et froids sans interruption et de ce fait le transfert de chaleur augmente. Ces inserts (ou mélangeurs d'écoulement) prennent des formes rectangulaires ou triangulaires, placées au sein de l'écoulement (figure 1.19).

Les chercheurs dans les références [19, 27, 104, 105] ont effectué une analyse détaillée pour comparer la performance thermique et dynamique des faisceaux de tubes avec différentes conceptions d'ailettes (plate, ondulée, à persiennes ou à plusieurs formes et positions des inserts). Anxionnaz [104] a constaté que les écoulements secondaires générés par les inserts favorisent la distribution radiale de la quantité de mouvement et augmentent l'intensité de la turbulence de 5 à 17% après une certaine longueur d'établissement correspondant à trois rangées. Ils permettent donc une meilleure homogénéisation de l'écoulement et augmentent ainsi les capacités de transfert thermique de l'échangeur. Plus récemment, Li et al. [105] ont utilisé le code de calcul « Fluent » pour montrer que le taux de transfert thermique total de cinq tubes à ailettes avec 12 inserts est égal à celui donné par

six tubes à ailettes ondulés. Cependant, la chute de pression de la première structure d'ailettes est inférieure à la structure onduleuse.

Expérimentalement, Pesteei et al. [106] ont montré que l'insertion des inserts à la surface supérieure d'ailette intensifie le nombre de Nusselt moyen par 46%. Ils trouvent que l'augmentation maximale du taux de transfert thermique est à la zone de recirculation, au contraire, la chute de pression augmente jusqu'à 18%. On note ici que cette technique à une grande application industrielle, notamment pour les ailettes plaques planes continues.

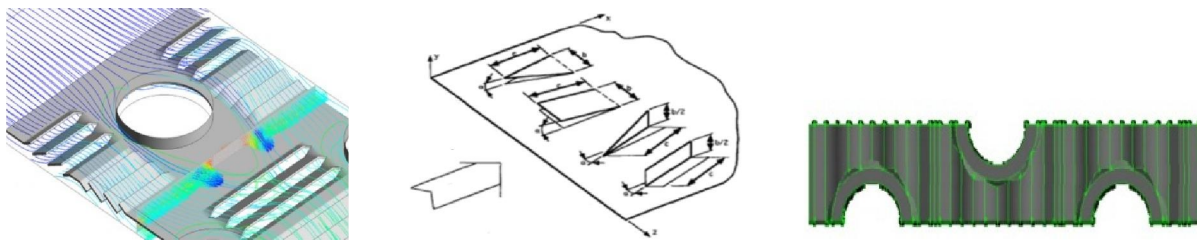


Figure 1.19 : Différentes formes de mélangeurs d'écoulement [19, 104, 105].

Pour les faisceaux de tubes à ailettes annulaires circulaires, Brauer [107] a montré que la partie (non active) morte de la surface d'ailette, située derrière les tubes, était environ 40% de la surface totale d'échange. Parallèlement, Neal et Hitchcock [73] montrent que les coefficients de transfert de chaleur locaux dans les régions frontales d'ailettes sont cinq fois plus grands que ceux des régions arrières. Pour cette raison, l'intensification du transfert de chaleur pour ce type d'échangeurs est faite seulement par l'augmentation du coefficient d'échange dans cette zone de recirculation.

Parmi ces techniques on peut citer les techniques utilisant l'élimination d'une certaine partie d'ailettes à la région du sillage, le perçage des trous dans cette zone, découpage d'ailettes en des sections courtes, pliage des extrémités d'ailettes dans différentes directions...etc.

Dans les références [108, 109], l'amélioration du poids et des dimensions des surfaces d'ailettes annulaires est réalisée par l'élimination d'une certaine partie d'ailettes se trouvant dans la région du sillage de tube (Figure 1.20). Leurs résultats montrent que les coefficients de transfert de chaleur pour cette configuration augmentent en comparaison avec l'ailette ordinaire par un facteur de: 1,23 pour $Re = 3 \times 10^3$ et de 1,13 pour $Re = 2,5 \times 10^4$. La

traînée aérodynamique dans ce cas n'est pas changée pratiquement, tandis que, la chaleur totale transportée est diminuée de 13% et 23% respectivement.

Le pliage d'ailettes a été proposé par Pis'mennyi [110] afin d'augmenter la performance thermique des ailettes circulaires. L'analyse expérimentale faite ici montre que le perfectionnement marqué du transfert de chaleur, sans croissance excessive de la traînée aérodynamique, peut être atteint en améliorant le parcours du fluide entrant dans le faisceau. Selon les paramètres de pliage d'ailettes, l'arrangement des tubes et le nombre de Reynolds; l'augmentation du coefficient de transfert de chaleur convectif s'étend de 15% à 77%. Il trouve qu'il y a une croissance de la traînée près de 40% à 117% en comparaison avec l'utilisation d'ailettes plates.

Cheng et al. [111] et Karaback et al. [112, 113] ont constaté que les ailettes dentelées pourraient augmenter le coefficient de transfert de chaleur côté-ailette par 10–25% aux ailettes pleines, tandis que la chute de pression est augmentée par 10–15%. De ce fait, cette nouvelle forme d'ailettes fonctionne plus efficacement que la forme traditionnelle.

Les références [42-45] montrent que l'utilisation d'ailettes dentelées dans les échangeurs de chaleur permet d'augmenter le mélange des parties froides et chaudes du fluide, la vorticité de l'écoulement et l'intensité de la turbulence. Récemment, au moyen du code de calcul de CFD "*STAR-CCM+(V.4)*", Lemouedda et al. [45] présentent l'avantage de l'ailette dentelée en améliorant la performance des échangeurs de chaleur. Les résultats numériques trouvés montrent que le vrillage d'ailettes n'a pas toujours un impact négatif sur la performance des tubes à ailettes dentelés quand l'angle de vrillage est dans l'intervalle $[0^{\circ}-10^{\circ}]$. Cependant, des angles supérieurs à 15° provoque la détérioration de la performance d'ailette dentelée. En outre, l'augmentation du nombre des segments d'ailette par période mène à plus d'interruption de la couche limite et à plus de mélange du fluide, ce qui améliore généralement la performance des échangeurs de chaleur.

L'une des méthodes d'intensification du transfert thermique est de réaliser des petites trous dans les parties arrières d'ailettes. Ceci aide à améliorer la turbulence, la déformation de la couche limite et le mélange du fluide. Numériquement, Banerjee et al. [87] ont trouvé que pour le cas perforé d'ailettes, le flux et le coefficient de transfert de chaleur sont

respectivement augmentés par 5,96% et 7,07%. Parallèlement, la chute de pression est augmentée par 11,87 %. D'une façon similaire, Lee et al. [37] montrent expérimentalement que les coefficients de transfert convectif pour des ailettes annulaires à 2 et 4 perforations sont augmentés par 3,55% et 3,31% respectivement par rapport à celle d'ailettes planes. Cependant, une ailette annulaire circulaire à deux perforations fonctionne beaucoup mieux que celle avec quatre perforations.

Comme décrit ci-dessus, malgré leurs avantages d'intensification du transfert thermique, toutes les techniques et méthodes proposées présentent deux inconvénients importants: la grande chute de pression et la difficulté de fabrication et de nettoyage.

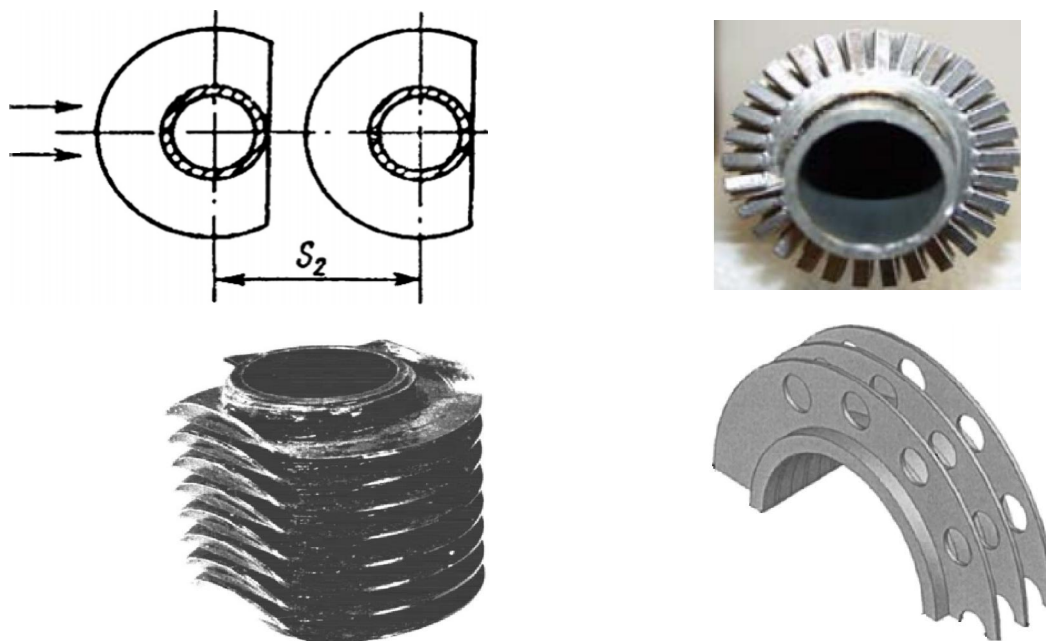


Figure 1.20 : Techniques d'augmentation de la performance thermique d'ailettes annulaires [37, 42, 87, 110].

1.2.7 Conclusion

Les points importants de cette étude bibliographique liés à notre travail de thèse sont récapitulés comme suit:

- Du fait de leur complexité, la plupart des travaux de résolution des problèmes thermiques et dynamiques des échangeurs de chaleur sont effectués numériquement. Cependant, ces travaux publiés concernent beaucoup plus les ailettes planes continues que les ailettes annulaires.

- Les ailettes efficaces aident à réduire le nombre de rangées de tubes, ayant pour résultat la compacité de la conception des échangeurs et par conséquent une économisassions d'énergie.
- Contrôler tous les paramètres géométriques et leurs interaction a rendu des problèmes très complexes et par conséquent il faut considérer seulement les paramètres géométriques dominants dans la résolution des problèmes d'échangeurs thermiques.
- Dans le fonctionnement des échangeurs de chaleur, il faut réduire la puissance de pompage par la minimisation des pertes de charge.
- Un dessein parfait de tel échangeur de chaleur nécessite le traitement de l'interaction entre le transfert thermique local et les différentes structures d'écoulement.
- Le transfert de chaleur sur une ailette circulaire plane est lié à la structure d'écoulement autour de lui. Cet écoulement est très complexe et dans un faisceau de tubes à ailettes, il varie d'une rangée à une autre. A cause de cela, les chercheurs ont travaillé pour diviser la surface d'ailette en des régions caractéristiques en états d'écoulement et d'intensité du transfert thermique.
- Le vortex en fer à cheval change la structure de la turbulence dans la couche limite, ce qui a des influences sérieuses sur le transfert de chaleur global par convection.
- Les relations de similitudes thermiques et dynamiques (corrélations) sont des techniques utiles et efficaces pour présenter l'effet des paramètres géométriques et les caractéristiques d'écoulement sur le fonctionnement de l'échangeur de chaleur.
- Pour améliorer les performances thermique et dynamique d'un faisceau de tubes à ailettes, les différentes techniques proposées par les chercheurs présentent deux inconvénients principaux: la grande chute de pression et la difficulté de fabrication et de nettoyage.

En fin, tous les travaux réalisés pour les faisceaux de tubes à ailettes circulaires sont effectués soit purement avec des essais expérimentaux ou avec des approches numériques. Cependant, l'application de ces deux techniques augmentent la fiabilité et l'exactitude des résultats trouvés.

1.3 Objectif de la thèse

Comme nous avons vu dans la revue de la littérature présentée ci-dessus, un certain nombre de techniques ont été étudiées pour augmenter la performance du transfert de chaleur par convection. Alors que, la plupart de ces études sont concentrées sur les effets d'arrangement des tubes et les géométries d'ailettes.

L'amélioration des surfaces de transfert de chaleur traversant les faisceaux des tubes est fortement appropriée aujourd'hui. Les travaux disponibles sur ce problème ont prouvé que les manières d'augmenter le transfert de chaleur sur les surfaces à ailettes sont principalement liées à la recherche des formes plus efficaces d'ailettes.

En se basant sur l'idée de minimisation de la région de sillage, une nouvelle technique a été présentée dans cette étude. Pour des différentes positions excentriques de tube dans l'ailette circulaire, nous avons mené une étude expérimentale et numérique pour déterminer le meilleur décalage du tube correspondant à un coefficient d'échange optimal et une chute de pression modérée. Dans un premier temps, l'étude est réalisée numériquement sur un seul tube à ailette et dans un deuxième temps des expériences ont été effectuées en parallèle avec des calculs numériques sur des différents types de faisceau avec quatre rangées de tubes à ailettes indépendantes.

L'investigation expérimentale et numérique est effectuée pour la gamme des nombres de Reynolds de $5,5 \times 10^3$ jusqu'à $29,7 \times 10^3$. L'écoulement étudié est tridimensionnel, incompressible, stationnaire et turbulent. Le transfert de chaleur conjugué gouvernant le problème étudié est résolu au moyen de la méthode des volumes finies introduite dans le code de calcul de la dynamique des fluides (CFD), FLUENT 6.2. Les essais expérimentaux ont été réalisés dans la soufflerie subsonique Eiffel HM170 au sein du laboratoire de Physique Energétique Appliqué (LPEA) de l'université de Batna.

Comme nous l'avons évoqué en détails dans la section (1.2.4), le taux de transfert thermique et la chute de pression sont très dépendants de la structure d'écoulement et des différents paramètres géométriques. Ainsi, l'analyse du comportement d'écoulement pour les différents décalages de tube, pas d'ailettes, diamètre de tube et du nombre de Reynolds sont étudiés numériquement et leurs résultats sont discutés.

Références bibliographiques

- [1] S. Kakaç and H. Lieu, *Heat exchangers: sélection, rating and thermal desing*, CRC PRESS ed: Departement of Mechanical Engineering University of Miami Coral Gables, Florida, 2002.
- [2] D. Witt, Bergman, and Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Incropera ed: Wiley, 2007.
- [3] A. G. André Bontemps, C. Goubier, J. Huetz, C. Marvillet, P. Mercier, and R. Vidil, "Echangeurs de chaleur: Définitions et architecture générale." T. d. l'ingénieur Université Joseph Fourier, Institut Universitaire de Technologie, Département Génie Thermique et énergie (Grenoble): cerist: T. d. l'ingénieur, 2012, pp. 671.
- [4] J.-M. Jason, "Condensation des effluents gazeux dans les échangeurs de chaleur en présence d'incondensable," Thèse de Doctorat, Département de l'Energétique Industrielle de l'école des Mines de Douai, Université de Valenciennes et du Hainaut Cambrésis, France, 2003.
- [5] J.-F. Sacadura, *Initiation aux transferts thermiques*, Technique&Documentation ed, 1980.
- [6] S. L. Braga and F. E. M. Saboya, "Turbulent heat transfer and pressure drop in an internally finned equilateral triangular duct," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 12, pp. 57-64, 1996.
- [7] E. N. Pis'mennyi, "An asymptotic approach to generalizing the experimental data on convective heat transfer of tube bundles in cross flow," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 54, pp. 4235-4246, 2011.
- [8] T. E. Schmidt, "Heat transfer calculations for extended surfaces," *Refrigerating Engineering*, vol. 57, pp. 351-357, 1949.
- [9] H. T. Chen and J. T. Liou, "Optimum dimensions of the continuous plate fin for various tube arrays," *Numerical Heat Transfer*, vol. 34, pp. 151-167, 1998.
- [10] D. Y. Kuan, R. Aris, and H. T. Davis, "Estimation of fin efficiencies of regular tubes arrayed in circumferential fins," *International Journal Heat Mass Transfer*, vol. 27, pp. 148-151, 1984.
- [11] M. S. Mon and U. Gross, "Numerical study of fin-spacing effects in annular-finned tube heat exchangers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 47, pp. 1953-1964, 2004.
- [12] L. A. O. Rocha, F. E. M. Saboya, and J. V. C. Vargas, "A comparative study of elliptical and circular sections in one-and two-row tubes and plate fin heat exchangers," *Heat and Fluid Flow*, vol. 18, pp. 247-252, 1997.
- [13] E. M. A. Mokheimer, "Performance of annular fins with different profiles subject to variable heat transfer coefficient," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 45, pp. 3631-3642, 2002.
- [14] K.-W. Song, Y. Wang, Q. Zhang, L.-B. Wang, and Y.-J. Liu, "Numerical study of the fin efficiency and a modified fin efficiency formula for flat tube bank fin heat exchanger," *Heat and Mass Transfer*, vol. 54, pp. 2661-2672, 2011.
- [15] G. Xie, Q. Wang, and B. Sunden, "Parametric study and multiple correlations on air-side heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers with large number of large-diameter tube rows," *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, pp. 1-16, 2009.
- [16] E. N. Pis'mennyi, "Regularities of flow and heat transfer at the surface of transversely finned tubes," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 55, pp. 5016-5031, 2012.
- [17] L. J. Huang and R. K. Shah, "Assessment of calculation methods for efficiency of straight fins of rectangular profile," *International Journal Heat Fluid Flow*, vol. 13, pp. 282-293, 1992.
- [18] J. Y. Jang, J. T. Lai, and L. C. Liu, "The thermal-hydraulic characteristics of staggered circular finned-tube heat exchangers under dry and dehumidifying conditions," *International Journal of Heat Mass Transfer*, vol. 41, pp. 3321-3337, 1998.
- [19] B. Ameel, H. Huisseune, J. Degroote, C. T'Joen, P. De Jaeger, J. Vierendeels, and M. De Paepe, "On fin efficiency in interrupted fin and tube heat exchangers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 60, pp. 557-566, 2013.

- [20] N. C. Dejong and A. M. Jacobi, "An experimental study of flow and heat transfer in parallel-plate arrays: local, row-by-row and surface average behavior," *International Journal Heat Mass Transfer*, vol. 40, pp. 1365-1378, 1997.
- [21] Z. Q. Chen and J. X. Ren, "Effect of fin spacing on the heat transfer and pressure drop of a two-row plate fin and tube heat exchanger," *International Journal of Refrigeration*, vol. 11, pp. 356-360, 1988.
- [22] C.-C. Wang, Y.-J. Chang, Y.-C. Hsieh, and Y.-T. Lin, "Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plane fins," *International Journal of Refrigeration*, vol. 19, pp. 223-230, 1996.
- [23] H. C. Kang and M. H. Kim, "Effect of strip location on the air-side pressure drop and heat transfer in strip fin-and-tube heat exchanger," *International Journal of Refrigeration*, vol. 22, pp. 302-312, 1999.
- [24] C.-C. Wang, Y.-M. Hwang, and Y.-T. Lin, "Empirical correlations for heat transfer and flow friction characteristics of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers," *International Journal of Refrigeration*, vol. 25, pp. 673-680, 2002.
- [25] W. Pirompugda, S. Wongwises, and C.-C. Wang, "Simultaneous heat and mass transfer characteristics for wavy fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 49, pp. 132-143, 2006.
- [26] X. Ma, G. Ding, Y. Zhang, and K. Wang, "Airside characteristics of heat, mass transfer and pressure drop for heat exchangers of tube-in hydrophilic coating wavy fin under dehumidifying conditions," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, pp. 4358-4370, 2009.
- [27] L. Giovanni and M. Umberto, "An experimental investigation of heat transfer and friction losses of interrupted and wavy fins for fin-and-tube heat exchangers," *International Journal of Refrigeration*, vol. 24, pp. 409-416, 2001.
- [28] B. Lotfi, M. Zeng, B. Sund, and Q. Wang, "3D numerical investigation of flow and heat transfer characteristics in smooth wavy fin-and-elliptical tube heat exchangers using new type vortex generators," *Energy*, vol. 73, pp. 233-257, 2014.
- [29] H. Huisseune, C. T'Joel, P. De Jaeger, B. Ameel, S. De Schamphelre, and M. De Paepe, "Performance enhancement of a louvered fin heat exchanger by using delta winglet vortex generators," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 56, pp. 475-487, 2013.
- [30] C. Arslanturk, "Simple correlation equations for optimum style of circular fins with uniform thickness," *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, pp. 2463-2468, 2005.
- [31] L.-T. Yu and C. C. O-Kuang, "Optimization of circular fins with variable thermal parameters," *Journal of the Franklin Institute*, vol. 336, pp. 77-95, 1999.
- [32] I. Carvajal-Mariscal, F. Sanchez-Silva, and P. Quinto-Diez, "Flow dynamics between the inclined fins of a finned tube," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 22, pp. 519-524, 2001.
- [33] I. Carvajal-Mariscal, F. Sanchez-Silva, M. Toledo-Velazquez, and V. A. Pronin, "Experimental study on the local convective coefficient distribution on a pipe surface with inclined fins," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 25, pp. 293-299, 2001.
- [34] L. Hanin and A. Campo, "A new minimum volume straight cooling fin taking into account the "length of arc"," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 46, pp. 5145-5152, 2003.
- [35] P. Naphon, "Study on the heat transfer characteristics of the annular fin under dry-surface, partially wet-surface, and fully wet-surface conditions," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 33, pp. 112 - 121, 2006.
- [36] C. Y. Lai, H.-S. Kou, and J.-J. Lee, "Optimum thermal analysis of annular fin heat sink by adjusting outer radius and fin number," *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, pp. 927-936, 2006.

- [37] D. H. Lee, J. M. Jung, J. H. Ha, and Y. I. Cho, "Improvement of heat transfer with perforated circular holes in finned tubes of air-cooled heat exchanger," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 39, pp. 161-166, 2012.
- [38] S. Vintrou, D. Bougeard, S. Russeil, R. Nacereddine, and J.-L. Harion, "Quantitative infrared investigation of local heat transfer in a circular finned tube heat exchanger assembly," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 44, pp. 197–207, 2013.
- [39] B. Kundu and P. K. Das, "Performance analysis and optimization of elliptic fins circumscribing a circular tube," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 50, pp. 173–180, 2007.
- [40] C.-N. Lin and J.-Y. Jang, "A two-dimensional fin efficiency analysis of combined heat and mass transfer in elliptic fins," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 45, pp. 3839–3847, 2002.
- [41] J.-Y. Jang and J.-Y. Yang, "Experimental and 3D numerical analysis of the thermal-hydraulic characteristics of elliptic finned-tube heat exchangers," *Heat Transfer Engineering*, vol. 19, pp. 55-67, 1998.
- [42] R. Hofmann, F. Frazs, and K. Ponweiser, "Experimental analysis of enhanced heat transfer and pressure-drop of serrated finned-tube bundles with different fin geometries," presented at 5th WSEAS International conference on heat and mass transfer (HMT'08), Acapulco, Mexico, 2008.
- [43] H. Kenichi, M. Ryo, K. Tetsuya, and M. Takahiro, "Fin efficiency of serrated fins," *Heat Transfer Engineering*, vol. 23, pp. 6-14, 2010.
- [44] Y. Ma, Y. Yuan, Y. Liu, X. Hu, and Y. Huang, "Experimental investigation of heat transfer and pressure drop in serrated finned tube banks with staggered layouts," *Applied Thermal Engineering*, vol. 37, pp. 314-323, 2012.
- [45] A. Lemouedda, A. Schmid, E. Franz, M. Breuer, and A. Delgado, "Numerical investigations for the optimization of serrated finned-tube heat exchangers," *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, pp. 1393-1401, 2011.
- [46] D. G. Rich, "The effect of the number of tubes rows on heat transfer performance of smooth plate fin-and-tube heat exchangers," *ASHRAE Transfer*, vol. 81, pp. 307-317, 1975.
- [47] E. M. Sparrow and F. Samie, "Heat transfer and pressure drop results for one- and two-row arrays of finned tubes," *International Journal Heat Mass Transfer*, vol. 28, pp. 2247-2259, 1985.
- [48] J. Y. Jang, M. C. Wu, and W. J. Chang, "Numerical and experimental studies of three-dimensional plate-fin and tube heat exchangers," *International Journal Heat and Mass Transfer*, vol. 39, pp. 3057-3066, 1996.
- [49] C.-C. Wang and K.-Y. Chi, "Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part I: new experimental data," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 43, pp. 2681-2691, 2000.
- [50] H. Ay, J. Y. Jang, and Y. Jer-Nan, "Local heat transfer measurements of plate finned-tube heat exchangers by infrared thermography," *International Journal Heat and Mass Transfer*, vol. 45, pp. 4069-4078, 2002.
- [51] C. H. Huang, I. C. Yuan, and H. Ay, "An experimental study in determining the local heat transfer coefficients for the plate finned-tube heat exchangers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, pp. 4883-4893, 2009.
- [52] S. N. Bordalo and F. E. M. Saboya, "Experimental determination of pressure drop coefficients in circular and elliptical tubes and plate fin heat exchangers," presented at 13th COBEM, Brazilian Conference on Mechanical Engineering, Belo Horizonte, Brazil, 1995.
- [53] R. S. Matos, J. V. C. Vargas, T. A. Laursen, and F. E. M. Saboya, "Optimisation study and heat transfer comparison of staggered circular and elliptic tubes in forced convection," *Heat and Mass Transfer*, vol. 44, pp. 3953-3961, 2001.
- [54] A. Ereğ, B. Ozerdem, L. Bilir, and I. Zafer, "Effect of geometrical parameters on heat transfer and pressure drop characteristics of plate fin and tube heat exchangers," *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, pp. 2421-2431, 2005.

- [55] R. S. Matos, T. A. Laursen, J. V. C. Vargas, and A. Bejan, "Three-dimensional optimization of staggered finned circular and elliptic tubes in forced convection," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 43, pp. 477-487, 2004.
- [56] R. L. Mainardes, J. C. Ordóñez, R. S. Matos, and J. V. Vargas, "Optimally staggered finned circular and elliptic tubes in turbulent forced convection," *Journal of Heat Transfer*, vol. 129(5), pp. 674-678, 2007.
- [57] Z. Mirkovic, "Heat transfer and flow resistance correlation for helically finned and staggered tube banks in cross flow," in *Heat Exchangers: Design and Theory*, N. H. Afgan and E. U. Schlünder, Eds.: Hemisphere, Washington, 1974, pp. 559-584.
- [58] K. Torikoshi and G. N. Xi, "A numerical steady of flow and thermal fields in finned tube heat exchangers," presented at ASME Heat Transfer Division, 1995.
- [59] M. S. Mon, "Numerical investigation of air-side heat transfer and pressure drop in circular finned-tube heat exchangers," Doctoral Thesis, Technische Universität Bergakademie Freiberg, Germany, 2003.
- [60] S. L. M. Turaga and P. P. Fazio, "Performance of direct expansion plate finned tube coil for air cooling and déhumidification," *Int J Refrig*, vol. 11, pp. 78-86, 1966.
- [61] D. G. Rich, "The effect of fin spacing on the heat transfer and friction performance of multi-row, smooth plate fin-and-tube heat exchangers," *ASHRAE Transfer*, vol. 79, pp. 135-145, 1973.
- [62] F. C. Mc Quiston, "Correlation of heat mass and momentum transport coefficients for plate-fin-tube heat transfer surfaces with staggered tubes," *ASHRAE Transfer*, vol. 84, pp. 294-308, 1978.
- [63] F. C. Mc Quiston, "Heat mass and momentum transfer data for five plate-fin-tube heat transfer surfaces," *ASHRAE Transfer*, vol. 84, pp. 266-293, 1978.
- [64] N. Kayansayan, "Heat transfer characterization of plat fin-tube heat exchanger," *Rev Int Froid*, vol. 17, pp. 49-57, 1994.
- [65] M. S. Ricardo Romero-Méndez, K. T. Yang, and R. Mc Clain, "Effect of fin spacing on convection in a plate fin and tube heat exchanger," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 43, pp. 39-51, 2000.
- [66] H. T. Chen, J. C. Chou, and H. C. Wang, "Estimation of heat transfer coefficient on the vertical plate fin of finned-tube heat exchangers for various air speeds and fin spacings," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 50, pp. 45-57, 2007.
- [67] H. T. Chen and W. L. Hsu, "Estimation of heat-transfer characteristics on a vertical annular circular fin of finned-tube heat exchangers in forced convection," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 51, pp. 1920-1932, 2008.
- [68] H. T. Chen and J. R. Lai, "Study of heat-transfer characteristics on the fin of two-row plate finned-tube heat exchangers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 55, pp. 4088-4095, 2012.
- [69] H. Bilirgen, S. Dunbar, and E. K. Levy, "Numerical modeling of finned heat exchangers," *Applied Thermal Engineering*, vol. 61, pp. 278-288, 2013.
- [70] M. Nacer-Bey, S. Russeil, and B. Boudoin, "Experimental study of the effect of flow velocity and fin spacing on the horseshoe vortex structure upstream of a one unit single-row-plate-finned tube," presented at Proceeding of Eurotherm 71 on Visualization, Imaging and Data Analysis in Convective Heat and Mass Transfer, Reims, France, 2002.
- [71] M. Nacer-Bey, S. Russeil, and B. Boudoin, "Effet de l'espacement interailettes sur la structure fer à cheval en amont d'un tube muni de deux ailettes," presented at 16ème Congrès Français de Mécanique, Nice, France, 2003.
- [72] C. H. Huang, I. C. Yuan, and H. Ay, "A three-dimensional inverse problem in imaging the local heat transfer coefficients for plate finned-tube heat exchangers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 46, pp. 3629-3638, 2003.

- [73] S. B. Neal and J. A. Hitchcock, "A study of the heat transfer processes in banks of finned tubes in cross flow using a large scale model technique," presented at Proc 3rd International Heat transfer Conference, Chicago, 1966.
- [74] F. E. M. Saboya and E. M. Sparrow, "Local and average transfer coefficient for one-row plate fin and tube heat exchanger configurations," *Journal Heat Transfer*, vol. 96, pp. 265-272, 1974.
- [75] F. E. M. Saboya and E. M. Sparrow, "Transfer characteristics of two-row plate fin and tube heat exchanger configurations," *International Journal Heat and Mass Transfer*, vol. 19, pp. 41-49, 1976.
- [76] X. Hu and A. M. Jacobi, "Local heat transfer behavior and its impact on a single-row, annularly finned tube heat exchanger," *ASME J. Heat Transfer*, vol. 115, pp. 66-74, 1993.
- [77] H. J. Sung, J. S. Yang, and T. S. Park, "Local convective mass transfer on circular cylinder with transverse annular fins in crossflow," *International Journal Heat Mass Transfer*, vol. 39, pp. 1093-1101, 1996.
- [78] H. Li and V. Kottke, "Visualization and determination of local heat transfer coefficients in shell-and-tube heat exchangers for staggered tube arrangement by mass transfer measurements," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 17, pp. 210-216, 1998.
- [79] C. Bougriou, R. Bessaih, R. Le Gall, and J. C. Solecki, "Measurement of the temperature distribution on a circular plane fin by infrared thermography technique," *Applied Thermal Engineering*, vol. 24, pp. 813-825, 2004.
- [80] D. B. Murray, B. Mc Mahon, and D. Hanley, "Local heat transfer coefficients in a finned tubular heat exchanger using liquid crystal thermography," *International Journal Heat Exchangers*, vol. 1, pp. 31-48, 2000.
- [81] O. Uzol and C. Camci, "Elliptical pin fins as an alternative to circular pin fins for gas turbine blade cooling applications Part 1: endwall heat transfer and total pressure loss characteristics," presented at ASME Turbo Expo 2001 International Gas Turbine Institute Conference, New Orleans, LA, 2001.
- [82] R. E. Critoph, M. K. Holland, and M. Fisher, "Comparison of steady state and transient methods for measurement of local heat transfer in plate fin-tube heat exchangers using liquid crystal thermography with radiant heating," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 42, pp. 1-12, 1999.
- [83] H.-T. Chen and J.-C. Chou, "Investigation of natural-convection heat transfer coefficient on a vertical square fin of finned-tube heat exchangers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 49, pp. 3034-3044, 2006.
- [84] H. T. Chen and W. L. Hsu, "Estimation of heat transfer coefficient on the fin of annular-finned tube heat exchangers in natural convection for various fin spacings," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 50, pp. 1750-1761, 2007.
- [85] M. Yousefi, R. Enayatifar, and A. N. Darus, "Optimal design of plate-fin heat exchangers by a hybrid evolutionary algorithm," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 39, pp. 258-263, 2012.
- [86] J. Li, X. Ling, and H. Peng, "Field synergy analysis on convective heat transfer and fluid flow of a novel triangular perforated fin," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 64, pp. 526-535, 2013.
- [87] R. K. Banerjee, M. Karve, J. H. Ha, D. H. Lee, and Y. I. Cho, "Evaluation of enhanced heat transfer within a four row finned tube array of an air cooled steam condenser," *Numerical Heat Transfer*, vol. Part A 61, pp. 735-753, 2012.
- [88] A. H. Benmachiche, "Estimation du coefficient d'échange thermique local sur des ailettes circulaires planes d'un tube d'échangeur de chaleur à fisceau aligné ou quinconcé," Thèse de doctorat, Département de Génie Mécanique, Université de Biskra, Alger, 2012, pp. 131.
- [89] C.-H. Huang and Y.-L. Tsai, "A transient 3-D inverse problem in imaging the time-dependent local heat transfer coefficients for plate fin," *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, pp. 2478-2495, 2005.

- [90] A. H. Benmachiche, C. Bougriou, and S. Abboudi, "Inverse determination of the heat transfer characteristics on a circular plane fin in a finned-tube bundle," *Heat and Mass Transfer*, vol. 46, pp. 1367-1377, 2010.
- [91] W.-L. Chen, Y.-C. Yang, and H.-L. Lee, "Inverse problem in determining convection heat transfer coefficient of an annular fin," *Energy Conversion and Management*, vol. 48, pp. 1081-1088, 2007.
- [92] R. Nacereddine, D. Bougeard, S. Russeil, and J.-L. Harion, "Simulation numérique d'un échangeur à quatre rangs de tubes à ailettes circulaires indépendantes: analyse du transfert thermique convectif," presented at Xème Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois Thermique des systèmes, Saguenay, Canada, 2011.
- [93] A. A. Zhukauskas, *High-Performance Single-Phase Heat Exchangers*. New York: Hemisphere Publishing, 1989.
- [94] H. J. Sung, K. S. Hwang, and J. M. Hyun, "Experimental study on mass transfer from a circular cylinder in pulsating flow," *International Journal Heat Mass Transfer*, vol. 37, pp. 2203-2210, 1994.
- [95] M. Tutar and A. Akkoca, "Numerical analysis of fluid flow and heat transfer characteristics in three-dimensional plate fin-and tube heat exchangers," *Numerical Heat Transfer*, vol. 46, pp. 301-321, 2004.
- [96] A. Y. Skrinska, A. A. Zhukauskas, and Y. R. Statsyulyavichyus, "Experimental investigation of local heat transfer coefficients of spirally finned tubes," presented at AS Luthanian SSR, 1964.
- [97] A. A. Khavin, "Study of heat transfer and drag of bundles of tubes with welded spiral-strip finning and application results," in *Author's Abstract for a Degree of Candidate in Technical Science*. Kiev, 1975, pp. 24.
- [98] A. A. Zhukauskas, R. B. Ulinskas, and F. V. Zinyavichus, "Drag of the shape of crossflow finned tubes bundles," presented at Acad. Sci, Luthanian SSR, 1988.
- [99] A. A. Zhukauskas, R. V. Ulinskas, and F. V. Zinyavichus, "Drag of bundles of staggered finned tubes to liquid crossflow," *JEPTEP*, vol. 43 (6), pp. 891-898, 1982.
- [100] V. M. Legkii, Y. S. Zholudov, and O. A. Gerashchenko, "Local heat transfer of a crossflow single round tube with external annular finning," *JEPTEP*, vol. 30 (2), pp. 274-280, 1976.
- [101] V. M. Legkii and al, "Study of local heat transfer of a tube with annular fins in the air crossflow," *Teplofiz. Teplotekh*, vol. 23, pp. 86-93, 1973.
- [102] S. Lalot, P. Florent, S. K. Lang, and A. E. Bergles, "Flow maldistribution in heat exchangers," *Applied Thermal Engineering*, vol. 19, pp. 847-863, 1999.
- [103] E. N. Pis'mennyi, A. M. Terekh, G. P. Polupan, I. b. Carvajal-Mariscal, and F. Sanchez-Silva, "Universal relations for calculation of the drag of transversely finned tube bundles," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 73, pp. 293-302, 2014.
- [104] Z. Anxionnaz, "Etude de l'influence de la géométrie des canaux sur les performances d'un réacteur/échangeur," Thèse de Doctorat, Institut National polytechnique de Toulouse, Université de Toulouse, France, 2009, pp. 237.
- [105] M. J. Li, W. J. Zhou, J. F. Zhang, J. F. Fan, Y. L. He, and W. Q. Tao, "Heat transfer and pressure performance of a plain fin with radiantly arranged winglets around each tube in fin-and-tube heat transfer surface," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 70, pp. 734-744, 2014.
- [106] S. M. Pesteei, P. M. V. Subbarao, and R. S. Agarwal, "Experimental study of the effect of winglet location on heat transfer enhancement and pressure drop in fin-tube heat exchangers," *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, pp. 1684-1696, 2005.
- [107] H. Brauer, "Compact heat exchangers," *Process Eng*, pp. 451-460, 1964.
- [108] V. B. Runtysch, "Study of heat transfer and its enhancement in tube banks of air cooling heat exchangers," in *Technical Sciences: Doctoral thesis*, Departement of Saint-Petersburg, 1993.
- [109] V. B. Runtysch and N. M. Ruznetsov, "Thermal and aerodynamic design of air cooling finned heat exchangers," presented at Energoatomizdat, Saint-Petersburg, 1992.

- [110] E. N. Pis'mennyi, "Heat transfer enhancement at tubular transversely finned heating surfaces," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 70, pp. 1050-1063, 2014.
- [111] G. Cheng and Y. Chen, "Experimental study on the heat transfer and flow resistance of serrated finned tube banks," presented at Heat and Mass Transfer Academic Conference, Chinese Society of Engineering Thermophysics, Hefei, 1998.
- [112] R. Karaback, "The effect of fin parameter on the radiation and free convection from a finned horizontal cylindrical heater," *Energy Conversion and Management*, vol. 33 (11), pp. 997-1005, 1992.
- [113] K. Kawaguchi, K. Okui, and T. Kashi, "Heat transfer and pressure drop characteristics of finned tube banks in forced convection (comparison of the pressure drop characteristics between spiral fin and serrated fin)," *Heat Transfer Asian Research*, vol. 33 (No.7), pp. 431-444, 2004.

Chapitre 2

Etude expérimentale

2.1 Introduction

Cette partie d'étude concerne l'étude expérimentale des transferts de chaleur et les chutes de pression mises en jeu entre un écoulement horizontal de l'air chaud sec et de l'eau glacée circulée dans des tubes verticaux. Donc, la configuration des écoulements air/eau est croisée, c'est la configuration la plus populaire dans les applications industrielles.

Quatre types de configurations des tubes à ailettes circulaires présentées dans la figure (2.1) ont été examinés dans la présente étude : deux faisceaux de tubes à ailettes centrées et excentriques arrangés en quinconce et deux autres faisceaux arrangés en ligne.

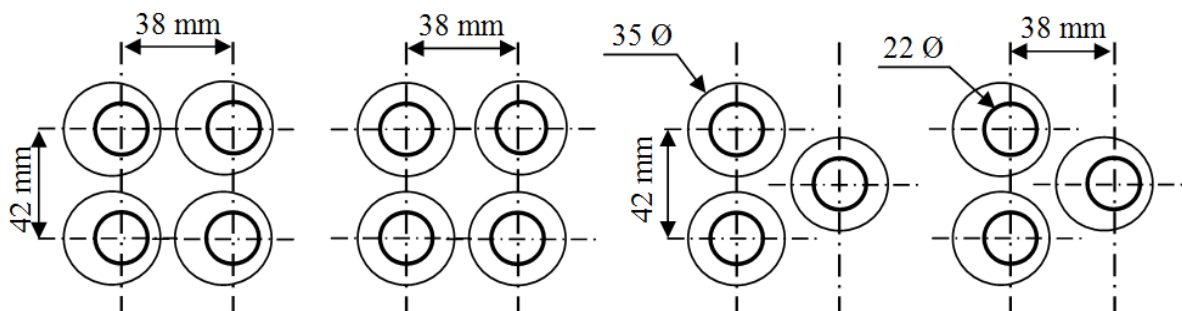


Figure 2.1 : Les quatre configurations des tubes à ailettes circulaires à examiner.

Dans cette étude, une série de tests expérimentaux ont été effectués au moyen du banc hydrodynamique Eiffel HM170 au sein du Laboratoire de Physique Energétique Appliqué (LPEA) de l'Université de Batna. Ces essais expérimentaux ont été effectués sur chaque modèle des quatre faisceaux. Pour chaque configuration, les pressions totales et les températures d'air ont été mesurées pour six vitesses d'entrée.

Les différents éléments de la soufflerie subsonique Eiffel HM170 sont présentés par le schéma de la figure (2.2). Les résultats expérimentaux des différences de température, le

flux thermique échangé, le coefficient d'échange ainsi que les chutes de pression ont été présentés et confrontés à ceux de l'étude numérique.

2.2 Présentation du banc expérimental

L'objectif de cette partie est de faire une description des approches expérimentales mises en œuvre dans notre travail de recherche pour parvenir à la modélisation des phénomènes thermiques et dynamiques intervenant dans notre échangeur.

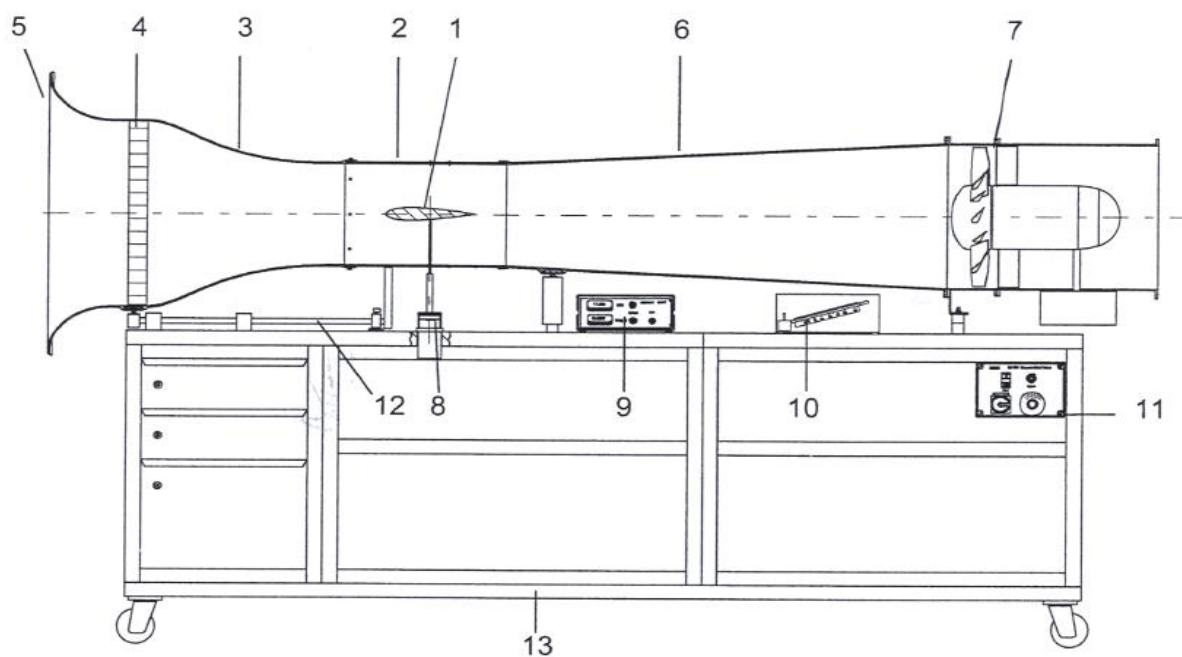
2.2.1 Soufflerie Eiffel HM170

La soufflerie subsonique présentée par le schéma de la figure (2.2) assure un écoulement horizontal continu d'air chaud à l'aide d'un ventilateur axial. Le tunnel aérodynamique HM 170 fait partie des souffleries à circuit ouvert. Par conséquent, l'air est aspiré de l'atmosphère et rejeté aussi dans l'atmosphère. L'espace environnant assure le retour de l'air vers l'entrée. Ce type de soufflerie s'adapte uniquement à des vitesses de l'air faibles où le nombre maximal de Mach est $Ma = 0,1$. On peut donc le considérer comme écoulement incompressible.

Le cône d'entrée (5), la tuyère (3) et le diffuseur (6) sont réalisés en matière plastique armée aux fibres de verre, tandis que la section de mesure (2) est conçue en plexiglas. Le stabilisateur d'écoulement (4) utilisé est une grille en nid d'abeille. Cela nous permet d'avoir un écoulement bien uniforme (non perturbé).

2.2.2 Veine d'essai

La veine d'essai représente la partie dans laquelle on effectue l'expérimentation ; elle doit être conçue de manière à ce que puisse recevoir nos échangeurs et les instrumentations de mesures (Figure 2.3). Nous avons alors dû fabriquer une veine appropriée à nos expérimentations. Sa section transversale est carrée (292×292 mm). Elle a une forme plus pratique qui permet d'introduire facilement les instruments de mesure à travers ses parois. La longueur de la veine d'essai est de 450 mm dans le sens de l'écoulement. Ces dimensions assurent un fonctionnement effectif de notre échangeur.



- | | |
|--------------------------------|--|
| (1) Modèle | (8) Transducteur de force à deux composants électronique |
| (2) Section de mesure | (9) Amplificateur de mesure avec affichage de la force |
| (3) Tuyère | (10) Manomètre à tube incliné |
| (4) Stabilisateur d'écoulement | (11) Boîtier de commande avec réglage de la vitesse |
| (5) Cône d'entrée | (12) Guide pour tuyère translatable |
| (6) Diffuseur | (13) Chariot de laboratoire avec tiroirs |
| (7) Ventilateur | |

Figure 2.2 : Montage du tunnel aérodynamique HM170 [1].

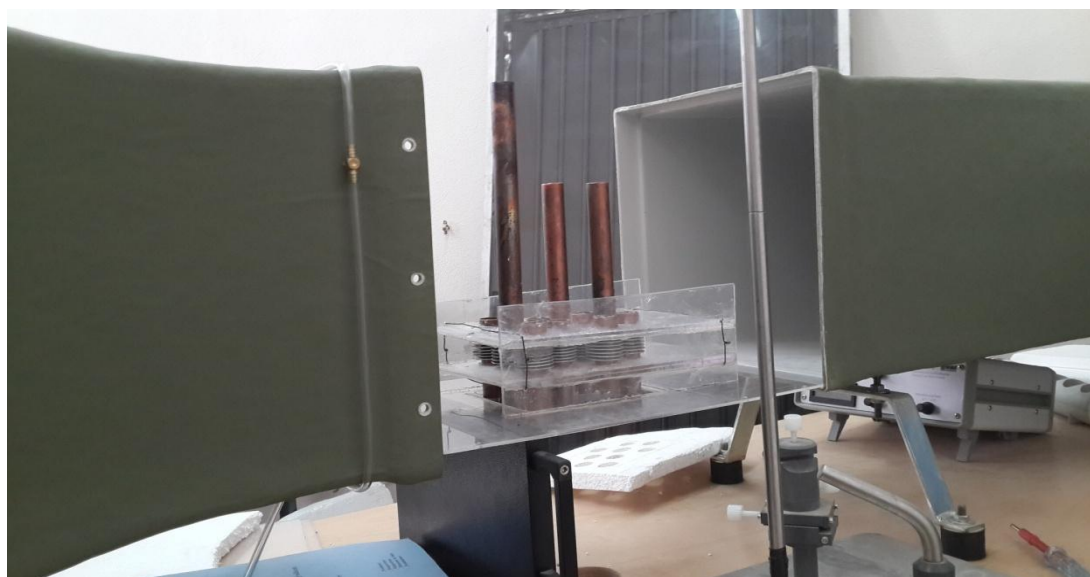


Figure 2.3 : Modèle d'échangeur de chaleur construite dans la présente étude.

2.2.3 Comportement de l'air chaud dans la soufflerie HM170

L'air est aspiré de l'espace environnant par le cône d'entrée (5) qui facilite l'écoulement. Le chauffage de l'air est assuré à l'entrée du cône de la soufflerie à l'aide d'un chauffage électrique. L'écoulement traverse ensuite le stabilisateur (4). A la sortie du stabilisateur, l'écoulement est sous forme de lignes parallèles et sa vitesse augmente le long de la tuyère convergente (3). L'air traverse à présent la section constante de la veine d'essai (2) où il est refroidi par le faisceau de tubes à ailettes circulaires (voir la figure 2.4). Après la section de mesure, l'écoulement est décéléré dans le diffuseur (6). En aval de cette soufflerie, un ventilateur axial (7) doté d'ailettes aspire l'air du diffuseur et le refoule à l'extérieur. La boîte de commande du ventilateur (11) permet de contrôler la vitesse d'écoulement.

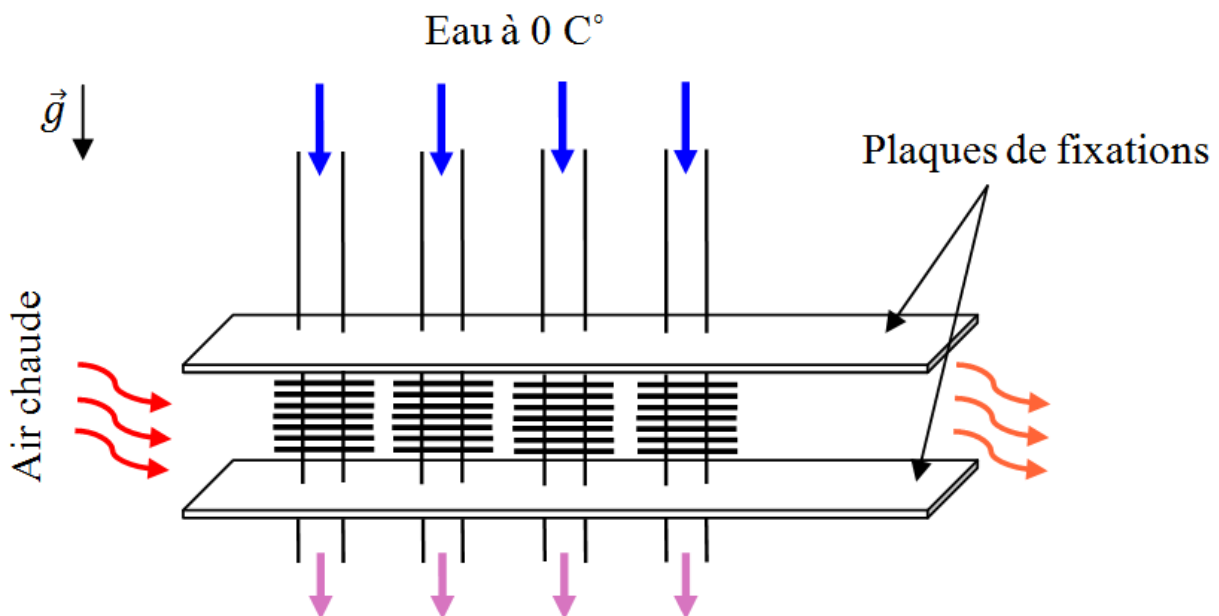


Figure 2.4 : Schéma de circulation des fluides chaud et froid à travers les modèles d'échangeurs étudiés.

2.2.4 Circulation de l'eau froide

L'eau froide avec des morceaux de glace circule depuis un réservoir situé au-dessus de la veine d'essai dans les tubes en plastique à (20 cm) de longueur et (2 mm) d'épaisseur (les tubes blancs qui apparaissent dans la figure 2.5). Les tubes en plastiques sont connectés aux tubes à ailettes de l'échangeur testé. Cet échangeur est constitué de tubes en cuivre. Chaque tube porte des ailettes en aluminium rangées d'une façon uniforme avec un pas de

2 mm. Dans cette partie, l'eau glacée prend une quantité de chaleur de l'air chaud qui circule à travers les tubes.



Figure 2.5 : Veine d'essai avec la circulation verticale de l'eau froide.

2.3 Mesure des paramètres d'écoulement

- **Entrée de l'échangeur** Pour prendre en compte la distribution de la température de l'air à l'entrée de la veine d'essai qui peut être non uniforme, la température moyenne a été déduite des températures mesurées en 8 points distribués le long d'une section transversale à l'entrée de l'échangeur. La valeur moyenne de ces 8 températures est considérée comme la température de l'air intérieur. La température d'entrée de l'air est mesurée par un thermocouple relié à un appareil appelé "Testo 445", cet appareil permet aussi de mesurer la vitesse de l'écoulement d'air chaud (voir la figure 2.6).

De la même façon, la pression totale d'écoulement a été déterminée en prenant 8 mesures dans la section d'entrée. Ces mesures ont été effectuées en utilisant un tube de Pitot positionné d'une façon parallèle à l'écoulement. La valeur de la pression totale est lue sur un manomètre à tube incliné. Les mesures ont été prélevées chaque 10 s ; le stockage et le traitement des données ont été réalisés manuellement.

- **Température des tubes** Les températures des surfaces extérieures des tubes ont été mesurées par des thermocouples. Les mesures ont été prises sur ses tubes à l'entrée

et à la sortie de l'échangeur. Pour assurer des températures stables le long des tubes, on a ajouté d'une façon continue de l'eau glacée au réservoir.

- **Sortie de l'échangeur** A la sortie de l'échangeur, on procède de la même manière utilisée pour la prise des mesures à l'entrée de l'échangeur. Des thermocouples connectés à l'appareil numérique "Testo 445". La pression totale d'écoulement est aussi mesurée au moyen du tube de Pitot relié à un manomètre à tube incliné. Les mesures de températures ont été déterminées aussi en 8 points sur la diagonale de la section transversale de passage d'écoulement (voir la figure 2.7).



Figure 2.6 : Mesure de la température et de la vitesse d'écoulement par l'appareil Testo 445.

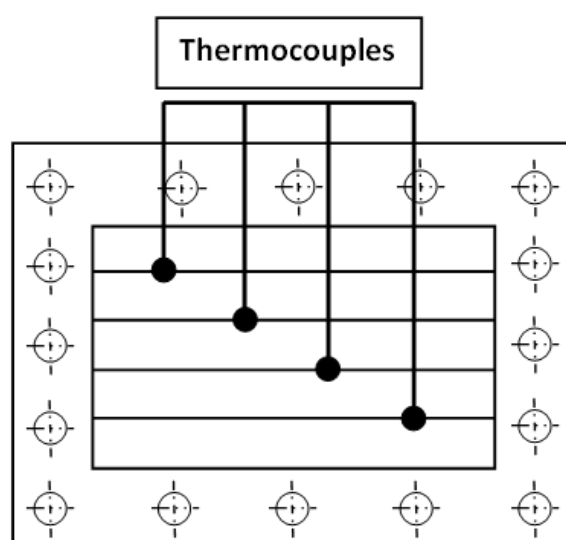


Figure 2.7 : Schéma des quatre positions de mesure de la température d'écoulement.

2.4 Conditions d'essai

Pour assurer une circulation d'air régulière à l'intérieur de la veine d'essai pendant l'expérience, le chauffage de l'air commence une heure avant le début des essais. Les expériences ont été effectuées pour des températures de l'air d'admission plus élevées que l'ambient en utilisant une source de chaleur placée en amont du tunnel. La circulation de l'air chaude est assurée par un ventilateur axial, tandis que la circulation de l'eau glacée se fait par gravité à partir d'un réservoir placé au-dessus de l'échangeur. La température, la pression et les valeurs de vitesse d'écoulement ont été sauvegardées chaque 30 minute.

2.5 Instrumentations de mesure

Testo 445 Est un véritable multi-talent, il dispose de deux entrées pour le raccordement d'une large gamme de sondes, voir image (c) de la figure (2.8). Cet appareil polyvalent, voir image (b) de la même figure, peut être utilisé pour effectuer des mesures sur les installations de climatisation et de ventilation. Il permet de mesurer plusieurs paramètres tels que le débit volumétrique, la vitesse, la température, l'humidité relative, le point de rosée, l'humidité absolue et le taux d'humidité. Il a été utilisé par Bayram et al. [2] dans leurs mesures expérimentales.

Son utilisation est très simple, en appuyant sur une touche, Testo 445 affiche les mesures demandées: la dernière valeur mesurée, les valeurs minimale, maximale et moyenne. Les données de mesure peuvent également être enregistrées en fonction du lieu de mesure.

Multimètre digital (SD890D+) Les températures des surfaces des tubes ont été mesurées à l'aide d'un multimètre d'affichage numérique, voir l'image (a) de la figure (2.8). La précision de cet appareil de mesure est de l'ordre de $\pm 0,1\%$. La sonde utilisée dans ce multimètre est très fine et déformable ce qui facilite sa fixation sur la face extérieure du tube.

Tube de Pitot Permet de mesurer la pression totale dans un fluide en écoulement. Elle se compose d'une sonde qui est placée dans l'écoulement (l'image (d) de la figure (2.8)) d'une manière à ce que leur ouverture soit dirigée face à l'écoulement du fluide. Il permet de déterminer la pression totale agit sur l'ouverture du tube (somme de la pression dynamique

et de la pression statique). En raccordant la sonde de Pitot à un manomètre incliné par (11,5°), ce dernier indique directement la valeur de la pression totale mesurée (figure 2.9).

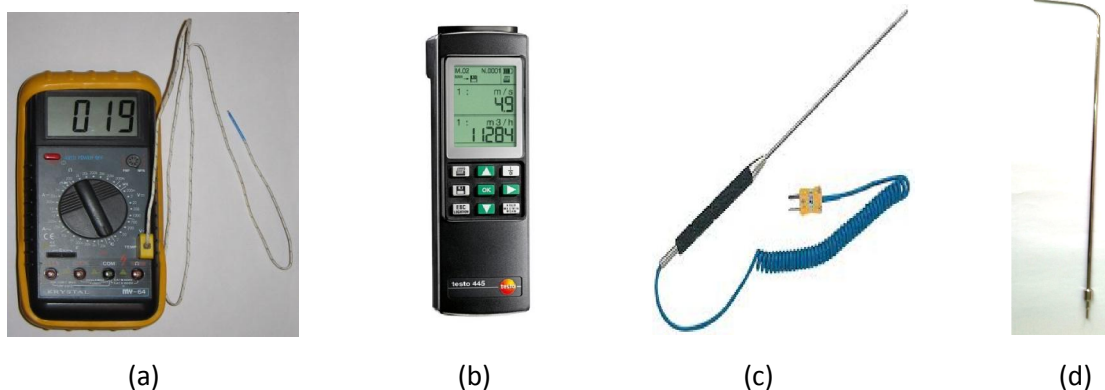


Figure 2.8 : Instrument de mesure utilisé dans le présent travail.

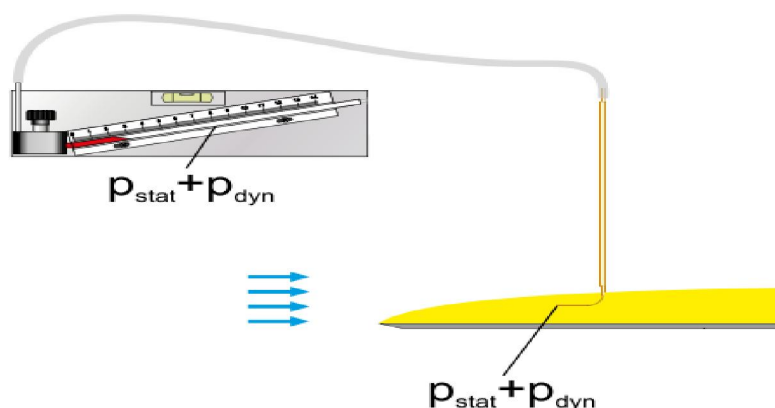


Figure 2.9 : Tube de Pitot relié avec un tube manométrique incliné.

2.6 Acquisition des données et calculs relatifs

Les coefficients de transfert de chaleur convectifs sur le côté de l'air ont été calculés à partir des mesures de températures collectées. Afin de faire une bonne analyse des résultats expérimentaux obtenus et de décrire les caractéristiques de transfert de chaleur, les précautions suivantes ont été prises :

1. L'échangeur de chaleur a été entièrement isolé de l'environnement de sorte que la chaleur soit transférée seulement de l'air chaud à l'eau glacée.
2. La variation d'énergie cinétique et potentielle de l'air est considérée négligeable.
3. Le transfert de chaleur le long de la direction axiale du tube à ailettes (c.-à-d. convection de chaleur verticale) est également considérée négligeable.

4. On suppose que les coefficients de transfert de chaleur sur les surfaces des tubes et des ailettes sont identiques.

Durant l'expérience, l'air chaud circulant à travers les tubes à ailettes transfère une quantité de chaleur à l'eau froide qui coule à l'intérieur des tubes. Dans l'air, le taux de transfert de chaleur peut être calculé comme suit :

$$\dot{\phi}_{air} = \dot{m}_{air} C_{p,air} (T_{air,ent} - T_{air,sor}) \quad (2.1)$$

Les valeurs moyennes des deux températures T_{ent} et T_{sor} ainsi que la vitesse qui intervient dans le débit massique \dot{m}_{air} ont été mesurées expérimentalement à l'aide de l'instrument Testo 445.

Le coefficient d'échange convectif moyen sur les parties extérieures des ailettes est des tubes peut être déterminé par la relation suivante:

$$\bar{h} = \frac{\dot{\phi}_{air}}{(S_t + \eta_a S_a) \Delta T_{DTLM}} \quad (2.2)$$

où S_t est la surface totale des tubes sans ailettes, S_a est la surface d'ailettes et η_a représente leurs efficacités.

La différence de température logarithmique moyenne ΔT_{DTLM} peut être calculée à partir de l'équation suivante:

$$\Delta T_{DTLM} = \frac{T_{air,ent} - T_{air,sor}}{\ln\left(\frac{T_{air,ent} - T_p}{T_{air,sor} - T_p}\right)} \quad (2.3)$$

L'efficacité d'ailette η_a , qui est nécessaire pour déterminer le coefficient de transfert de chaleur, a été calculée à partir de l'approximation de Schmidt [3] qui se procède d'une manière itérative en utilisant les relations (2.4), (2.5), (2.6) ainsi que le coefficient de transfert thermique de l'équation (2.2).

$$\eta_a = \frac{\tanh(md_t \psi)}{md_t \psi} \quad (2.4)$$

$$m = \sqrt{\frac{2\bar{h}}{\lambda_a E_a}} \quad (2.5)$$

$$\psi = \left(\frac{R_{eq}}{d_t} - 1\right) \left[1 + 0,35 \ln\left(\frac{R_{eq}}{d_t}\right)\right] \quad (2.6)$$

Où R_{eq} représente le rayon équivalent de tube circulaire, qui peut être calculé par l'équation suivante:

- Pour l'arrangement en quinconce

$$\frac{R_{eq}}{d_t} = 1,27 \frac{P_t/2}{d_t} \left(\frac{\sqrt{(P_t/2)^2 + P_l^2}}{P_t} - 0,3 \right)^{0,5} \quad (2.7)$$

- Pour l'arrangement en ligne

$$\frac{R_{eq}}{d_t} = 1,28 \frac{P_t/2}{d_t} \left(\frac{\sqrt{(P_t/2)^2 + P_l^2}}{P_t} - 0,2 \right)^{0,5} \quad (2.8)$$

Où d_t est le diamètre extérieur des tubes, P_t et P_l sont respectivement le pas transversal et longitudinal des tubes.

La perte de charge ΔP a été déterminée expérimentalement par la relation (2.9), où les valeurs de P_{ent} et P_{sor} ont été déterminés à l'aide du tube de Pitot relié à un manomètre de tube incliné :

$$\Delta P = P_{ent} - P_{sor} \quad (2.9)$$

Les résultats expérimentaux obtenus seront présentés, sous forme des courbes et des tableaux.

2.7 Résultats et discussion

L'investigation expérimentale s'est concentrée sur la comparaison (pour deux positions des tubes $D_t = 0mm$ et $D_t = 2,5mm$) des valeurs des flux thermiques, des coefficients d'échange de chaleur, des différences de températures et des chutes de pression dans l'écoulement. Le choix de la position du tube $D_t = 2,5mm$ est basé sur les résultats numériques présentés au chapitre 4, elle représente la position optimale qui donne les performances les plus élevées des échangeurs de chaleur étudiés dans cette thèse. Pour plusieurs vitesses d'entrées d'air chaud, les valeurs moyennes de flux et de coefficient d'échange thermique ont été déterminées à partir des valeurs expérimentales des températures. Afin de minimiser les différentes erreurs intervenant dans la méthode de mesure, chaque essai a été répété plusieurs fois, avant de calculer et présenter les valeurs moyennes de température et de pression.

Pour les deux arrangements étudiés, afin de faciliter la comparaison entre les résultats expérimentaux et ceux de la simulation numériques, les résultats sont présentés sous forme de tableaux et de courbes.

2.7.1 Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques pour l'arrangement quinconcé

Les deux tableaux (2.1) et (2.2) montrent les valeurs numériques et expérimentales des différences de températures $\Delta T_{ent,sor}$ et des pertes de charge $\Delta P_{ent,sor}$ pour l'arrangement en quinconce. Les mesures des paramètres ont été effectuées pour un faisceau de tubes à ailettes concentriques et un autre à ailettes excentriques ($D_t = 2,5mm$). Les deux tableaux montrent que, dans tous les cas, les résultats expérimentaux de $\Delta T_{ent,sor}$ et $\Delta P_{ent,sor}$ sont très voisines de ceux obtenus par la simulation numérique. Pour les résultats concernant la différence de température $\Delta T_{ent,sor}$ avec $Re = 17600$, l'écart entre les résultats numériques et expérimentaux est de l'ordre de $\pm 1,8\%$ pour les tubes excentriques et de $2,3\%$ pour le cas concentrique. Cependant, pour les pertes de charge, ces pourcentages deviennent respectivement de $1,4\%$ et 2% .

Le tableau (2.1) montre que la chute de température du fluide chaud quand il traverse le faisceau de tubes excentriques est plus importante que celle du cas concentrique. D'autre part, la différence de température entre l'entrée et la sortie de l'échangeur diminue toujours avec l'augmentation de la vitesse de l'écoulement.

Concernant l'effet de décalage des tubes sur la chute de pression, nous retrouvons la même chose que la simulation numérique, c.-à-d. que la position excentrique des tubes réduit d'une façon remarquable les pertes de charge. Cette réduction est aperçue pour les différentes vitesses d'écoulement examinées. Concernant la comparaison quantitative des résultats expérimentaux, voir le tableau 2.2, la valeur de ΔP dans le cas excentrique diminue de $16,1\%$ (pour $Re = 5500$) et de $14,5\%$ (pour $Re = 26700$).

Dans tous les cas étudiés, la chute de pression augmente toujours avec l'augmentation du nombre de Reynolds où la traînée et la zone de recirculation de l'écoulement à l'arrière des tubes augmentent. Ces résultats trouvés ont la même tendance que ceux de Mon et al. [4], Bilirgen et al. [5] et Sparrow et al. [6, 7].

$V_{ent}(m/s)$	$\Delta T_{ent,sor} = T_{ent} - T_{sor} (K)$			
	$D_t = 2,5mm$		$D_t = 0mm$	
	Numérique	Expérimental	Numérique	Expérimental
1,3 ($Re = 5500$)	9	9,5	6,1	6,1
2,2 ($Re = 9100$)	7,5	7,2	5,4	5,7
3,1 ($Re = 13200$)	5,8	5,9	5,2	5,1
4,2 ($Re = 17600$)	5,5	5,4	4,3	4,2
5,2 ($Re = 22100$)	4,8	4,6	2,9	3,2
6,3 ($Re = 26700$)	3,5	4,1	1,9	1,9

Tableau 2.1 : Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux des différences de températures $\Delta T_{ent,sor}$ pour les cas concentrique et excentrique de l'arrangement en quinconce.

$V_{ent}(m/s)$	$\Delta P_{ent,sor} = P_{ent} - P_{sor} (Pa)$			
	$D_t = 2,5mm$		$D_t = 0mm$	
	Numérique	Expérimental	Numérique	Expérimental
1,3 ($Re = 5500$)	27	26	30	31
2,2 ($Re = 9100$)	60	57	65	67
3,1 ($Re = 13200$)	128	124	135	140
4,2 ($Re = 17600$)	223	220	247	252
5,2 ($Re = 22100$)	255	246	305	309
6,3 ($Re = 26700$)	347	338	387	396

Tableau 2.2 : Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux des pertes de charges $\Delta P_{ent,sor}$ pour les cas concentrique et excentrique de l'arrangement en quinconce.

Suivant la méthode détaillée dans la partie (2.6), les valeurs des flux échangés \dot{Q} et des coefficients d'échange thermiques moyen \bar{h} ont été déterminées à partir des valeurs $\Delta T_{ent,sort}$ mesurées. Les deux figures (2.10) et (2.11) représentent respectivement la variation de \bar{h} et de \dot{Q} en fonction de la vitesse d'écoulement et de la position des tubes. Pour mieux apprécier les performances de notre investigation expérimentale, nous avons aussi représenté, sur ces figures, les résultats numériques. On constate que les valeurs expérimentales du flux et de coefficient d'échange thermique ont les mêmes variations que les valeurs numériques. De point de vu quantitative, on peut remarquer de légères différences entre les résultats des deux méthodes, particulièrement aux faibles vitesses

d'écoulement. Quelle que soit la vitesse d'entrée de l'écoulement, les deux figures montrent aussi que la position excentrique des tubes donne des performances d'échanges thermiques élevées en comparaisons avec le cas de référence (concentrique). A titre d'exemple, la valeur de \bar{h} dans le cas excentrique augmente de 92,3% (quand $V_{ent} = 1,3 (m/s)$) et de 33,3% (quand $V_{ent} = 6,3(m/s)$), concernant le flux cédé \dot{Q} , les taux d'augmentation sont respectivement 55,7% et 36,7%.

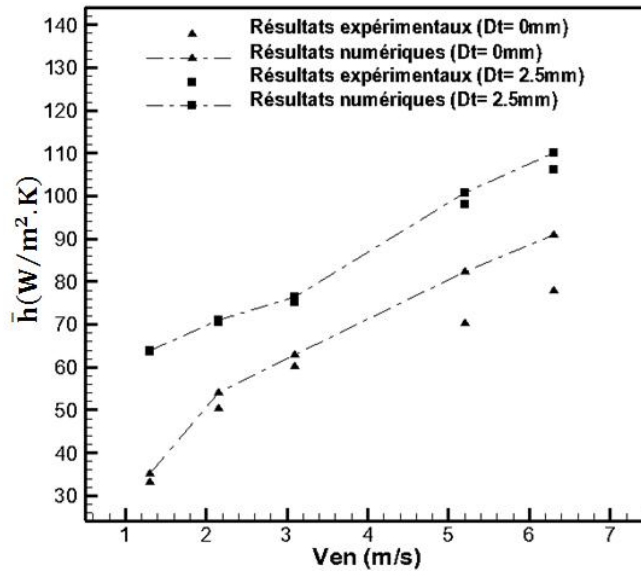


Figure. 2.10 : Effet de la position des tubes et de la vitesse d'écoulement sur le coefficient d'échange moyen avec l'arrangement quinconcé.

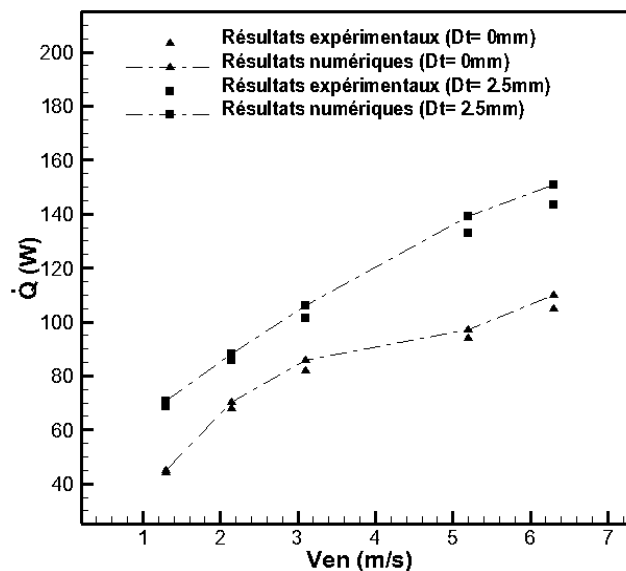


Figure. 2.11 : Effet de la position des tubes et de la vitesse d'écoulement sur le flux thermique échangé pour un faisceau de tubes arrangés en quinconcé.

2.7.2 Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques pour l'arrangement en ligne

Les résultats expérimentaux examinant l'effet de la position des tubes sur les différences de température $\Delta T_{ent,sor}$ et les chutes de pression ΔP sont rapportés dans les deux tableaux (2.3) et (2.4).

Pour vérifier l'exactitude de nos résultats, les valeurs de $\Delta T_{ent,sor}$ et ΔP obtenus par les calculs numériques, ont été comparées avec celles de l'expérimentation réalisée dans les mêmes conditions d'entrée (les vitesses et les températures d'écoulement sont semblables).

Une bonne concordance entre ces résultats a été constatée. Cependant, il faut noter que l'écart entre ces deux résultats augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds, ceci est peut être dû à l'augmentation des sources d'erreurs à cette condition.

Similairement au cas de l'arrangement en quinconce, le tableau (2.3) montre, d'une part, que la chute de température du fluide chaud quand il traverse le faisceau de tubes excentriques est plus élevée que celle de tubes concentriques. De la position concentrique à la position excentrique des tubes, la valeur de $\Delta T_{ent,sor}$ augmente par 54,3% (pour $Re=5500$) et 116% (pour $Re=26700$). D'autre part, ce même tableau montre que la différence de température entre l'entrée et la sortie de l'échangeur diminue toujours avec la vitesse de l'écoulement quelle que soit la position des tubes.

Concernant l'effet du décalage des tubes sur la chute de pression, la même variation des résultats expérimentaux que celles du numérique a été observée. La position excentrique des tubes réduit d'une façon remarquable les pertes de charge. Cette réduction est obtenue pour les différentes vitesses d'écoulement examinées. A titre de comparaison quantitative, voir le tableau 2.4, les résultats expérimentaux de ΔP pour le cas excentrique diminue de 14,3% (pour $Re=5500$) et de 5,2% (pour $Re=26700$). Dans tous les cas étudiés, la chute de pression augmente toujours avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Ceci est dû à l'augmentation de la force de traînée (opposée avec l'écoulement) et la zone de recirculation de l'écoulement derrière les tubes. Ces résultats sont similaires à ceux de Mon et al. [4], Watel et al. [8] et Sparrow et al. [6, 7].

$V_{ent}(m/s)$	$\Delta T_{ent,sor} = T_{ent} - T_{sor} (K)$			
	$D_t = 2,5mm$		$D_t = 0mm$	
	Numérique	Expérimental	Numérique	Expérimental
1,3 ($Re = 5500$)	5,3	5,4	3,5	3,5
2,2 ($Re = 9100$)	4,7	4,9	2,3	2,4
3,1 ($Re = 13200$)	3,1	3,5	1,8	1,9
4,2 ($Re = 17600$)	3	3,3	1,4	1,4
5,2 ($Re = 22100$)	2,8	3	1,2	1,3
6,3 ($Re = 26700$)	2,1	2,6	1	1,2

Tableau 2.3 : Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux des différences de températures $\Delta T_{ent,sor}$ pour le cas concentrique et excentrique du faisceau aligné.

$V_{ent}(m/s)$	$\Delta P_{ent,sor} = P_{ent} - P_{sor} (Pa)$			
	$D_t = 2,5mm$		$D_t = 0mm$	
	Numérique	Expérimental	Numérique	Expérimental
1,3 ($Re = 5500$)	11	12	13	14
2,2 ($Re = 9100$)	25	26	28	30
3,1 ($Re = 13200$)	74	80	83	91
4,2 ($Re = 17600$)	99	101	103	106
5,2 ($Re = 22100$)	168	170	175	179
6,3 ($Re = 26700$)	196	200	204	211

Tableau 2.4 : Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux de $\Delta P_{ent,sor}$ pour le cas concentrique et excentrique du faisceau aligné.

Les deux figures (2.12) et (2.13) présentent respectivement les valeurs de \bar{h} et de \dot{Q} calculées à partir des valeurs de températures mesurées $\Delta T_{ent,sor}$. Une comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques a été aussi faite pour des différentes vitesses d'entrée. La lecture générale de ces courbes montre que l'écart entre les résultats numériques et expérimentaux est petit.

En ce qui concerne l'effet de la position des tubes, les résultats affirment que la position excentrique à des performances thermiques élevées comparativement au cas concentrique et notamment pour les faibles valeurs de nombre de Reynolds. Le coefficient d'échange thermique moyen du faisceau de tubes à ailette excentrique augmente de 113% (pour $V_{ent} = 1,3 (m/s)$) et de 39% (pour $V_{ent} = 6,3 (m/s)$) par rapport au cas concentrique. Pour les résultats du flux thermique échangé, ces augmentations deviennent respectivement 54,3% et 117%.

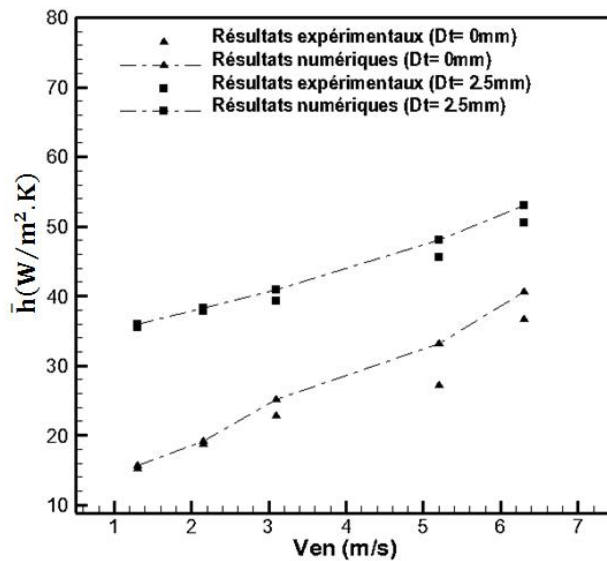


Figure. 2.12 : Effet de la position des tubes et de la vitesse d'écoulement sur le coefficient d'échange moyen pour l'arrangement en ligne.

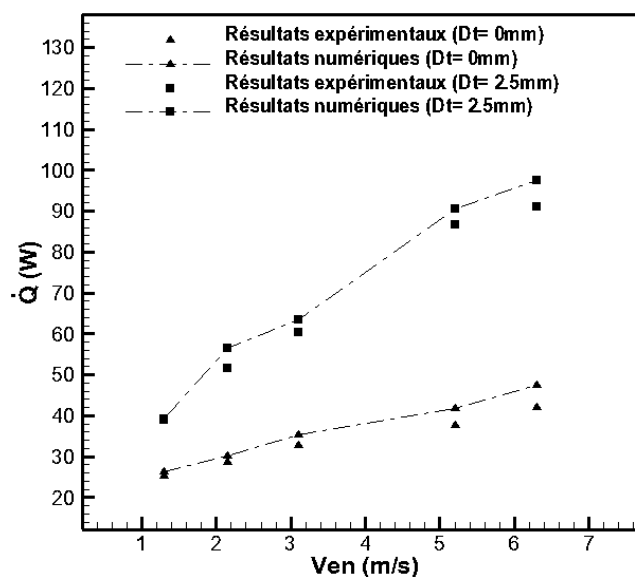


Figure. 2.13 : Effet de la position des tubes et de la vitesse d'écoulement sur le flux thermique échangé pour l'arrangement en ligne.

2.7.3 Effet de l'arrangement des tubes

La comparaison entre les résultats des deux arrangements montre que, quelle que soit la position des tubes, l'arrangement en quinconce des tubes donne un bon échange thermique par rapport à celui de l'arrangement en ligne. Ce phénomène se produit clairement aux faibles nombres de Reynolds. Pour la position excentrique des tubes, le flux cédé par l'air chaud \dot{Q} dans l'échangeur quinconcé augmente de 75,9% (pour $Re= 5500$) et de 57,5% (pour $Re= 26700$) par rapport à l'arrangement en ligne. Pour le coefficient d'échange \bar{h} , ces pourcentages deviennent respectivement 152% et 98,4%.

En outre, avec un échangeur de tubes à ailettes concentriques, le flux thermique échangé dans l'arrangement quinconcé est plus élevé de 74,3% (pour $Re= 5500$) et 50,3% (pour $Re= 26700$) par rapport à l'arrangement en ligne. Concernant l'augmentation de coefficient \bar{h} , ces pourcentages deviennent respectivement 116% et 113%.

Cependant, l'avantage qui donne l'arrangement en quinconce est suivi par une chute de pression importante à cause des positions des tubes (l'effet de blocage d'écoulement augmente et ainsi les pertes de charge). La comparaison des valeurs de ΔP du faisceau excentrique arrangé en quinconce, avec celles du cas aligné, voir les tableaux (2.3 et 2.4), montre une augmentation de 117% (pour $Re= 5500$) et 93% (pour $Re= 26700$). Pour le cas de la position concentrique les augmentations sont respectivement 121% et 96%.

Cette comparaison nous a permis de conclure que l'effet de l'arrangement des tubes est affecté par l'excentricité des tubes et de nombre de Reynolds. L'analyse quantitative précédent indique aussi que la position excentrique des tubes est préférable a utilisé dans les faisceaux en arrangement quinconcé.

Références bibliographiques

- [1] "[http:// www.gunt.de](http://www.gunt.de)," 20/05/2014.
- [2] S. Bayram and D. Alparslan, "Performance analysis of a heat exchanger having perforated square fins," *Applied Thermal Engineering*, vol. 28, pp. 621–632, 2008.
- [3] T. E. Schmidt, "Heat transfer calculations for extended surfaces," *Refrigerating Engineering*, vol. 57, pp. 351–357, 1949.
- [4] M. S. Mon and U. Gross, "Numerical study of fin-spacing effects in annular-finned tube heat exchangers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 47, pp. 1953-1964, 2004.
- [5] H. Bilirgen, S. Dunbar, and E. K. Levy, "Numerical modeling of finned heat exchangers," *Applied Thermal Engineering*, vol. 61, pp. 278-288, 2013.
- [6] E. M. Sparrow and F. Samie, "Heat transfer and pressure drop results for one- and two-row arrays of finned tubes," *International Journal Heat Mass Transfer*, vol. 28, pp. 2247-2259, 1985.
- [7] H.-T. Chen and J.-C. Chou, "Investigation of natural-convection heat transfer coefficient on a vertical square fin of finned-tube heat exchangers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 49, pp. 3034-3044, 2006.
- [8] B. Watel, S. Harmand, and B. Desmet, "Influence of flow velocity and fin spacing on the forced convective heat transfer from an annular-finned tube," *Fluids and Thermal Engineering Series B*, vol. 42, pp. 56-64, 1999.

Chapitre 3

Etude numérique

3.1 Introduction

Dans ce chapitre on présente les équations aux dérivés partielles (EDP) définissant notre problème, le modèle de turbulence et le schéma numérique choisis ainsi que le code Fluent utilisé dans nos simulations.

En raison des avances et de développement des outils informatique et des méthodes numériques disponibles, CFD (computational fluid dynamics) devient un outil indispensable dans le développement et l'étude des systèmes industriels dans lesquels les écoulements sont très complexes. Fluent est considéré l'un des logiciels les plus performants utilisés par les chercheurs ou les ingénieurs, non seulement pour calculer et analyser le comportement d'écoulement du fluide mais également pour estimer les processus du transfert de chaleur et de masse.

3.2 Equations générales de transport

L'écoulement d'un fluide incompressible, avec un transport convectif de chaleur est décrit par l'équation de continuité, les équations instationnaires de Navier-Stokes ainsi que celles relatives à la conservation d'énergie. En coordonnées cartésiennes ces équations sont écrites comme suit:

- Conservation de masse (continuité):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (3.1)$$

- Quantité de mouvement (2^{ème} loi de Newton):

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (3.2)$$

où

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (3.3)$$

- Conservation d'énergie (première loi de la thermodynamique):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i}(u_i(\rho E + P)) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\lambda_{air} \frac{\partial T}{\partial x_i}\right) \quad (3.4)$$

Le comportement du fluide peut être caractérisé, en termes des propriétés de celui-ci, par le vecteur vitesse d'écoulement V (avec les composants u , v , et w dans les directions de x , y et z), la pression p , la masse volumique ρ , la viscosité μ , la conductivité thermique λ et la température T . Les changements de ces propriétés peuvent se produire avec l'espace et le temps. Utilisant le CFD, ces changements sont calculés pour des petits éléments du fluide, suivant les lois de conservation de la physique énumérées ci-dessus. Les changements sont dus au fluide coulant à travers les frontières de l'élément fluide et peuvent également être dus aux sources dans l'élément produisant des changements des propriétés liquides.

3.3 Régime d'écoulement

Comme nous avons dit précédemment, on s'intéresse ici seulement au transfert de chaleur à la surface extérieure de l'échangeur, qui est dominé par la convection. Comme ce mode de transfert thermique est intimement lié au mouvement du fluide, il est nécessaire et important d'établir si le mouvement du fluide est laminaire ou turbulent.

Le choix du modèle d'écoulement devrait être motivé d'une manière quelconque car l'écoulement est pénétré à l'intérieur d'une géométrie complexe de l'échangeur de chaleur et les données expérimentales suffisantes ne sont pas disponibles pour le jugement [1].

On rappellera ici qu'il n'y a aucun accord unanime sur la dimension caractéristique employée pour définir le nombre de Reynolds. Les investigateurs permettent d'employer la vitesse d'entrée, la vitesse moyenne et la vitesse dans la section minimale de passage d'écoulement comme vitesse de référence (d'ailleurs, la conception complète des échangeurs de chaleur concerne la méthode de diriger l'air).

Dans la présente étude, le régime d'écoulement turbulent est choisi pour tous les calculs. Pour un seul tube à ailettes, le nombre de Reynolds est déterminé en se basant sur la vitesse d'entrée d'air et le diamètre extérieur du collier d'ailette. Tandis que pour le cas d'un faisceau de tubes, le nombre de Reynolds est calculé avec la vitesse maximale d'écoulement et le diamètre extérieur de tube [2, 3]. Ceci donne une variation du nombre de Reynolds entre 4500 et 22500 pour le cas d'un seul tube à ailette et entre 12700 et 29700 pour le cas d'un faisceau de quatre rangés. La considération de base est comme suit:

L'écoulement entre deux surfaces adjacentes d'ailettes est considéré comme un écoulement entre deux plaques parallèles, c.-à-d., un écoulement canalisé, le nombre de

transition de Reynolds peut prendre une valeur autour de 2300 (utilisent deux fois le pas d'ailettes comme longueur de référence). Il faut noter que dans cette étude le diamètre de tube est cinq fois plus grand que le pas d'ailettes (leurs valeurs nominales sont respectivement 27 et 5 millimètres). Ainsi la valeur du nombre de Reynolds de 2300 correspond environ à 5750 basés sur le diamètre extérieur du collier d'ailette comme longueur de référence dans l'évaluation du nombre de Reynolds. Donc l'écoulement devient turbulent lorsque le Reynolds dépasse 5700. En outre, plusieurs études comprenant le transfert de chaleur turbulent utilisant les modèles de calculs semblables ont été publiées aux journal internationaux [2-6]. Ceci donne l'appui et la justification qu'un modèle d'écoulement turbulent pourrait être acceptable dans les calculs.

Donner une définition générale et précise de la turbulence en mécanique des fluides reste encore, en l'état actuel des connaissances, une question ouverte. La définition suivante qui donnée par P. Chassaing [7] rassemble synthétiquement les éléments essentiels de la turbulence: "*La turbulence est un mode naturel d'écoulement d'un fluide visqueux où des mécanismes internes d'échange d'énergie assurent la création et le maintien de tout une hiérarchie de mouvements chaotiques répartis continûment sur une large gamme d'échelles macroscopiques*".

Le mouvement turbulent des fluides est évidemment très favorable au mécanisme de transfert de chaleur puisqu'il favorise le mélange intime de la matière. Les petits volumes de fluide, en se mélangeant avec d'autres, jouent le rôle de porteur d'énergie, il permet donc d'ajouter à la conduction, toujours présente comme pour les écoulements laminaires, un mécanisme de transport lié aux fluctuations du fluide. Pour ceci et pour intensifier le transfert de chaleur par convection il faut toujours travailler à atteindre ce régime d'écoulement [8]. Ce mécanisme d'échange de chaleur est contrôlé par la diffusivité thermique de la turbulence.

3.4 Equations gouvernant les problèmes étudiés

Après avoir connu le régime d'écoulement pour les calculs, qui est turbulent, il faut écrire à nouveau les équations précédentes et spécifier clairement le modèle de turbulence pour la fermeture du problème étudié. Avec la considération d'un échangeur de chaleur de tube à ailettes annulaire et sous la gamme proposée des nombres de Reynolds, l'écoulement

dans le faisceau des tubes à ailettes a été assumé: tridimensionnel, incompressible, stationnaire et turbulent.

Les équations de Navier-Stokes moyennées (équations de Reynolds) représentent des équations de transport pour les quantités moyennes d'écoulement. Les variables de solution dans les équations instantanées de Navier-Stokes sont décomposées en partie moyenne (moyenne au temps) et une partie de fluctuation : $u_i = \bar{u}_i + u'_i, p = \bar{p} + p', T = \bar{T} + T'$. Pour une écriture convenable des équations, toutes les quantités d'écoulement ramenées à une moyenne " \bar{a} " sont remplacés par " a ". Donc les équations de Reynolds moyennées sont suffisamment rapprochées par:

Continuité:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.5)$$

Quantité de mouvement:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho u_i u_j + P \delta_{ij} - \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) + \rho \overline{u'_i u'_j} \right) = 0 \quad (3.6)$$

La contrainte de Reynolds est définir suivante l'approximation de Boussinesq par:

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho \lambda_{air} + \mu_t \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \delta_{ij} \quad (3.7)$$

Equation d'énergie:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(u_i (\rho E + p) \right) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left((\lambda_{air} + \lambda_t) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (3.8)$$

λ_t est la conductivité thermique turbulent.

Dans la région solide, l'équation d'énergie qui a été résolue dans le régime stationnaire prend la forme suivante:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda_a \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) = 0 \quad (3.9)$$

λ_a est la conductivité thermique d'ailette.

3.5 Modélisation de la turbulence

L'apparition des tensions de Reynolds dans les équations de mouvement comme des inconnues pose un problème de fermeture. On dit alors que l'on a un système d'équations ouvert (plus d'inconnus que d'équations).

Alternativement, deux méthodes ont été suggérées dans le passé: (I) la méthode LES (Large Eddy Simulation) où les tourbillons contenant la grande énergie sont simulées

directement tandis que les petits tourbillons sont expliqués par l'établissement d'une moyenne. La méthode RANS (Reynolds Average Navier Stocks) où tous les tourbillons sont expliqués par des efforts de Reynolds obtenu par l'établissement d'une moyenne des équations de Navier-Stokes (moyenne en temps pour des écoulements statistiquement stationnaires, moyenne d'ensemble pour des écoulements transitoires). Il est nécessaire de comprendre que le choix du modèle de turbulence dépend également des moyens de calculs disponibles. Contrairement au modèle RANS, le LES peut nécessiter l'utilisation d'un maillage extrêmement fin, par conséquent, le temps requis pour des calculs typiques, aura pris un longtemps pour atteindre une solution acceptable. Au lieu de cela FLUENT recommande généralement l'approche RANS pour les modèles conventionnels de turbulence [9].

Cependant, la modélisation RANS propose deux méthodes pour fermer le système d'équations de Reynolds:

- Sans introduire de nouvelles équations de transport, on parlera dans ce cas des modèles algébriques ou à zéro équation.
- D'autre part, on peut obtenir des équations de transport des tensions de Reynolds mais, dans ces nouvelles équations, interviennent des termes de corrélations qu'il faut à nouveau modéliser.

Fluent fournit le choix entre différents modèles de turbulence : modèle à une équation (Spalart-Allmaras), modèles à deux équations ($k - \varepsilon$ standard, $k - \varepsilon$ -RNG-, $k - \varepsilon$ (Realizable), $k - \omega$ et $k - \omega$ -SST-), modèles à cinq équations RSM (Reynolds stress model).

Malgré leur complexité de calcul réduite, les fermetures à une équation présentent les inconvénients suivants [7]:

- Empirisme de la prescription de l'échelle de longueur.
- Extension difficile au cas tridimensionnel.

Comme le compromis du moment le plus performant entre complexité et généralité, les fermetures d'ordre supérieur ont en l'état présent des connaissances sur la turbulence, des aspects nettement plus spéculatifs. Pour ceci, les modèles de turbulence les plus populaires utilisés aujourd'hui pour des calculs d'écoulement et de transfert thermique sont les modèles de viscosité à deux équations. Les modèles $k - \varepsilon$ et $k - \omega$ sont les plus utilisés. Ces modèles offrent souvent un bon équilibre entre la complexité et l'exactitude [10]. Une description détaillée sur ces deux modèles est donnée ci-dessous:

3.5.1 Modèle $k - \varepsilon$

3.5.1.1 Modèle standard $k - \varepsilon$

Le modèle $k - \varepsilon$ standard est basé sur le concept de Bousinesq (1877). Les termes des contraintes de Reynolds sont estimés par Launder & Spalding (1974):

$$-\rho \overline{u_i u_j} = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3}\rho k \delta_{ij} - \frac{2}{3}\mu_t \delta_{ij} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \quad (3.10)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.11)$$

S_{ij} présente le tenseur de déformation

La viscosité turbulente est donnée par:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.12)$$

On voit de l'équation (3.10) que les contraintes de Reynolds sont considérées proportionnelles au taux de dissipation réduit par l'énergie cinétique des tourbillons.

Habituellement, la viscosité moléculaire μ et la viscosité turbulente μ_t sont combinées à une viscosité efficace par la relation:

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (3.13)$$

L'énergie cinétique turbulente k est définie par:

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i u_i} \quad (3.14)$$

Son taux de dissipation ε est donné par:

$$\varepsilon = \nu \overline{\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)} \quad (3.15)$$

Les coefficients du modèle sont réunis dans le tableau (3.1):

C_μ	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	σ_k	σ_ε
0,09	1.44	1,92	1,0	1,3

Tableau 3.1: Valeurs des constantes du modèle $k - \varepsilon$.

Il est indispensable de savoir que le modèle $k - \varepsilon$ est applicable aux écoulements à nombre de Reynolds élevé.

3.5.1.2 Modèle RNG $k - \varepsilon$

Le modèle $k - \varepsilon$ RNG (group de renormalisation) est de la même forme que le modèle standard sauf que les coefficients sont différemment spécifiés Choudhury, (1993). Dans le code de calcul Fluent, le modèle $k - \varepsilon$ RNG utilise le concept de Boussinesq

(équations 3.10 et 3.12) et adopte les relations suivantes pour la fermeture du problème de turbulence étudié:

$$\rho u_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\alpha_p (\mu + \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + \mu_t S^2 - \rho \varepsilon \quad (3.16)$$

$$\rho u_i \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\alpha_p (\mu + \mu_t) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t S^2 - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R \quad (3.17)$$

α_p est l'inverse du nombre de Prandtl pour le transport turbulent, elle est calculée par l'intermédiaire de l'équation suivante:

$$\left| \frac{\alpha_p - 1.3929}{-0.3929} \right|^{0.6321} \left| \frac{\alpha_p + 2.3929}{3.3929} \right|^{0.3679} = \frac{\mu}{\mu_t} \quad (3.18)$$

Le taux du terme de contrainte R est donné par:

$$R = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta/\eta_0) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.19)$$

η est donné par $\eta = Sk/\varepsilon$, $S^2 = 2S_{ij}S_{ij}$ est le module du taux de tenseur de déformation exprimé par la relation (3.10).

L'expression (3.16) ajoute un terme fonction du taux de déformation η à l'équation du taux de dissipation le rendant ainsi moins diffusif.

Les constantes du modèle RNG ont pour valeur, tableau (3.2):

C_μ	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	η_0	β
0,0845	1.42	1,68	4,38	0,012

Tableau 3.2: Valeurs des constantes du modèle $k - \varepsilon$ RNG.

Contrairement au modèle RNG, le modèle $k - \varepsilon$ standard est valide seulement pour l'écoulement entièrement turbulent.

Dans le modèle RNG, la taille des échelles turbulentes est prise en compte pour déterminer la part de l'énergie qui sera transportée et celle qui sera dissipée. Les petites échelles de turbulence qui dissipent toute leur énergie sont modélisées alors que les grandes échelles sont étudiées précisément.

3.5.1.3 Modèle Réalisable $k - \varepsilon$

Le modèle réalisable $k - \varepsilon$ est la version non linéaire du modèle $k - \varepsilon$. Il est proposé par Shih et al, (1995) afin d'améliorer les déficits du modèle standard $k - \varepsilon$. Ce modèle maintient les deux équations du modèle $k - \varepsilon$, mais élargit également le modèle par l'intégration des effets additionnels pour expliquer l'anisotropie des contraintes de Reynold

(sans utilisation des sept équations supplémentaires employées dans le modèle RSM) pour modéliser exactement les contraintes de Reynolds. Ce modèle montre que la turbulence ne s'ajuste pas toujours instantanément tout en se déplaçant par le domaine d'écoulement, signifiant que la contrainte de Reynolds dépend partiellement de la vitesse de déformation moyenne elle-même. Ceci signifie que le modèle réalisable $k - \varepsilon$ non linéaire tient en compte les phénomènes de ralentissement de turbulence influent sur l'équilibre de production et de dissipation de la turbulence [11].

Les coefficients du modèle sont réunis dans le tableau ci-dessous:

$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	σ_k	σ_ε
1,44	1,9	1	1,2

Tableau 3.3: Valeurs des constantes du modèle réalisable $k - \varepsilon$.

3.5.2 Modèle $k - \omega$

3.5.2.1 Modèle Standard $k - \omega$

Le modèle $k - \omega$ est basé sur le modèle des équations de transport pour l'énergie cinétique turbulente (k) et le taux de dissipation spécifique (ω) qui s'apparente au rapport de k par ε . Les équations de k et ω sont obtenus selon Wilcox, (1998):

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - Y_k \quad (3.20)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i \omega)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + P_\omega - Y_\omega \quad (3.21)$$

Après plusieurs années de perfectionnement, ce modèle est plus précis pour le calcul des écoulements cisailés libres et les écoulements de la couche limite. Il prend aussi en compte les effets des faibles nombres de Reynolds, de la compressibilité, des jets de différentes configurations (plan, radial, ...etc.). Pour ces raisons, il convient particulièrement aux écoulements internes [11, 12].

3.5.2.2 Modèle SST $k - \omega$ (Menter 1994)

Le modèle SST $k - \omega$ (Shear Stress Transport) ou transport des contraintes de cisaillement turbulentes, est dérivé du modèle Standard. Ce modèle regroupe la robustesse et la précision du modèle initial $k - \omega$ de Wilcox, (1988) activé près de la paroi et le modèle $k - \varepsilon$ pour la région turbulente du jet libre loin de la paroi.

Pour prendre en compte le transport des contraintes de cisaillement turbulentes, la définition de la viscosité turbulente est modifiée et prend la forme simplifiée suivante:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max\left[\frac{1}{\alpha^*}, f(\Omega, k, \omega, y)\right]} \quad (3.22)$$

$f(\Omega, k, \omega, y)$ est une fonction dépendant du taux de rotation de (Ω) , de k , de ω et de la distance normale à la paroi (y).

Pour une classe d'écoulements plus étendue, (écoulements à gradients de pression adverses, surfaces portantes, ondes de choc ...etc.) les améliorations apportées à ce modèle le rendent plus fiable qu'aux modèles $k - \omega$ Standard et la famille des modèles $k - \varepsilon$ [12].

Dans notre étude des simulations numériques en cas stationnaire ont été effectuées par le modèle de turbulence $k - \varepsilon$ de Fluent. Ce modèle est principalement valide au centre des écoulements turbulents (c.à.d: dans la région d'écoulement un peu loin des frontières). C'est pourquoi, il est souvent associé à une loi de paroi qui permet de ne pas mener la résolution des équations de bilan jusqu'à cette paroi [13]. Donc pour traiter précisément les zones proches des parois, le modèle *RNG* $k - \varepsilon$ a été complété par le modèle « Standard Wall Functions ». Parmi les modèles de la famille $k - \varepsilon$, le modèle RNG a été sélectionné pour les raisons suivants:

- Dispose d'un terme additionnel dans l'équation de ε , qui améliore la précision pour les écoulements avec des contraintes rapides (changements de directions soudains).
- Inclue l'effet du tourbillonnement sur la turbulence afin d'accroître la précision pour les écoulements tourbillonnaires (Swirling).
- Utilise un dispositif pour prendre en compte les effets des bas nombres de Reynolds, contrairement au modèle standard qui est un modèle basé sur des nombres de Reynolds élevés.
- Comparé au modèle $k - \varepsilon$ Standard le modèle RNG est très réponsif à l'effet des contraintes rapides, vorticités et recyclage d'écoulement, les écoulements séparés et le transfert de chaleur et de masse à la paroi [14].

Yakhot et Orszaga [15] ont proposé une variante du modèle $k - \varepsilon$ tels que ses caractéristiques de fonctionnement aient été améliorées relativement au modèle standard. Le modèle $k - \varepsilon$ (RNG) est trouvé plus sensible aux effets de la courbure aérodynamique rapide, séparation de l'écoulement, rattachement et recirculation du fluide que le modèle $k - \varepsilon$ standard.

Dans le calcul dynamique et thermique des échangeurs de chaleur, le modèle de turbulence $k - \varepsilon$ (RNG) a été utilisé aussi par les références [3, 4, 16-19] afin de déterminer la chute de pression ΔP , le flux de chaleur φ et le coefficient de transfert thermique h . La configuration de l'échangeur de chaleur des tubes à ailettes annulaire excentrique que nous avons étudié en ce document est semblable à cela étudiée dans les références [2, 3]. Dans ces références, les auteurs ont employé aussi le même modèle de turbulence $k - \varepsilon$ RNG.

Parallèlement et pour éliminer tous les doutes concerne ce choix, on a effectué des simulations avec le modèle $k - \omega$. Ces simulations ont été exécutées pour les deux cas étudiés: un seul tube à ailettes et un faisceau de quatre rangées. Pour le première cas et sur la même configuration géométrique de Chen [20], le tableau (3.4) compare les valeurs des coefficients d'échange moyens déterminés par le modèles $k - \omega$ avec ceux donnés par la référence [20].

Pour les trois vitesse d'écoulement, les valeurs du coefficient d'échange moyen calculées par le modèle $k - \omega$ sont très loin de ceux calculées par Chen [20].

	$V_{ent} = 5(m/s)$ $T_{ent}=298.9 K$ $T_0=330.13 K$		$V_{ent}=3 (m/s)$ $T_{ent}=298.15 K$ $T_0=331.7 K$		$V_{ent}=1(m/s)$ $T_{ent}=298.03K$ $T_0=330.63K$	
	Travail actuel	Ref. [20]	Travail actuel	Ref. [20]	Travail actuel	Ref. [20]
\bar{h}_1	87.25	102.5	99.52	116.86	19.73	24.72
\bar{h}_2	76.8	98.83	37.2	45.01	28.8	35.86
\bar{h}_3	37.19	24.03	13.77	9.38	1.6	3.2
\bar{h}	67.1	75.12	50.16	57.08	16.70	21.26

Tableau 3.4 Comparaison entre les résultats trouvent avec le modèle $K - \omega$ et ceux de Chen [20].

Pour le cas d'un faisceau de tubes excentriques, à arrangement quinconcé, le critère de validation est la mesure des différences de température et de pression entre l'entrée et la sortie de l'échangeur. Le tableau (3.5) compare les valeurs de ces paramètres déterminés expérimentalement avec ceux obtenus numériquement on utilise le modèle $K - \omega$. Le tableau montre que les résultats numériques trouvés avec le modèle $K - \omega$ sont très différent de celle expérimentaux. Donc ce modèle présent un mauvais choix pour la simulation numérique actuel.

	$V_{ent} = 2,2$ (m/s)		$V_{ent} = 4,2$ (m/s)		$V_{ent} = 5,2$ (m/s)		$V_{ent} = 6,3$ (m/s)	
	Numérique	Expér	Numérique	Expér	Numérique	Expér	Numérique	Expér
ΔT	15,2	7,2	10,52	5,4	8,53	4,6	6,2	3,1
ΔP	56,8	57	104,0	220	150,0	239	192,5	290

Tableau 3.5 Comparaison entre les résultats expérimentaux avec ceux numériques du modèle $K - \omega$.

L'analyse de ces résultats nous conduit à utiliser par la suite le modèle de turbulence RNG $K - \varepsilon$ sur les simulations numériques.

3.6 Méthode de résolution

Les équations différentielles aux dérivées partielles régissant le transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur peuvent être résolues numériquement, en tenant compte des conditions aux limites et initiales. Parmi les méthodes de résolution des EDP, il y a essentiellement trois méthodes: la Méthode des Différence Finies (MDF), la Méthode des Éléments Finis (MEF) et la Méthode des Volumes Finis (MVF).

L'idée de base de la première méthode (MDF) est facile à comprendre, elle est simple à concevoir. Son principe consiste à discrétiser séparément chaque opérateur mathématique apparaissant dans l'EDP. Ces opérateurs se servent ensuite pour exprimer la température et ses dérivées en un point en fonction des valeurs aux points voisins. Il en résulte un système d'équation algébrique discrète qui sera résolue en chaque point du maillage.

La deuxième, MEF permet de remplacer l'équation différentielle par des équations algébriques dont les inconnues sont des variables nodales. Le domaine concerné est divisé en sous domaines de formes géométriques simples que l'on appelle élément finis. On chaque élément on définit une approximation adéquate de la solution permettent de résoudre le problème uniquement en fonction des valeurs de la solution aux nœuds. L'opération d'assemblage qui se fait par élément permet d'obtenir une solution sur la totalité du domaine. La troisième, MVF ou méthode du volume de contrôle est développée par Spalding et Patanker. Son principe est consisté à diviser le domaine de calcul en un nombre fini de régions délimitées par le maillage du domaine et d'appliqué après la loi de conservation gouvernant le problème (la somme des flux entrant égale à la somme des flux sortent). Au contraire de la MDF, où le système résultant d'équations algébriques doit être résolu en chaque point, pour la MVF, le système d'équations représentera une relation de conservation discrète.

La méthode MVF distingue par sa fiabilité quant aux résultats, son adaptation au problème physique, sa garantie pour la conservation de masse et de quantité de mouvement et de tout scalaire transportable sur chaque volume de contrôle et dans tout le domaine de calcul, ce qui n'est pas le cas pour les autres méthodes numériques.

La méthode MVF, comporte essentiellement:

- La discrétisation du domaine considéré en volume de contrôle.
- La formulation intégrale des équations différentielles aux dérivés partielles.
- Le choix d'un schéma représentant la variation de la quantité physique et l'assemblage des diverses équations.
- Le modèle doit être stable et convergent.

Pour le cas étudié ici, le code de calcul Fluent discrétise les EDP de transport définissant notre problème. Il emploie la méthode des volumes finis, où comme nous l'avons introduit, le domaine est divisé en volumes finis. L'ensemble des points où l'on souhaite chercher les solutions est alors déterminé.

FLUENT est un programme informatique créé pour modéliser l'écoulement des fluides et le transfert de chaleur dans les géométries complexes. FLUENT fournit le maillage complet du domaine étudié, la solution du problème d'écoulement avec un maillage non structuré qui peut être produit aux géométries complexes. Les types de mailles disponibles incluent: en cas 2D prends la forme triangulaire ou quadrilatère, pour le cas 3D il y a les mailles tétraédrique, hexaèdre, pyramide, cône ou les mailles hybrides. FLUENT permet également de raffiner ou grossir la grille basée sur la solution d'écoulement.

FLUENT est écrit dans le langage de programmation C et fait pleine utilisation de la flexibilité et de la puissance offerte par ce langage. Par conséquent, la véritable allocation dynamique de mémoire, structures des données efficaces et un contrôle souple du solveur sont rendus possibles. En outre, il utilise une architecture qui lui permet de s'exécuter en tant que plusieurs processus simultanés sur un seul PC de travail ou sur des machines en parallèle, pour une exécution plus efficace.

Pour les deux cas 2D et 3D, FLUENT nous permet de traiter de nombreux problèmes: les écoulements stationnaires et transitoires, écoulements compressibles ou

incompressibles, y compris tous les régimes (subsonique, transsonique supersonique et hypersonique), écoulement non visqueux, laminaire ou turbulent, fluides newtonien et non newtonien, le transfert de chaleur, y compris la convection forcé, naturelle et mixte, le transfert de chaleur conjugué (solide/fluide) et le rayonnement....etc.

3.7 Simulation numérique

3.7.1 Introduction

Les avances dans les modèles physiques, l'analyse numérique et les puissances de calcul informatique permettent la simulation des caractéristiques de transfert de chaleur et de la mécanique des fluides dans des circonstances tridimensionnelles. Donc il peut être avantageux d'employer les logiciels de CFD que les analyses expérimentaux, puisque les expériences ont un coût directement proportionnel au nombre de configurations désirées pour l'essai. En CFD un grand nombre de résultats peuvent être produits à pratiquement aucuns frais supplémentaires. De cette façon, les études paramétriques pour optimiser les échangeurs de chaleur sont très peu coûteuses avec le CFD une fois comparées aux expériences. En raison des temps extrêmement longs de calcul, les études détaillées sur l'échangeur de tube à ailettes circulaire avec un écoulement tridimensionnel sont très rares [21]. Par conséquent, la simulation du champ d'écoulement tridimensionnel dans des conditions géométriques complexes est apparemment une tâche difficile à réaliser.

Les équations gouvernantes avec les conditions aux limites dans la section (3.4), sont résolues par le code de simulation "Fluent" V.6.2. Ce code de calcul utilise la méthode des volumes finies et exige le maillage de tout le domaine étudié, les propriétés physiques ainsi que les conditions initiales et aux limites. Cette résolution nous a permis d'appréhender les champs hydrodynamiques et thermiques dans le corps solide d'ailette et autour d'elle.

Comme décrit dans l'objectif, le but de cette étude est d'étudier numériquement et expérimentalement l'effet de décalage du tube sur les caractéristiques dynamiques et thermiques d'un échangeur avec des tubes à ailettes circulaires. Un schéma détaillé de la configuration de tube à ailettes circulaires est présenté dans la figure ci-dessous. La nomenclature des dimensions concernent cette figure est, le diamètre de tube d_t , le diamètre extérieure d'ailette d_a , le décalage du tube D_t , le pas d'ailettes S et leur épaisseur E_a .

Pour le cas d'un tube à ailettes, les calculs numériques ont été exécutés pour 19 faisceau, tandis que pour l'échangeur à quatre rangées, il ya 10 faisceau pour les calculs numérique et 4 faisceau pour l'investigation expérimentale, ils sont récapitulés dans les deux tableaux (3.6) et (3.7).

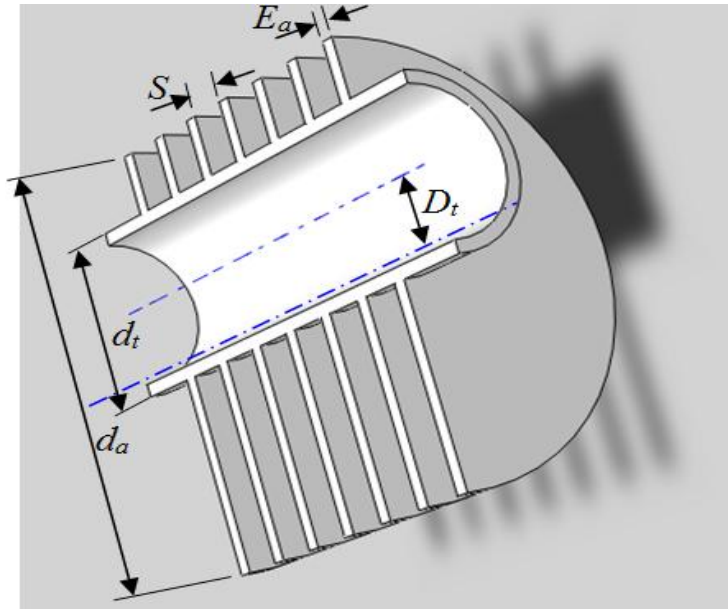


Figure 3.1 : Section transversale d'un tube à ailettes circulaires excentriques.

3.7.2 Domaine de calcul

En prévoyant de simuler un problème, les considérations de base du modèle de calcul telles que les conditions aux limites, la taille du domaine de calcul, topologie du maillage, modèle 2D ou 3D sont nécessaires. Par exemple, le choix approprié du type de maillage peut épargner le temps de calcul, convergence rapide et minimisé les dépenses informatiques. D'ailleurs, un examen consciencieux pour le choix des modèles physiques et la détermination du procédé de solution produira des résultats plus efficaces.

Le domaine de calcul doit être alors clairement spécifié. Basé sur la configuration géométrique de la symétrie, la cellule entre deux surfaces adjacentes d'ailettes est simulée, c.-à-d., les surfaces d'ailettes incluent la moitié de l'épaisseur d'ailette au bas et aux côtés du fond tandis que la circulation d'air est à l'intérieur d'un tunnel composé par les interfaces de contact solide-fluide et les tubes.

	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	T ₈	T ₉	T ₁₀	T ₁₁	T ₁₂	T ₁₃	T ₁₄	T ₁₅	T ₁₆	T ₁₇	T ₁₈	T ₁₉
Diamètre de tube d_t	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27	20	35	45
Diamètre d'ailette d_a	99	99	99	99	99	99	99	99	99	99	99	99	99	99	99	99	99	99	99
Hauteur d'ailette h_a	36	36	36	36	36	36	36	36	36	36	36	36	36	36	36	36	39.5	32	27
Epaisseur d'ailette E_a	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Pas d'ailettes S	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	2	3	4	6	7	8	5	5	5
Décalage de tube D_t	-10	-7	-5	0	5	7	10	12	14	16	12	12	12	12	12	12	12	12	12

Tableau 3.6 : Dimensions des modèles d'échangeurs à un seul tube à ailettes circulaires utilisés dans l'investigation numérique.

A. Cas numérique

B. Cas expérimentale

	Arrangement en linge						Arrangement en quinconce						Arrangement en linge		Arrangement en quinconce	
	N ₁	N ₂	N ₃	N ₄	N ₅	N ₆	N ₇	N ₈	N ₉	N ₁₀	N ₁₁	N ₁₂	E ₁	E ₂	E ₃	E ₄
Diamètre de tube d_t	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22
Diamètre d'ailette d_a	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35
Epaisseur d'ailette E_a	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3
Pas d'ailettes S	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
Décalage de tube D_t	0	1	2	2,5	3	3,5	0	1	2	2,5	3	3,5	0	2,5	0	2,5
Pas longitudinale P_l	42	42	42	42	42	42	38	38	38	38	38	38	42	42	38	38
Pas transversal P_t	42	42	42	42	42	42	42	42	42	42	42	42	42	42	42	42

Toutes les dimensions sont en mm.

Tableau 3.7 : Dimensions des faisceaux de quatre rangées utilisés dans l'investigation numérique et expérimentale.

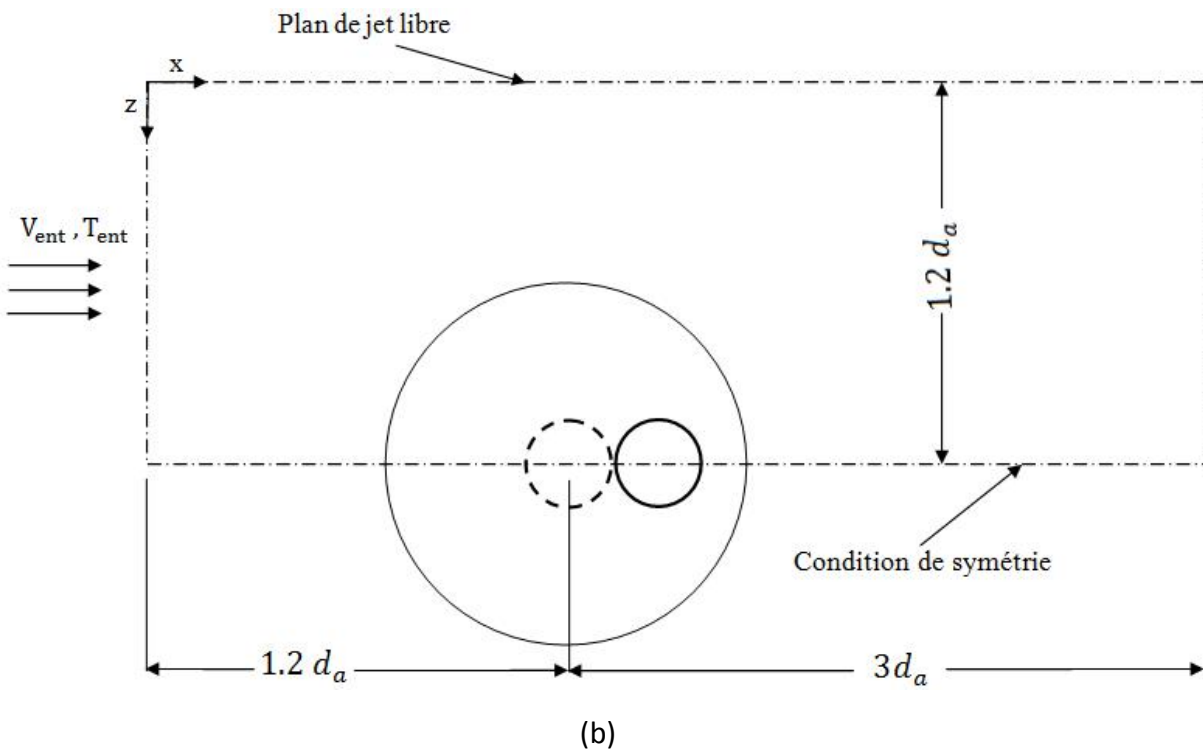
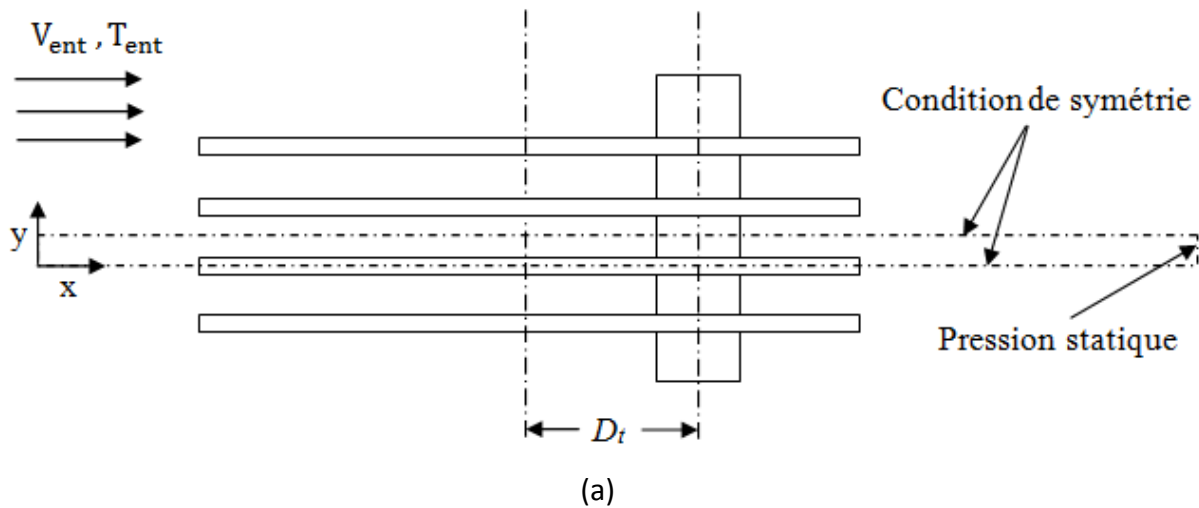


Figure 3.2 : Domaine de calcul d'un seul tube à ailettes (lignes pointillées), avec les conditions aux limites: (a) section longitudinale (b) section transversale.

Une vue schématique du modèle qu'on a proposé pour un seul tube et un faisceau de quatre rangées des tubes (avec les deux types d'arrangements) sont montrés dans les figures (3.2) et (3.3). Les figures sont présentées pour le cas décalé des tubes. Les domaines de calcul à considérer dans cette étude sont limités par les lignes pointillées qui présentent les conditions de la symétrie. Dans la direction (y), les lignes de symétries sont passées à travers la plane centrée entre deux ailettes et les centres d'épaisseurs d'ailettes.

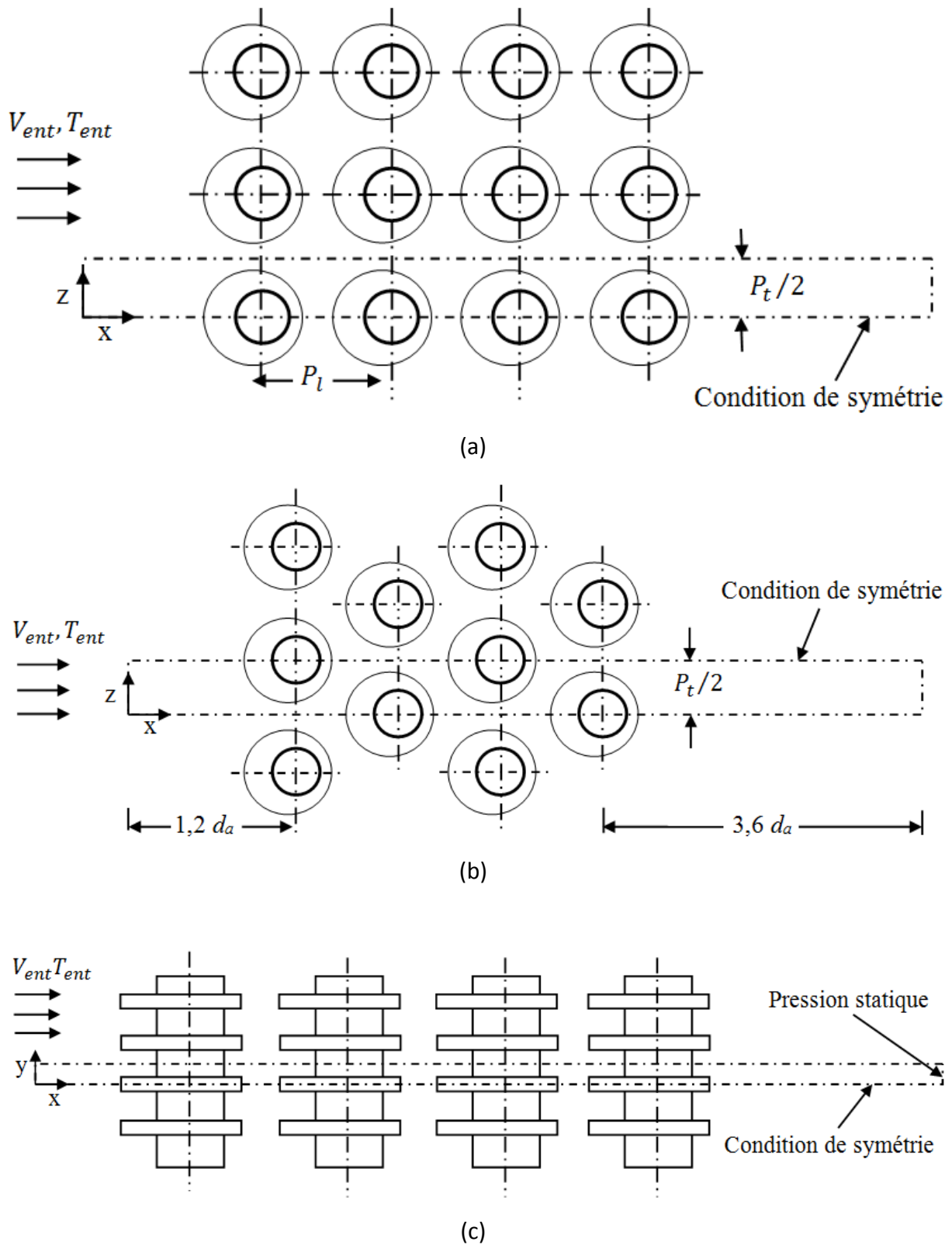


Figure 3.3 : Domaine de calcul d'un faisceau à quatre rangées: (a) arrangement en ligne, (b) arrangement quinconcé, (c) section longitudinale.

Suivant (z), les lignes de symétries sont passées à travers les centres des tubes et le plane centré entre deux lignes adjacentes des tubes. Pour le cas d'un seul tube à ailettes, la côté gauche du domaine d'étude est limitée par 1,2 fois de diamètre d'ailette où la condition "plan de jet libre" est donnée ici.

La frontière ascendante du domaine de calcul est limitée par 1,2 fois de diamètre d'ailette à partir du centre de la première rangée, de sorte qu'une distribution uniforme de vitesse puisse être assurée à l'entrée du domaine. De même, la borne arrière est limitée par 3,6 fois de diamètre d'ailette à partir du centre de la dernière rangée [21, 22].

3.7.3 Maillage

Avant d'examiner les effets des différents paramètres géométriques sur le fonctionnement d'échangeur thermique, il est nécessaire d'adopter un maillage approprié pour faire des calculs alternativement menant à une compréhension physique correcte [1]. La création de la géométrie, ainsi que le maillage se font sous le progiciel "Gambit". Ce mailleur propose des solutions étendues pour les géométries les plus compliquées. La génération du maillage et l'incorporation des conditions aux limites sont indispensables avant d'entamer tout autre objectif. L'amélioration et la génération du maillage est importante pour prévoir le transfert de chaleur dans les géométries complexes. En raison des fortes interactions entre l'écoulement moyens et la turbulence, les résultats numériques pour les écoulements turbulents tendent à dépendre beaucoup plus de l'optimisation du maillage que ceux pour les écoulements laminaires [9]. Sous Gambit, on peut utiliser plusieurs types de maillages: maillage structuré, non structuré ou hybride.

Une étude du maillage a été réalisée dans le but de s'assurer que les résultats obtenus après les calculs ne soient affectés par la taille du maillage. Pour ce la, le coefficient d'échange convectif moyen a été déterminé pour différents maillages du domaine étudié (voir les figures 3.4 et 3.5). Pour déterminer l'indépendance de grilles des résultats, le soin doit nécessairement être pris parce que les erreurs relatives dans les coefficients d'échange moyens entre de telles grilles devraient être plus ou moins de 5 % [21]. Si nécessaire, les mailles ont été raffinées avec la répétition suivante de la simulation numérique. De la courbe de la figure 3.4, il est claire qu'un nombre de 2,100,000 des mailles hexaèdres est suffisent pour donner une solution indépendante du maillage. Pour un faisceau de quatre rangées (Fig. 3.5) l'indépendance de la solution avec le nombre des mailles dépend du type

d'arrangement des tubes. Pour l'arrangement en quinconce, un nombre de 1,200,000 mailles hexaèdres est nécessaire pour donner des résultats stables et indépendants du maillage, tandis que pour l'arrangement en ligne, un nombre de 1,100,000 mailles hexaèdres est suffisant. Une bonne qualité de maillage est synonyme d'absence des grandes distorsions d'éléments (bon skewness). Dans toutes les géométries étudiées ici, le facteur de distorsion F_d (skewness) est varié dans la gamme $0,43 \leq F_d \leq 0,58$. Ces valeurs sont considérées bonnes selon la référence [9].

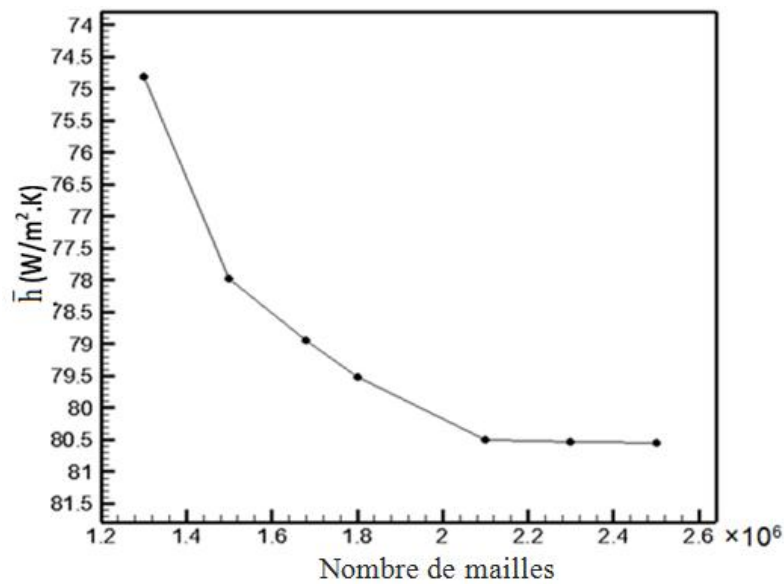


Figure 3.4 : Effet du maillage sur le coefficient d'échange convectif moyen pour un seul tube à ailette.

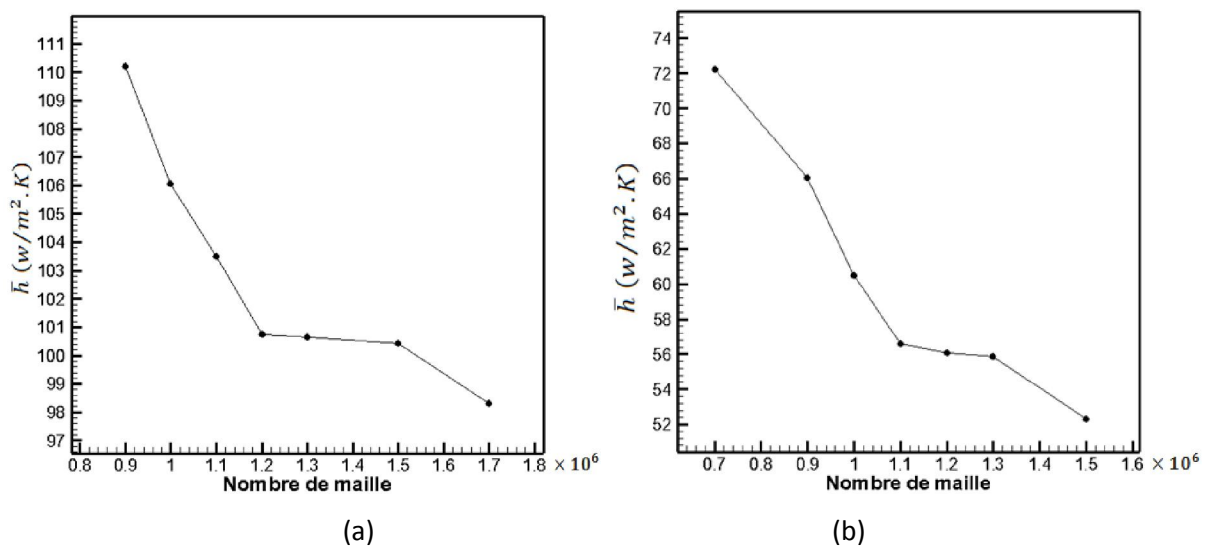


Figure 3.5 : Effet du maillage sur le coefficient d'échange convectif moyen pour le cas d'un faisceau: (a) arrangement quinconcé, (b) arrangement en ligne.

Le maillage généré pour le cas d'un tube à ailettes circulaires est montré dans la figure 3.6. Pour le cas d'un faisceau de quatre rangées, le maillage généré pour les deux types d'arrangements est présenté dans les figures (3.7) et (3.8). Un facteur significatif dans l'exactitude du calcul numérique est le traitement de la région proche-parois. Avec la commande appropriée de la densité de maillage, le domaine de calcul est discrétisé par un maillage non uniforme. Pour résoudre les écoulements secondaires (vortex en fer à cheval, décollements du fluide, sillage...etc.), le maillage doit être serré proche des surfaces solides d'ailettes et des tubes où les gradients élevés sont prévus. Loin des parois où l'écoulement est relativement uniforme, le maillage grossi a été choisi.

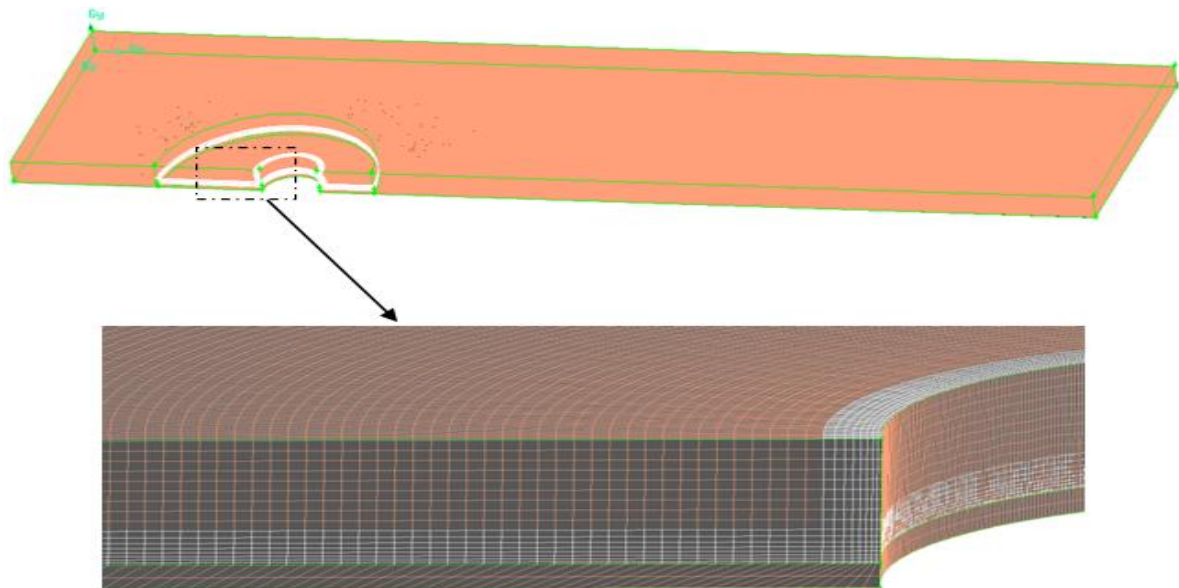


Figure 3.6 : Maillage généré pour un seul tube à ailettes.

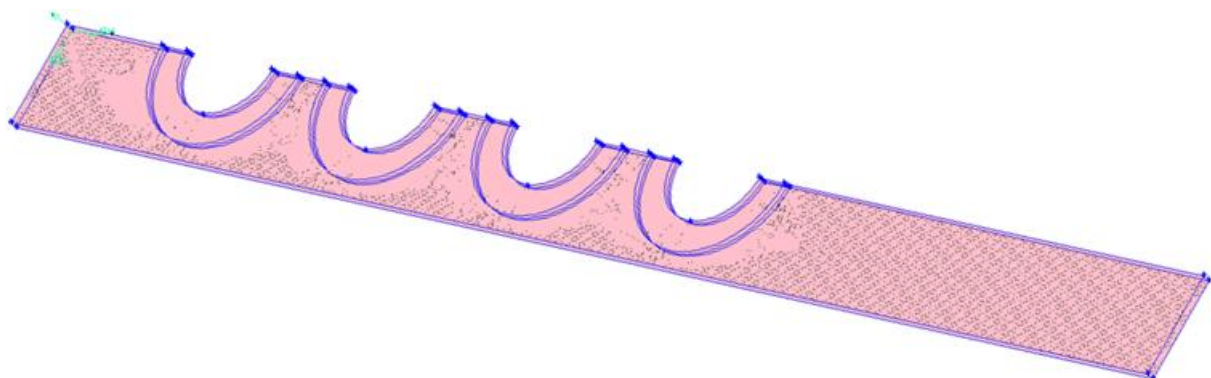


Figure 3.7 : Maillage généré pour un faisceau de quatre rangées de tubes avec l'arrangement en ligne.

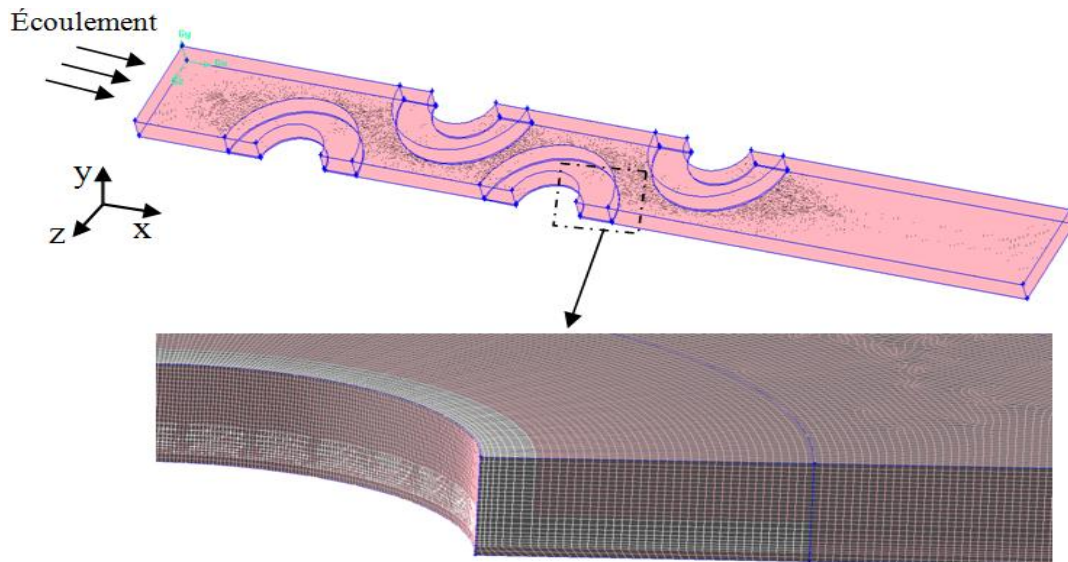


Figure 3.8 : Maillage généré pour un faisceau de quatre rangées de tubes avec l'arrangement quinconcé.

3.7.4 Conditions aux limites

Afin d'évaluer le transfert de chaleur et de la quantité de mouvement, quelques états préliminaires du modèle physique doivent être définis convenablement. Pour l'approche numérique du problème, les conditions aux limites sont exigées à placer dans toutes les frontières du domaine de calcul. On assume que l'air sec entrant dans le domaine de calcul à une vitesse uniforme V_{ent} (selon seulement la direction x), une température T_{ent} (298,9 K) et une intensité turbulent I (1%). Les composants de la vitesse suivent les directions y et z sont considérés nulles. La région solide inclut les ailettes, le reste c'est du fluide. Sur les surfaces solides des tubes et d'aillettes, la condition de non-glissement des vitesses est spécifiée. Une température constante T_p (égale 330,13 K pour le cas d'un seul tube et 273,15 pour le faisceau de quatre rangées) est assignée sur la surface des tubes. Les températures dans les ailettes sont calculées en résolvant le problème de transfert de chaleur conjuguée (conduction-convection). Dans l'acceptation de l'ailette mince, le gradient de température suivant la direction (y) (épaisseur de l'ailette) peut être négligeable et la température d'ailette varie seulement dans les directions (x) et (z). En outre, la superficie du bord d'ailette est assez petite devant la superficie totale d'ailette. Ceci implique que le taux de transfert de chaleur réel dissipé par le bout d'ailette est un peu plus petit que le taux de transfert de chaleur totale dégagé de la base d'ailette. Ainsi, on peut assumer que le bord de l'ailette est isolé [16, 18]. A cause de la conductivité thermique élevée du cuivre (387,6 W/m.K) et

l'épaisseur faible des tubes (0,8 mm), on a assumé que la distribution de température sur les parois des tubes est uniforme et leur résistance thermique est négligeable.

Aux plans de symétries et au plan de jet libre on a assumé un flux thermique nul. A ces plans, la composante normale de la vitesse est zéro, c.-à-d. aucun flux convectif à travers ces plans. Ainsi, les gradients de température et les composants tangentiels des gradients de vitesse dans la direction normale sont nulles. On assume que la sortie du domaine de calcul est maintenue à une pression statique.

3.7.5 Définition des propriétés physiques

La définition des propriétés physiques (conductivité thermique, densité, viscosité, chaleur spécifique) des fluides et des solides est un facteur nécessaire pour faire marcher le modèle de calcul. Dans cette étude, l'air est forcé pour passer entre les ailettes, où la chaleur est transférée entre elle. Dans "Fluent", les propriétés thermo-physique de l'air sont prises pour une température de référence ($T_{ref} = 288,19 K$).

Les ailettes du modèle d'un seul tube sont constituées de l'inox (AISI 304) de conductivité thermique ($\lambda_{in} = 14,9 W/m K$). Pour le cas d'un faisceau des tubes, les ailettes sont constituées d'aluminium ($\lambda_{al} = 202,4 W/m K$). Tous les tubes sont en cuivre ($\lambda_{cu} = 387,6 W/m K$).

Cependant, dans cette étude, nous supposons que l'air est sec et aucune tentative n'a été préparée pour des effets de condensation.

3.7.6 Algorithme de calcul

Il est remarquable que les techniques appropriées de commande numérique et de modélisation soient nécessaires pour accélérer la convergence et la stabilité du calcul. Pour réaliser les simulations de notre problème, nous avons utilisé un PC doté d'un microprocesseur i7 avec 8 Go de mémoire vive. Dans la simulation actuelle du problème, les procédures suivantes de l'analyse sont exécutées:

1. Création de la géométrie et son maillage.
2. Définition des conditions aux limites.

Ces deux premières étapes sont réalisées au niveau de "Gambit".

3. Lancer le code "Fluent" avec le solveur 3D et lire le fichier existant de la géométrie maillée.

4. Vérifier "Check" le maillage (en ce qui concerne la dimension du domaine de calcul, le volume des cellules, le nombre des nœuds et la surface du minimum et maximum cellule).
5. Choisir le type approprié de solveur:
Le solveur basé sur la pression (Pressure based) emploie un algorithme de solution où les équations gouvernées sont résolues séquentiellement (c.-à-d., séparé les uns des autres). Puisque les équations gouvernées sont non linéaires et couplées, la boucle de solution doit être effectuée itérativement afin d'obtenir une solution numérique convergée. L'algorithme "Segregated" nécessite une mémoire de calcul réduite, puisque les équations discrétisées doivent seulement être stockées dans la mémoire un par un. Cependant, la convergence de solution est relativement lente, puisque les équations sont résolues d'une façon découplée [9].
6. Pour calculer le champ d'écoulement turbulent, choisir le modèle $k - \varepsilon$ (RNG) et pour le traitement proche-paroi, sélectionner l'option "Standard Wall Functions". Pour le transfert de chaleur couplé (convection et conduction), activer l'équation d'énergie.
7. Imposer les conditions aux limites et choisir les matériaux, avec leurs propriétés thermo-physiques selon la liste existante, sinon il faut les introduire selon nos besoins.
8. Définir les paramètres de control de solution:

Les facteurs de sous relaxation sont:

- | | |
|---------------------------------|-----|
| • Pression | 0,3 |
| • Densité | 1,0 |
| • Énergie | 1,0 |
| • Quantité de mouvement | 0,7 |
| • Énergie cinétique turbulent | 0,8 |
| • Taux de dissipation turbulent | 0,8 |
| • Viscosité turbulent | 1,0 |

Pour la discrétisation des équations, l'utilisateur a besoin de choisir des schémas d'arrangements numériques bien spécifiés. Le schéma numérique « Upwind » avec une précision du 2^{ème} ordre est sélectionné pour la discrétisation de toutes les équations. Il est

fortement recommandé dans les écoulements de dominance convective. Malgré sa difficulté pour atteindre la convergence, le schéma du second ordre donne de très bons résultats.

Les critères de convergences ont été choisis comme suit:

Continuité = 0,001	$k = 0,001$	$\varepsilon = 0,001$
Vitesse (x,y,z) = 0,001	Énergie = 10^{-6}	

Pour l'aspect du couplage vitesse-pression, Fluent fournit l'option pour choisir parmi quatre algorithmes: SIMPLE, SIMPLEC, PISO et Coupled. Tous ces schémas, sauf l'algorithme «Coupled», sont basés sur l'approche de prédicteur-correcteur. Pour notre cas d'étude, on a sélectionné le schéma PISO (Pressure-Implicit with Splitting of Operators). Ce schéma est une partie de la famille SIMPLE et il est fortement recommandé pour les calculs d'écoulement stationnaire et transitoire. PISO est basé sur le degré plus élevé de la relation approximative entre les corrections pour la pression et la vitesse. Une des limitations des algorithmes SIMPLES et de SIMPLEC est que les nouvelles vitesses et les flux correspondants ne satisfont pas l'équilibre dynamique après que l'équation de pression-corrrection soit résolue. En conséquence, le calcul doit être répété jusqu'à ce que l'équilibre soit satisfaisant.

Dans le but d'améliorer l'efficacité de ce calcul, l'algorithme de PISO exécute deux corrections additionnelles : correction voisine (neighbor correction) et correction d'obliquité (skewness correction) [9].

9. Initialisation du champ d'écoulement: Il est nécessaire d'initialiser toutes les variables avant de commencer les calculs.
10. Calcul de solution.
11. Enregistrer les résultats.

Références bibliographiques

- [1] G. Xie, Q. Wang, and B. Sunden, "Parametric study and multiple correlations on air-side heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers with large number of large-diameter tube rows," *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, pp. 1-16, 2009.
- [2] H. Bilirgen, S. Dunbar, and E. K. Levy, "Numerical modeling of finned heat exchangers," *Applied Thermal Engineering*, vol. 61, pp. 278-288, 2013.
- [3] M. S. Mon and U. Gross, "Numerical study of fin-spacing effects in annular-finned tube heat exchangers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 47, pp. 1953-1964, 2004.
- [4] R. K. Banerjee, M. Karve, J. H. Ha, D. H. Lee, and Y. I. Cho, "Evaluation of enhanced heat transfer within a four row finned tube array of an air cooled steam condenser," *Numerical Heat Transfer*, vol. Part A 61, pp. 735-753, 2012.
- [5] L. H. Tang, G. N. Xie, M. Zeng, and Q. W. Wang, "Numerical simulation of fin patterns on air-side heat transfer and flow friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers," presented at ASCHT07, First Asian Symposium on Computational Heat Transfer and Fluid Flow, Xi'an, China, October 18–21, 2007.
- [6] A. Lemouedda, A. Schmid, E. Franz, M. Breuer, and A. Delgado, "Numerical investigations for the optimization of serrated finned-tube heat exchangers," *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, pp. 1393-1401, 2011.
- [7] P. Chassaing, *Turbulence en mécanique des fluides*, CEPADUES ed. Institut national polytechnique, Toulouse: ARBORTEXT INC, 2000.
- [8] S. Galera, "Modélisation thermique de la turbulence de proche paroi en régime hypersonique," in *Mathématiques Appliquées*. MONTPELLIER II: Sciences et Techniques du Languedoc, 2005, pp. 151.
- [9] *FLUENT Incorporated, FLUENT 6.2 User's Manual, Fluent Incorporated: Lebanon, NH-USA, 2006.*
- [10] S. Djouimaa, "Simulation de l'écoulement transsonique turbulent autour d'une aube de turbine," in *Mécanique: Thèse de Doctorate*, Université de Batna, Alger, 2007, pp. 123.
- [11] H. Anna Margrete, "CFD simulation of a fin-and-tube heat exchanger." Neils Bohrs Vej 8 DK-6700 Esbjerg: Master of Science Thesis, University of Aalborg, Esbjerg, 2008, pp. 89.
- [12] H. C. Sadouk, "Modélisation de l'encrassement en régime turbulent dans un échangeur de chaleur à plaques avec un revêtement fibreux sur les parois," in *Génie des Procédés: Thèse de Doctorat*, Université de Paris-Est, 2009, pp. 175.
- [13] F. Bouras, "Simulation de la combustion turbulente non-prémélangée par le modèle L.E.S," in *physique: Thèse de Magistère*, Université de Batna, Alger, pp. 148.
- [14] H. T. Chen, S. T. Lai, and L. Y. Haung, "Investigation of heat transfer characteristics in plate-fin heat sink," *Applied Thermal Engineering*, vol. 50, pp. 352-360, 2013.
- [15] V. Yakhot and S. A. Orzag, "Renormalization group analysis of turbulence," *Journal of Science Computer*, vol. 1, pp. 3-51, 1986.
- [16] C. H. Huang, I. C. Yuan, and H. Ay, "A three-dimensional inverse problem in imaging the local heat transfer coefficients for plate finned-tube heat exchangers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 46, pp. 3629-3638, 2003.
- [17] E. Velayati and M. Yaghoubi, "Numerical study of convective heat transfer from an array of parallel bluff plates," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 26, pp. 80–91, 2005.
- [18] H. Ay, J. Y. Jang, and Y. Jer-Nan, "Local heat transfer measurements of plate finned-tube heat exchangers by infrared thermography," *International Journal Heat and Mass Transfer*, vol. 45, pp. 4069-4078, 2002.
- [19] M. R. Shaeri and M. Yaghoubi, "Numerical analysis of turbulent convection heat transfer from an array of perforated fins," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 30, pp. 218–228, 2009.

- [20] H. T. Chen and W. L. Hsu, "Estimation of heat-transfer characteristics on a vertical annular circular fin of finned-tube heat exchangers in forced convection," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 51, pp. 1920-1932, 2008.
- [21] M. S. Mon, "Numerical Investigation of Air-Side Heat Transfer and Pressure Drop in Circular Finned-Tube Heat Exchangers," Doctoral Thesis, Technische Universität Bergakademie Freiberg, Germany, 2003.
- [22] K. Torikoshi and G. N. Xi, "A Numerical Study of Flow and Thermal Fields in Finned Tube Heat Exchangers," presented at ASME Heat Transfer Division, 1995.

Chapitre 4

Résultats et discussion

4.1 Introduction

Nous reportons dans ce chapitre les résultats numériques obtenus pour le cas d'un seul tube à ailettes et pour deux faisceaux de tubes à ailettes constitués de quatre rangées chacun. Dans le premier cas étudié, les résultats trouvés ont été validés avec ceux de Chen et al. [1]. Cependant, les résultats numériques obtenus pour le deuxième cas ont été déjà comparés avec ceux de l'expérimental qu'on a présentés au chapitre 2.

Ce chapitre, qui reprend avec plus de détails les travaux de Tahrour et al. [2], traite la plupart du temps les résultats des investigations réalisées sur les caractéristiques géométriques principales affectant le transfert de chaleur et la chute de pression dans les deux cas concernés, à savoir :

- Décalage des tubes
- Pas d'ailettes
- Diamètre des tubes
- Arrangement des tubes
- Rang du tube

En plus de l'analyse de l'effet des paramètres géométriques sur les performances thermique et hydraulique de ces dispositifs, les résultats d'écoulement local sont illustrés et discutés séparément.

4.2 Evaluation du coefficient d'échange thermique et des pertes de charge

Pour calculer numériquement le coefficient de transfert de chaleur convectif moyen \bar{h} sur les surfaces circulaires d'ailettes, nous avons divisé chaque ailette en 36 parties

(voir la figure 4.1) après qu'un test de l'indépendance de la solution par rapport au nombre de subdivisions utilisées a été effectué.

Le coefficient d'échange convectif local $h_{j,k}$ a été déterminé par l'expression de la densité de flux convectif donnée par :

$$h_{j,k} = \bar{\varphi}_{j,k} / (T_{ent,k} - T_{j,k}) \quad \text{avec: } k=1,2,3 ; j=1,2,\dots,12. \quad (4.1)$$

$T_{ent,k}$ représente la température moyenne de l'air ambiant à l'entrée des trois régions désignées par un angle de 60° de la surface supérieure de chaque ailette (voir la figure 4.2). Les températures $T_{j,k}$ et les densités flux de chaleur $\bar{\varphi}_{j,k}$ sur toutes les surfaces d'ailettes ont été déterminées par des simulations numériques CFD en utilisant le code Fluent.

La température moyenne de l'air ambiant à l'entrée de chaque région $T_{ent,k}$ a été calculée comme température moyenne de débit massique (**Mass-Weighted Average Temperature**) d'air:

$$T_{ent,k} = \frac{\int T \rho V . dS}{\int \rho V . dS} \quad (4.2)$$

Le coefficient d'échange convectif moyen \bar{h} peut être exprimé comme suit :

$$\bar{h} = \sum_{j=1}^{j=36} h_j S_j / S_a \quad (4.3)$$

où S_j et S_a sont respectivement les surfaces de la $j^{\text{ème}}$ partition et la surface supérieure totale de l'ailette.

Le taux de dissipation thermique a été calculé par

$$\dot{\varphi} = \dot{H}_{ent} - \dot{H}_{sor} \quad (4.4)$$

où \dot{H}_{ent} et \dot{H}_{sor} (W) sont respectivement les débits massiques d'enthalpie à l'entrée et à la sortie du domaine de calcul, qui sont déterminés à l'aide du code de calcul Fluent:

$$\dot{H} = \int h \rho V . dS \quad (4.5)$$

La connaissance de la chute de pression permet de déterminer la quantité de puissance de pompage requise pour le fonctionnement d'un échangeur de chaleur. Il est donc nécessaire de caractériser les chutes de pression afin de concevoir ces dispositifs

thermiques. La chute de pression ΔP peut être déterminée en connaissant les pressions à l'entrée et la sortie de l'échangeur :

$$\Delta P = P_{ent} - P_{sor} \quad (4.6)$$

La pression statique à l'entrée et la sortie du domaine d'étude a été évaluée comme suit:

$$P_{ent,sor} = \frac{\int P \cdot dS}{\int dS} = \frac{\sum_{i=1}^n P_i S_i}{\sum_{i=1}^n S_i} \quad (4.7)$$

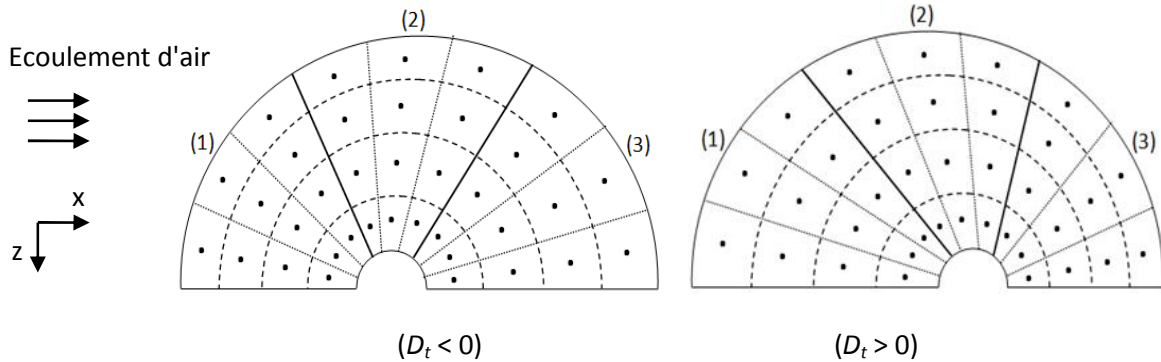


Figure 4.1 : Grille générée pour les surfaces d'ailettes annulaires excentriques.

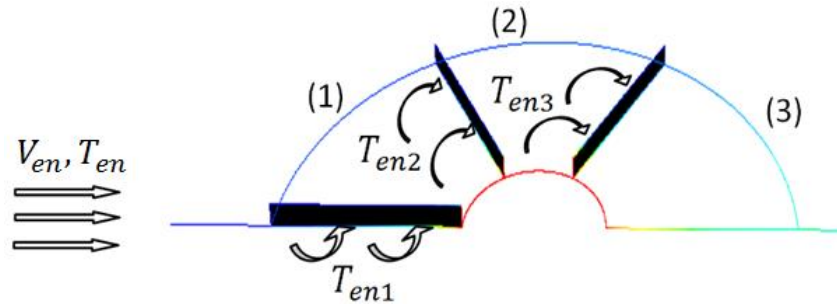


Figure 4.2 : Schéma des températures moyennes à l'entrée des régions de chaque ailette.

4.3 Efficacité d'ailettes

La performance d'ailette est généralement exprimée en termes de coefficient de transfert thermique et de l'efficacité d'ailette. Le calcul d'efficacité d'ailette a une grande importance dans la technologie des échangeurs de chaleur. Cette efficacité d'ailette est employée comme le rapport entre le taux du transfert thermique réel et celui de transfert thermique dans le cas d'une ailette isotherme. Elle peut être calculée analytiquement, comme indiqué dans les références [3, 4]. Numériquement, dans la présente étude, l'efficacité d'ailette a été calculée par :

$$\eta_a = \sum_{k=1}^3 \sum_{j=1}^{12} [\dot{\varphi}_{j,k} / S_k \cdot \bar{h}_k \cdot (T_p - T_{k,ent})] \quad (4.8)$$

où T_p est la température de la surface externe du tube qui est aussi la température de la base d'ailette.

4.4 Validation des résultats numériques obtenus

Pour une meilleure appréciation de la performance et les limites de nos simulations numériques, une comparaison entre les résultats obtenus concernant un tube à ailettes annulaires concentriques et ceux trouvés dans la référence [1] a été effectuée. Le coefficient de transfert thermique moyen a été calculé pour trois vitesses d'entrées d'air $V_{ent} = 1, 3$ et 5 (m/s), sur les surfaces des trois tranches d'ailette (voir la figure 4.2). Le pas d'ailettes est $S = 0.005$ m, leur épaisseur est 1 mm et leur matériau est un acier inoxydable. Les valeurs moyennes des coefficients de transfert de chaleur calculées sur les trois subdivisions d'ailette et les résultats numériques de Chen et al. [1] ont été rapportées dans le tableau (4.1).

Pour les trois vitesses d'entrées d'air, les résultats obtenus à l'aide du code de CFD "Fluent" ont une très bonne concordance avec ceux de Chen, notamment si nous comparons les valeurs des coefficients d'échanges moyennes \bar{h} .

		$V_{ent} = 5$ (m/s)		$V_{ent} = 3$ (m/s)		$V_{ent} = 1$ (m/s)	
		$T_{ent} = 298.9$ K		$T_{ent} = 298.15$ K		$T_{ent} = 298.03$ K	
		$T_p = 330.13$ K		$T_p = 331.7$ K		$T_p = 330.63$ K	
	Résultats	Réf. [1]	Résultats	Réf. [1]	Résultats	Réf. [1]	
\bar{h}_1	107.31	102.5	106.94	116.86	22.83	24.72	
\bar{h}_2	86.94	98.83	48.87	45.01	30.43	35.86	
\bar{h}_3	30.11	24.03	9.92	9.38	4.76	3.2	
\bar{h}	74.79	75.12	55.24	57.08	19.34	21.26	

Tableau 4.1 : Comparaison entre les présents résultats numériques et ceux de Chen [1].

4.5 Comportement de l'écoulement et du transfert thermique associé

Pour une compréhension physique préférable du comportement d'écoulement à travers un échangeur de chaleur, la distribution de la vitesse d'écoulement et de la température restent un point très utile dans la modélisation et l'optimisation des échangeurs thermiques. Les chercheurs montrent aussi que le développement de la couche

limite thermique et dynamique est le facteur le plus influant sur le taux de transfert de chaleur locale. Pour ceci, on présente, plus en détail, dans cette section une analyse effective sur le développement de la couche limite, les variations locales de la vitesse et de température, le système de vortex en fer à cheval et le sillage derrière les tubes. D'ailleurs, ces configurations complexes d'écoulement provoquées par les vortex en fer à cheval font l'intérêt à l'étude du mécanisme local de transfert de chaleur.

4.5.1 Cas d'un seul tube à ailettes

Il est bien connu que les couches limites caractérisant la variation locale de la température et de la vitesse sur les surfaces d'ailettes et des tubes dépendent fortement des paramètres géométriques caractérisant l'échangeur de chaleur [5]. Cependant, l'étude de l'effet du paramètre proposé, le décalage du tube (D_t), sur la structure d'écoulement confiné entre deux ailettes n'a pas été retrouvée dans la littérature. Dans ce travail de mémoire de thèse, on présentera les résultats concernant la structure d'écoulement pour trois différentes positions des tubes ($D_t = -10\text{ mm}, 0\text{ mm}$ et 12 mm), voir figure (4.3). Ces résultats sont présentés pour des valeurs du pas d'ailettes et de diamètre de tube 5 mm et 27 mm , respectivement.

Pour la vitesse d'entrée d'air $V_{ent} = 5\text{ m/s}$ ($Re = 9923$), la figure (4.3) montre le développement de la couche limite dynamique et le vortex en fer à cheval entre deux ailettes adjacentes. Une couche limite se forme à partir du bord d'attaque de la surface d'ailette. Lorsque le fluide pénètre à l'intérieur de l'échangeur, l'épaisseur de la couche limite s'amplifie. Par conséquent, le coefficient de transfert de chaleur local peut se changer d'une région à une autre de l'échangeur. L'épaisseur de la couche limite dépend du gradient de pression transversale. Quand ceux-ci deviennent importants, il se forme des vortex en fer à cheval dans les parties frontales des ailettes. Ces vortex ont des influences importantes sur le transfert thermique local. Par exemple, le taux de transfert de chaleur à proximité immédiate de la jonction ailette-tube (zone de la création des vortex) est presque sept fois plus grand que celui du bord d'attaque [6].

En raison de l'effet défavorable du gradient de pression inverse, des vortex en fer à cheval se développent près de la jonction entre la base d'ailette et la surface de tube, qui s'avèrent clairement pour le décalage ($D_t = 12\text{ mm}$) de tube. Il est évident que le décalage de

tube a une influence directe sur la hauteur d'ailettes et donc sur le rapport (S/h_a). Cependant, Sung et al. [6] ont montré que la variation du rapport (S/h_a) a une grande influence sur la formation et la structure des vortex en fer à cheval, ce que montre la figure (4.3). Parmi les trois cas présentés, il est très clair que la position ($D_t = 12$ mm) de tube donne (aux deux parties frontale et arrière) une pénétration importante de la masse d'écoulement, ce qui produit des coefficients de transfert de chaleur locaux élevés entre les surfaces d'ailettes et le fluide environ.

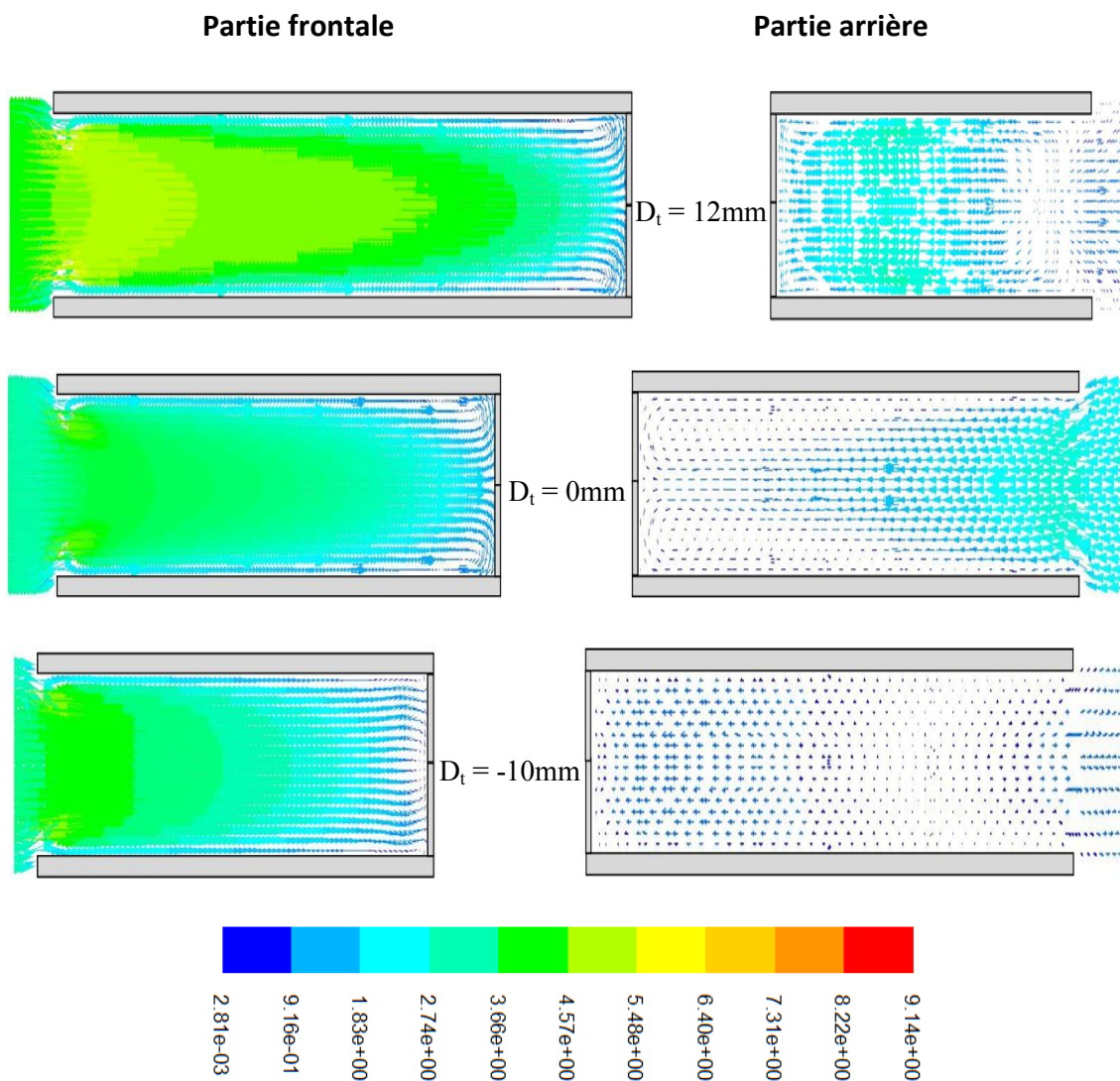


Figure 4.3 : Distribution de la vitesse entre deux ailettes pour $Re=9923$.

Afin de montrer précisément l'effet de décalage de tube sur la zone de sillage (parties arrières de la figure 4.3), la figure 4.4 présente les vecteurs de vitesse dans la position ($y=0,6$ mm) du plan (xz). Cette figure montre bien que la position ($D_t = +12$ mm) de tube

réduit la zone de recirculation et le sillage généré dans ce cas est déplacé jusqu'à l'extrémité de l'ailette. Cependant, le décalage de tube vers la zone avant de l'ailette ($D_t = -10\text{mm}$) augmente la taille et le degré de sillage se formant sur la partie arrière de la surface d'ailette. D'ailleurs, on voit sur ces figures deux tourbillons qui se forment derrière le tube, l'un à la jonction ailette-tube et l'autre à l'extrémité de l'ailette (les deux tourbillons apparaissent clairement dans la figure C.1 de l'annexe).

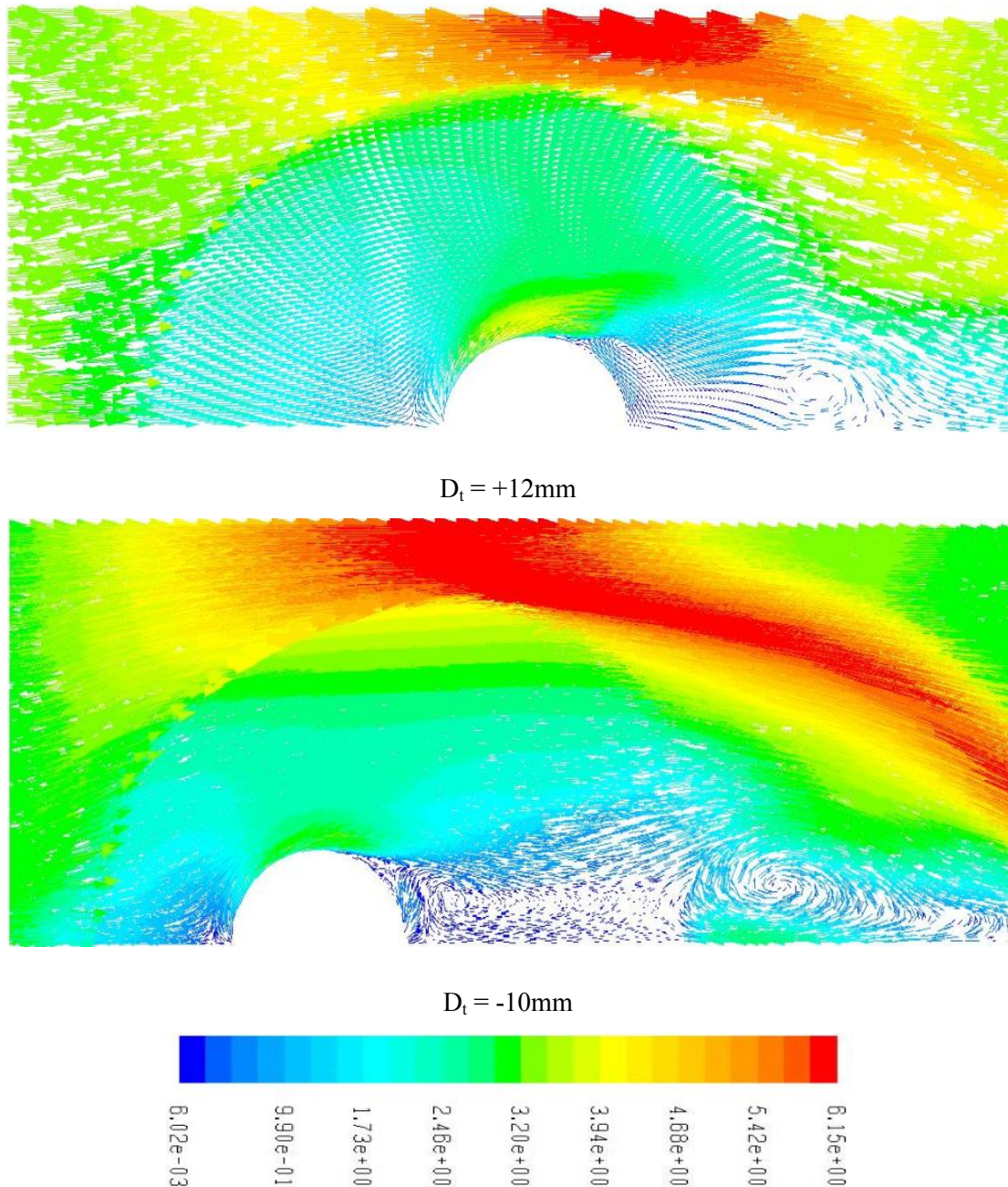


Figure 4.4 : Distribution de la vitesse au-dessus de la surface d'ailette à $Re= 9923$.

Comme nous avons vu au chapitre 1, la présence des vortex en fer à cheval affecte la couche limite thermique parce que le gradient de température dépend de l'écoulement.

La figure (4.5) compare les isothermes pour les décalages des tubes: $D_t = -10$ mm, $D_t = 0$ mm et $D_t = 12$ mm, pour un nombre de Reynolds $Re = 9923$. De l'analyse qualitative initiale de ces graphiques, la couche limite thermique est très mince pour le cas $D_t = 12$ mm, ainsi le gradient de température est élevé. Cependant, le décalage de tube $D_t = -10$ mm donne une couche limite épaisse et par conséquent un faible échange thermique. La position traditionnelle de tube ($D_t = 0$ mm) donne une épaisseur moyenne de la couche limite.

La comparaison entre les deux parties avant et arrière, de ces échangeurs de chaleur, montre que les gradients de température sont plus élevés en amont des échangeurs. Ainsi, il se produit un bon transfert thermique dans cette région.

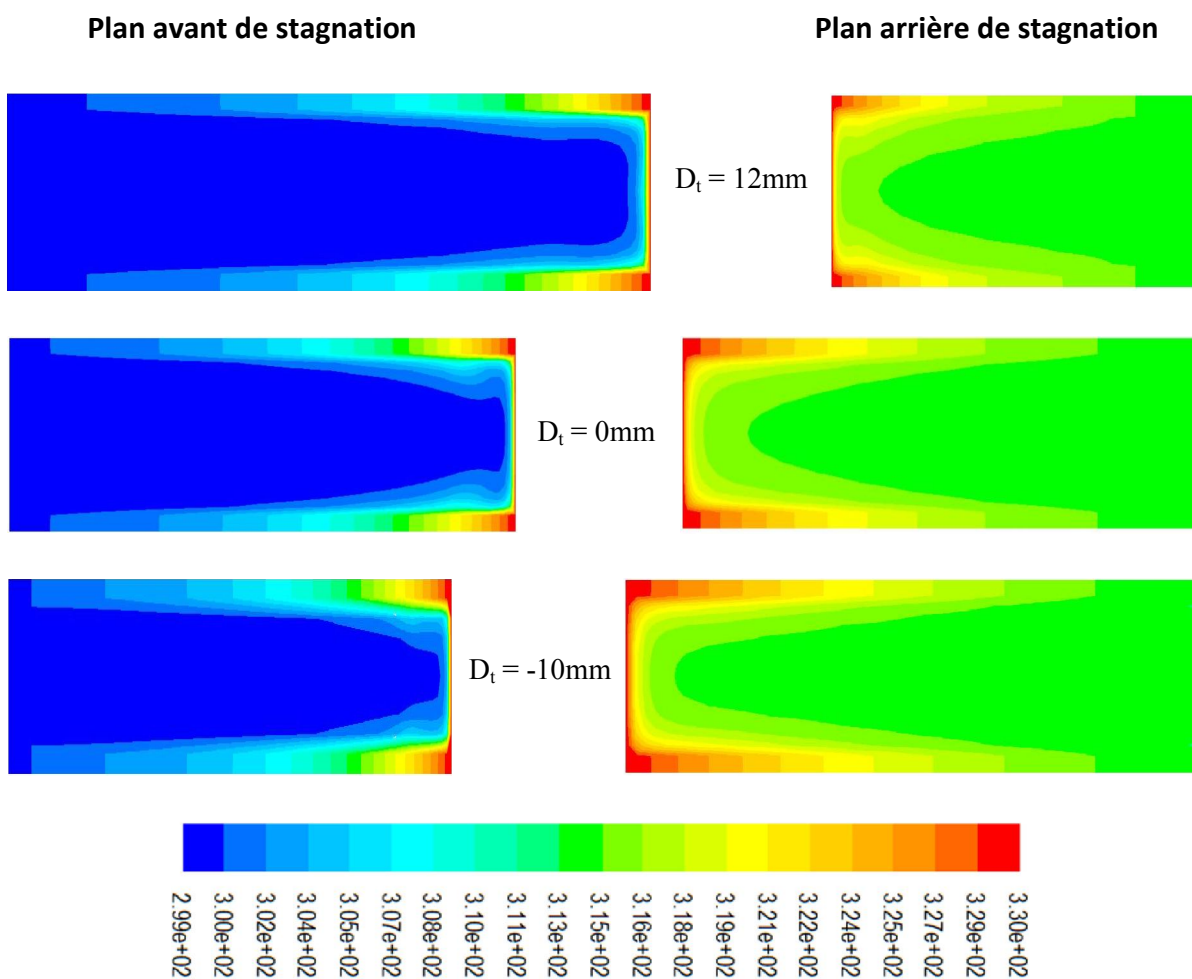


Figure 4.5 : Distribution de la température entre les ailettes à $Re = 9923$.

Selon la discussion ci-dessus, le développement de la couche limite entre deux ailettes adjacentes et la surface de tube dépend principalement du décalage de tube. Parmi les trois cas présentés, la position $D_t = 12$ mm donne un très bon taux de transfert thermique par rapport aux autres cas.

Pour enrichir encore plus notre discussion concernant l'effet du décalage de tube sur le taux de transfert thermique nous allons présenter dans, ce qui suit, les isothermes de l'air ambiant sur la surface d'ailette pour deux décalages de tube ($D_t = 12$ mm et $D_t = -10$ mm). Les isothermes ont été tracés dans la section transversale située à une hauteur $y = 0,6$ mm, pour une vitesse d'entrée de l'air de 5 m/s.

Dans la mécanique des fluides, il est connu qu'une zone morte d'écoulement se caractérise par une région de recirculation stationnaire qui se forme en de telles conditions que l'écoulement se sépare dans la partie arrière du tube. La zone morte d'écoulement affaiblit beaucoup le transfert de chaleur par convection. Plusieurs paramètres géométriques ont des influences sur la taille et la position de cette zone [7, 8].

Dans cette partie de thèse, nous analysons, par comparaison, les isothermes des deux géométries présentées dans la figure (4.6). On remarque une chute considérable de la température entre la paroi de tube et le bord de l'ailette particulièrement dans la région avant. Cela est dû au taux élevé du transfert thermique à cette partie d'ailette et la faible conductivité thermique de l'acier inoxydable. Pour le décalage de tube ($D_t = 12$ mm), la zone avant le tube, caractérisée par un gradient de température important, occupe une grande partie de la surface d'ailette. Cependant, la recirculation d'écoulement apparaissant à l'isotherme fermé ($T = 314$ C°) occupe une très petite zone de la surface d'ailette. Contrairement, la zone frontale la plus utile, correspondant au décalage ($D_t = -10$ mm), devient très réduite. Alors que la zone de recirculation (apparaissant à l'isotherme $T = 308$ C°) prend une grande partie de la surface d'ailette.

Nous pouvons voir également que le gradient de température tout au long de l'écoulement pour ($D_t = 12$ mm) est beaucoup plus grand que celui de ($D_t = -10$ mm). En conséquence, nous pouvons déduire que, sous le même nombre de Reynolds, les caractéristiques de transfert de chaleur augmentent en décalant le tube vers la zone de

recirculation. Les contours de la température au plan ($y=0,6\text{mm}$) et au plan de symétrie des positions excentriques de tube sont présentés dans l'annexe (C).

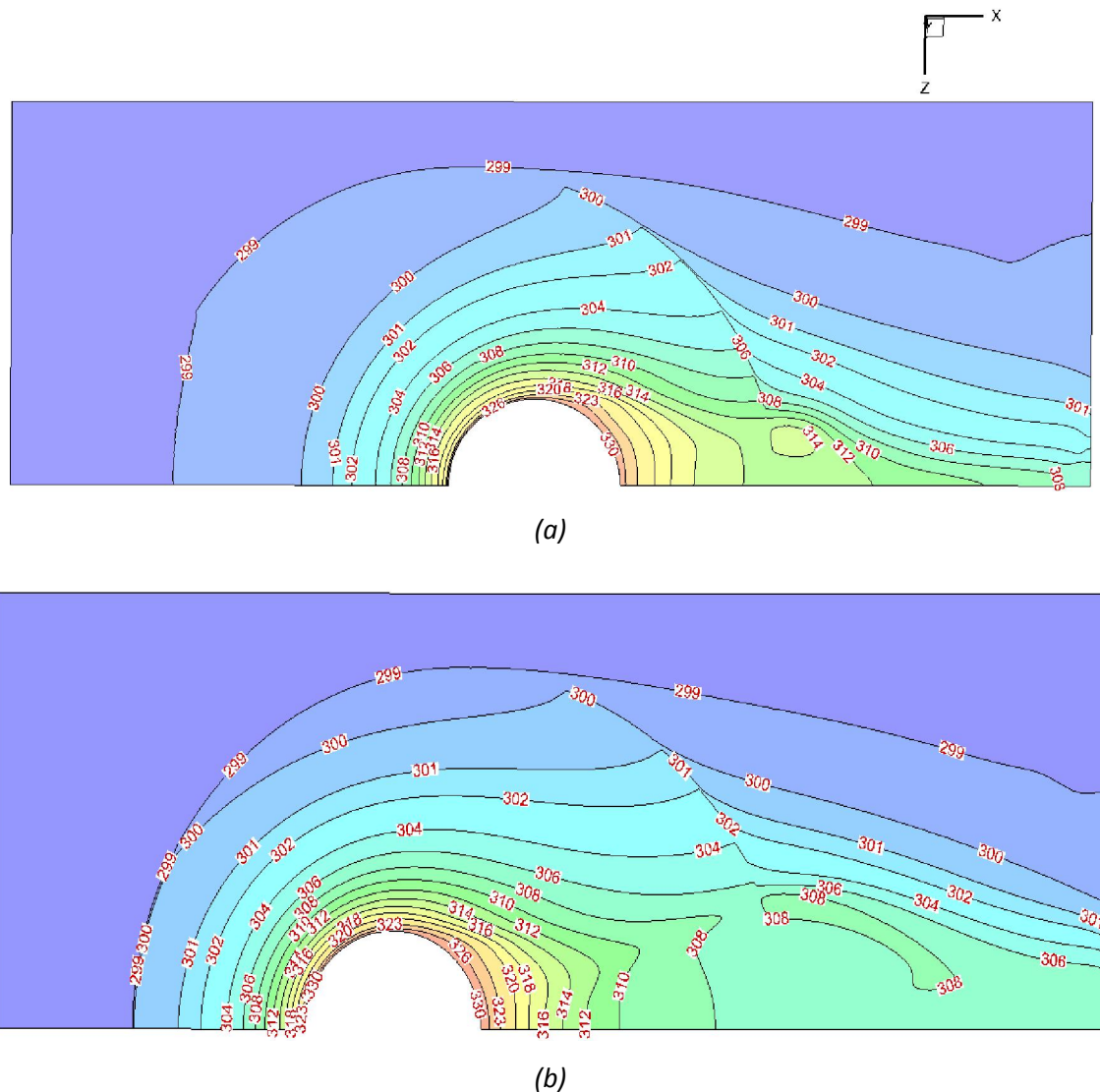


Figure 4.6 : Lignes isothermes pour deux décalages de tube: (a) $D_t = 12\text{ mm}$ et (b) $D_t = -10\text{ mm}$ avec ($Re = 9923$).

4.5.2 Cas d'un faisceau de tubes à ailettes

Comme les échangeurs de chaleurs dans les domaines d'ingénierie et d'applications industrielles sont souvent utilisés sous forme de faisceaux à plusieurs rangées de tubes, il est donc très utile de conduire une analyse de l'effet de l'excentricité des tubes à ailettes circulaires (décalage de tube) sur l'échange thermique local et global. Pour cela, dans ce paragraphe, nous allons discuter l'effet de décalage des tubes sur le développement de la couche limite ainsi que la variation de la température et de la vitesse entre deux ailettes

adjacentes. Les résultats des paramètres thermique et dynamique, dans la première et à la quatrième rangées, sont présentées pour les deux arrangements en quinconce et en ligne.

4.5.2.1 Arrangement en quinconce

La distribution des vecteurs de vitesse dans le plan de symétrie sont présentées respectivement par les figures (4.7) et (4.8). Pour les deux positions des tubes ($D_t = 0$ mm) et ($D_t = 2,5$ mm), les résultats sont présentés pour un nombre de Reynolds $Re = 29700$. En comparant les résultats trouvés dans les parties avant et arrière les tubes, nous pouvons remarquer que les vitesses à la partie arrière des tubes sont plus petites par rapport aux vitesses moyennes de l'écoulement. Dans les parties frontales, deux couches limites se développent à partir du bord d'attaque des ailettes, elles augmentent ensuite graduellement jusqu'à une épaisseur maximale près de la jonction de la base d'ailette et la surface du tube.

En raison du gradient de pression inverse, des vortex en fer à cheval se développent près de la jonction ailette-tube, qui se voient clairement pour le décalage $D_t = 2,5$ mm. D'ailleurs, les épaisseurs de la couche limite dans la première et la quatrième rangées pour le décalage $D_t = 2,5$ mm sont très fins que ceux qui correspondent aux cas concentriques ($D_t = 0$ mm). Concernant l'interaction écoulement-transfert thermique, Romero et al. [9] Sung et al. [6] et Torikoshi et al. [10] ont montré que la présence des vortex en fer à cheval cause évidemment des déformations de la couche limite thermique. Cela s'explique par la variation du gradient de température dans l'air s'écoulant à travers les tubes à ailettes.

Dans ce qui suit, nous discutons les résultats concernant le développement de la couche limite thermique dans la première et la quatrième rangée ainsi que la distribution de la température au-dessus de la surface d'ailettes.

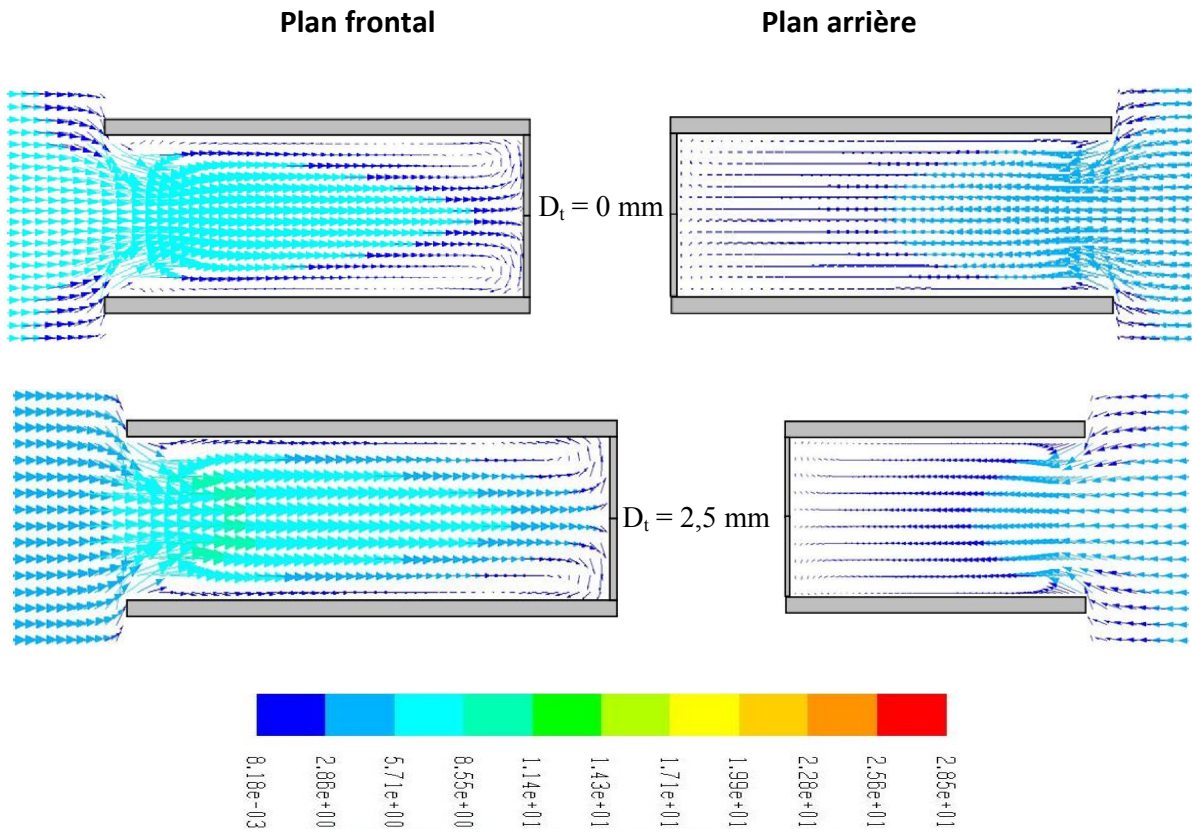


Figure 4.7 : Vecteurs de vitesse dans les deux plans frontal et arrière à la première rangée de l'arrangement en quinconce.

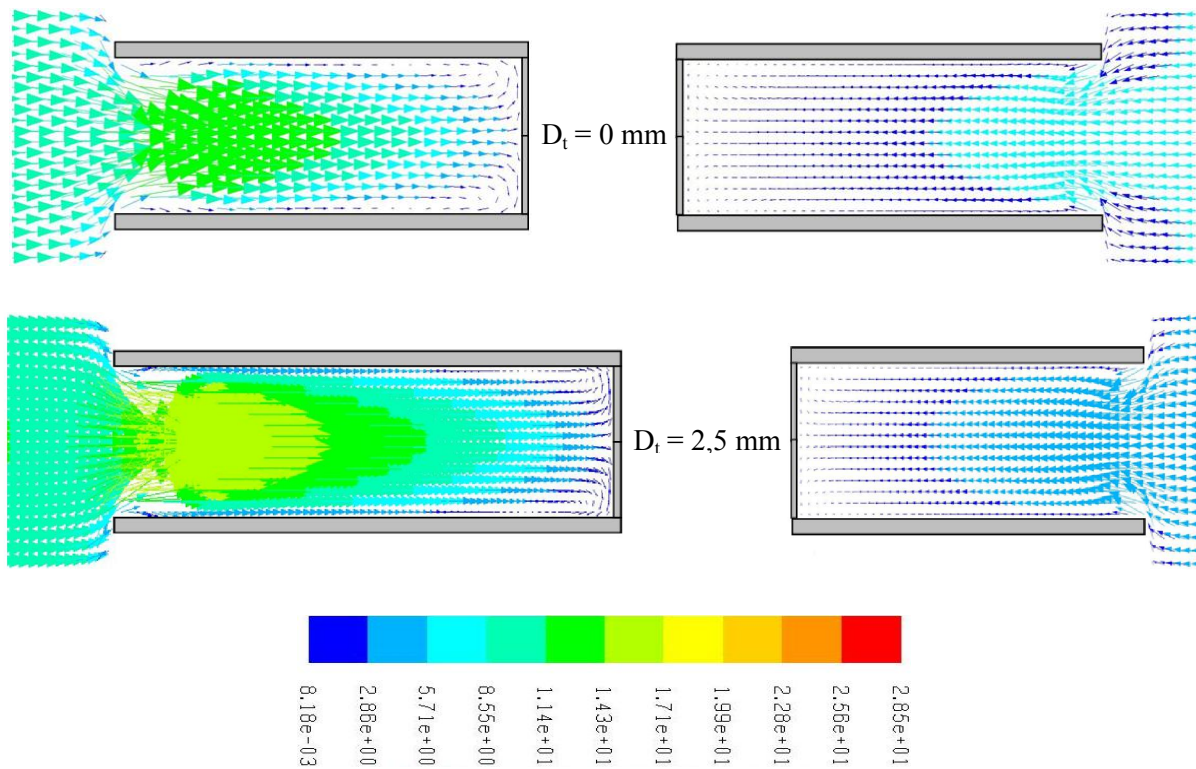


Figure 4.8 : Vecteurs de vitesse dans les deux plans: frontal et arrière à la quatrième rangée de l'arrangement en quinconce.

Les résultats thermiques de la première et la quatrième rangée pour les deux positions des tubes sont montrées dans la figure (4.9). La connaissance de ces résultats nous permet d'analyser le développement de la couche limite thermique.

La figure concernant la première rangée de la position centrée des tubes montre qu'il y a deux couches limites sur les deux surfaces d'ailettes dont leurs épaisseurs augmentent le long de l'ailette jusqu'à là où elles se coïncident avant le tube. Cependant, on constate deux couches limites thermiques se développant séparément pour le cas ($D_t = 2,5$ mm). Cela est dû à l'effet de la hauteur d'ailette sur les configurations des couches limites. Pour ce cas, les couches limites développées sur les surfaces d'ailettes ont des épaisseurs minces comparativement au premier cas ($D_t = 0$ mm). Par conséquent, le gradient de température à la surface d'ailette dans l'échangeur excentrique est plus grand que celui de l'échangeur concentrique.

Pour les deux cas indiqués dans la figure (4.9), le gradient de température à la base d'ailette est très faible, ce qui fait diminuer le coefficient de transfert de chaleur par convection. Pour le décalage $D_t = 2,5$ mm, la couche limite est plus mince que celle du cas centré, ce qui donne un taux d'échange thermique plus élevé dans le premier cas.

En comparant les isothermes dans les plans avant le tube de la première et la quatrième rangée, nous pouvons constater, pour les deux positions des tubes, que la couche limite thermique est très mince sur les ailettes de la dernière rangée. Nous pouvons voir clairement aussi, sur la quatrième rangée de la figure, que les couches limites se développent séparément, même pour la position centrée des tubes. Cela peut être expliqué par le système de vortex intense se produisant dans cette partie d'échangeur (voir la figure 4.8).

Il est évident que le fluide devient plus froid dans la dernière rangée par rapport à celui entourant la première rangée (voir les figure C.6 et C.7 de l'annexe). Ainsi, la petite différence de température dans la quatrième rangée indique qu'il y aura, d'une manière significative, moins de transfert de chaleur dans cette partie d'échangeur que dans ses parties amont. Ce faible échange thermique se produit beaucoup dans le cas des tubes à ailettes concentriques que dans le cas décalé ($D_t = 2,5$ mm).

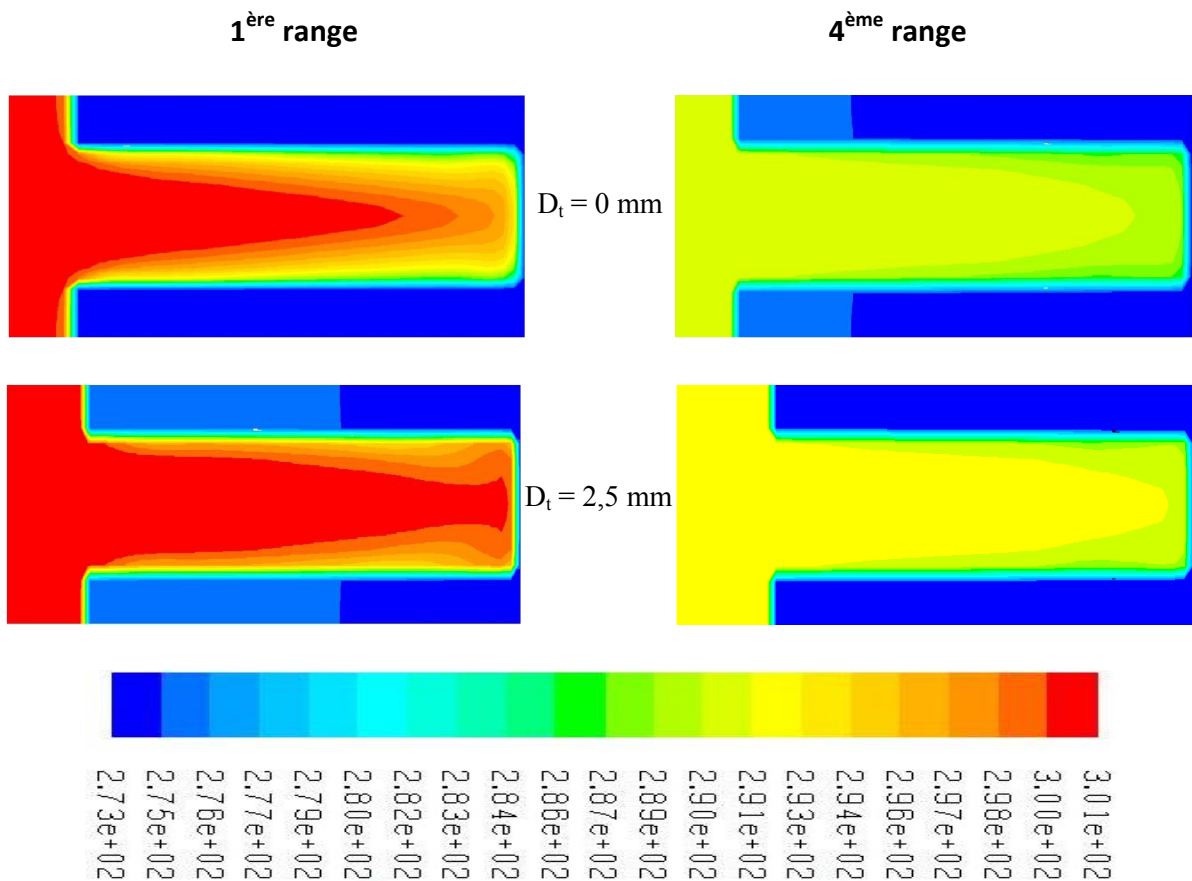


Figure. 4.9 : Distribution de température entre deux ailettes pour l'arrangement en quinconce à $Re = 29700$.

4.5.2.2 Arrangement en ligne

D'une façon similaire à celle de l'arrangement quinconcé des tubes, dans un faisceau de tubes à ailettes, la forme et la taille de la structure en fer à cheval et l'épaisseur de la couche limite changent d'une rangée à une autre. Dans cette partie de thèse, nous allons analyser et traiter ces différents paramètres.

Le gradient de température varie avec les caractéristiques du vortex en fer à cheval qui se produisent à la jonction ailette-tube. Ce gradient de température dépend aussi de la position des tubes dans l'ailette, ce qui est montré dans la figure (4.10). L'analyse de la première rangée des deux positions de tubes montre que le comportement d'écoulement de ce type d'arrangement (en ligne) ressemble à celui de l'arrangement en quinconce. Ces résultats confirment ceux qui sont trouvés dans les références [5, 11]. Parce que la première rangée n'est influencée par aucune rangée en avant.

En ce qui concerne la quatrième rangée de l'arrangement en ligne, le comportement d'écoulement est très différent de celui trouvé dans l'arrangement en quinconce. L'écoulement en inverse aussi sur les parties amont des tubes de la quatrième rangée. Cela est dû au phénomène produit souvent dans les rangées les plus profondes dans un faisceau. L'écoulement est affecté par les rangées qui les précèdent. Pour l'arrangement en ligne, les rangées intérieures du faisceau se trouvent dans le sillage (ce qu'il montre par la figure C.2 de l'annexe). On peut conclure donc que les parties frontales dans l'arrangement en quinconce sont exposées à un écoulement moins perturbé que dans l'arrangement en ligne dont les ailettes sont émergées relativement dans la région de sillage.

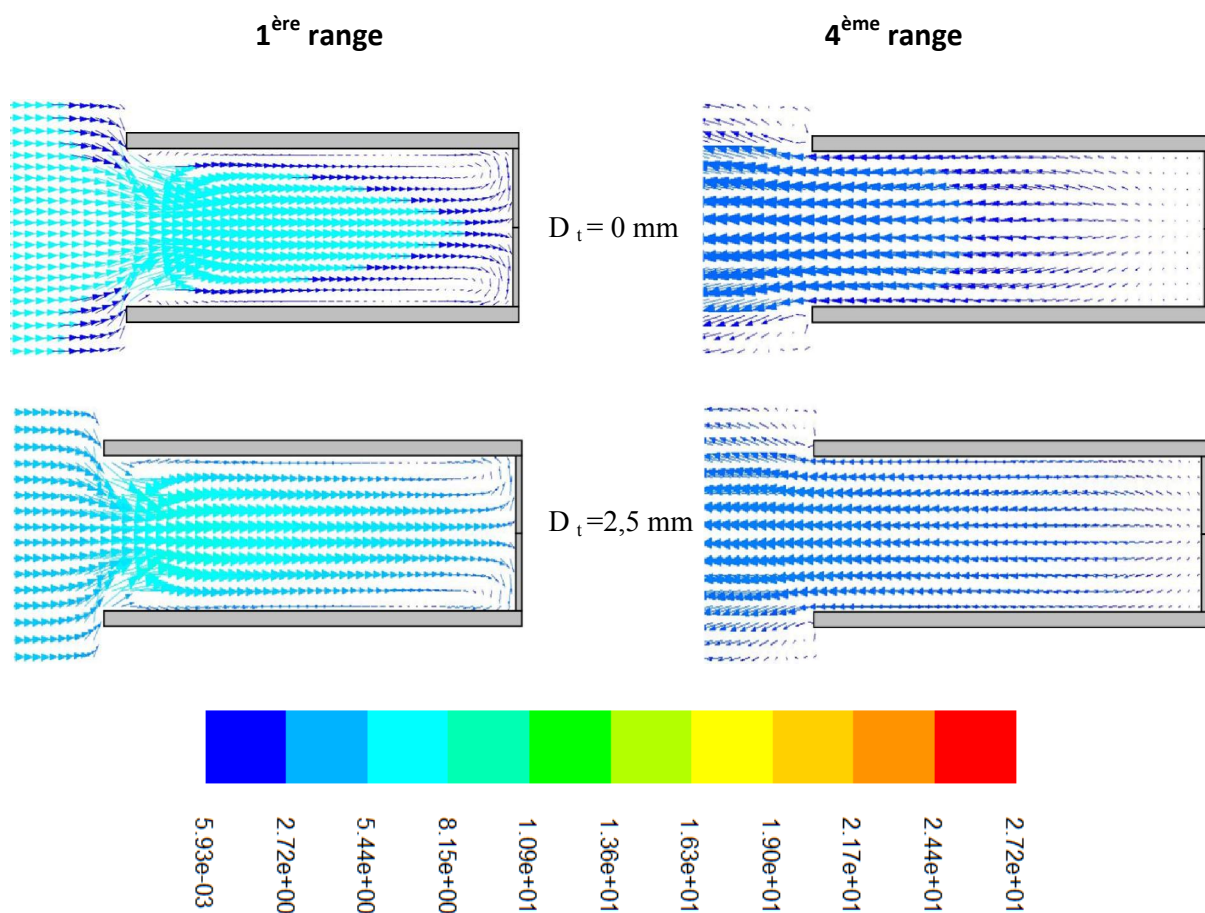


Figure 4.10 : Vecteurs des vitesses dans le plan de symétrie pour l'arrangement en ligne à $Re = 29700$.

Dans ce qui suit on s'intéresse à la couche limite thermique développée entre deux ailettes adjacentes d'un faisceau en arrangement aligné. Les couches limites sur les surfaces d'ailettes de la première et la quatrième rangées sont montrées sur la figure (4.11)

pour $Re = 29700$. Les images de cette figure montrent la même tendance que les profils de vitesses de la figure (4.10) où la distribution de température dans la première rangée se confond avec ceux de l'arrangement quinconcé. En raison de la configuration des tubes à ailettes, la différence de température entre l'air ambiant et les ailettes de la quatrième rangée est considérablement inférieure à celle de l'arrangement quinconcé. La comparaison entre la première et la quatrième rangée montre que le gradient de température est plus élevé dans la première rangée. Cela est dû à l'augmentation de la taille des vortex en fer à cheval dans cette partie d'échangeur.

Comparativement à l'échangeur à tubes concentriques, le gradient de température le plus élevé apparaît aussi dans cet arrangement sur les surfaces d'ailettes de l'échangeur excentrique. Ce résultat a été retrouvé dans toutes les rangées (voir la figure 4.11). Kearney et al. [12] ont montré aussi que, dans l'arrangement en ligne, les ailettes de grandes hauteurs améliorent le taux de transfert de chaleur. Enfin, Il est nécessaire de rappeler ici, que la surface efficace de transfert de chaleur dans l'arrangement en ligne est plus petite que celle de l'arrangement en quinconce car les ailettes dans les rangées profondes se trouvent dans les zones mortes.

De l'analyse précédente, on peut conclure que le développement des couches limites thermiques et dynamiques sur les surfaces d'ailettes et des tubes est fréquemment affecté par l'arrangement, la position des tubes dans les ailettes et la vitesse d'écoulement. L'ensemble des figures présentées précédemment montre que le développement des couches limites thermiques et dynamiques commence à partir du bord d'attaque de l'ailette et augmente graduellement le long de sa hauteur. Dans tous les cas examinés, le décalage des tubes donne des gradients de vitesse et de température élevés comparativement au cas des tubes concentriques. Par ailleurs, le gradient de température le plus élevé se trouve toujours dans les deux premières rangées de l'échangeur quelle que soit la position des tubes et leurs arrangements. En raison de la réduction de l'effet de sillage, les faisceaux de tubes en arrangement quinconcé sont thermiquement plus performants que le faisceau en arrangement aligné.

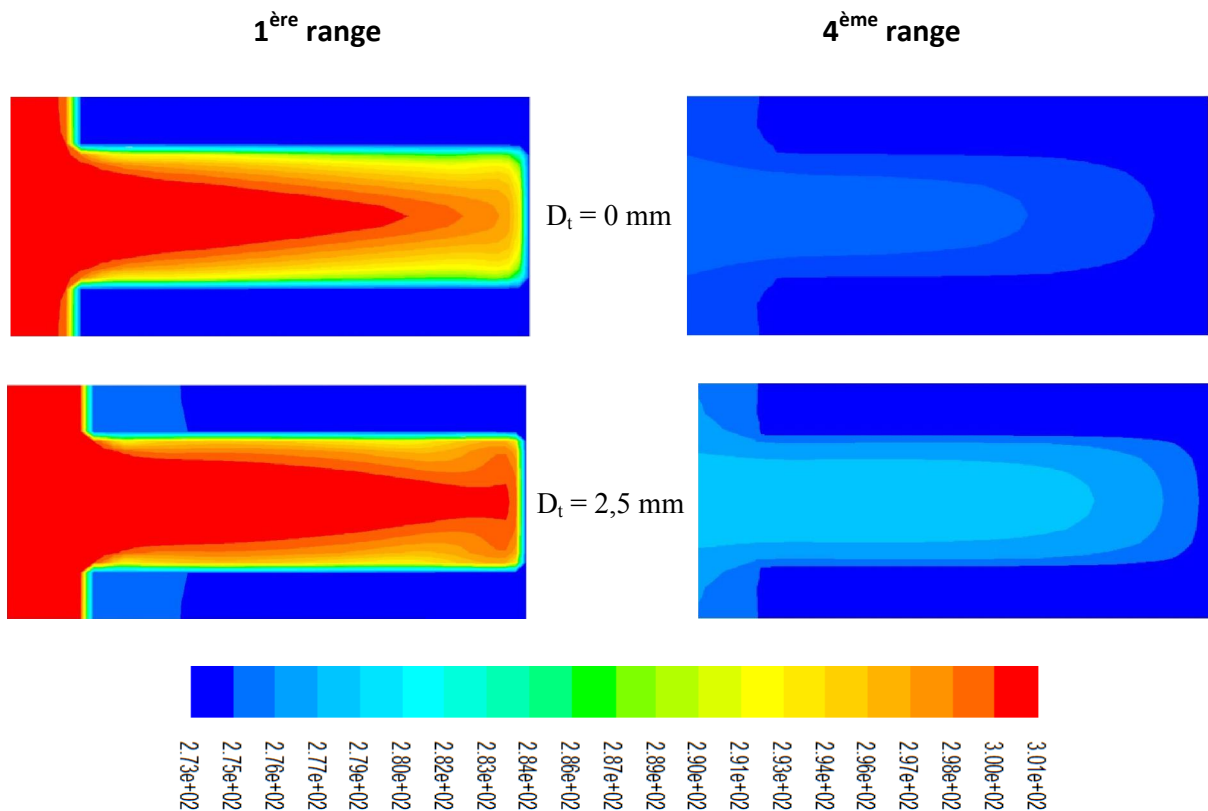


Figure 4.11 : Distribution de température entre deux ailettes pour l'arrangement en ligne à $Re = 29700$.

4.6 Effet des paramètres géométriques

Les investigations numériques ont été effectuées en variant seulement l'un des paramètres géométriques étudiés et en gardent les autres fixes. Le paramètre le plus important dans notre étude est le décalage des tubes. La meilleure position de tube dans la surface d'ailette a été déterminée, en premier lieu, pour le cas d'un échangeur constitué d'un seul tube à ailettes et en deuxième lieu pour le cas des deux faisceaux de tubes arrangés en quinconce et en ligne. L'investigation à pour objectif de déterminer le taux de transfert de chaleur, le coefficient d'échange convectif, l'efficacité d'ailette ainsi que la chute de pression.

Pour les deux configurations étudiées, les résultats ont été tracés en fonction des paramètres géométriques (décalage des tubes, pas d'ailettes, diamètre de tube, arrangement des tubes et la rangée) pour différentes vitesses d'écoulement.

4.6.1 Cas d'un seul tube à ailettes

Le but de cette partie d'étude est, d'une part, de déterminer la meilleure position de tube dans l'ailette circulaire et, d'autre part, d'examiner l'influence du pas d'ailettes, du diamètre extérieur de tube et du nombre de Reynolds sur les performances thermique et dynamique d'un échangeur constitué d'un seul tube à ailettes annulaires excentriques.

4.6.1.1 Effet du décalage de tube

Afin d'étudier l'effet du décalage de tube, des investigations numériques ont été effectuées pour huit configurations d'échangeurs de chaleur. Pour chaque cas, des simulations numériques ont été réalisées en faisant varier seulement la position de tube pour une épaisseur d'ailettes constante (1mm), un pas d'ailettes (5mm) et un diamètre extérieur de tube (27mm), qui sont également constants.

Les figures (12 à 16) montrent clairement l'influence de la position de tube sur les paramètres de transfert de chaleur et la chute de pression. Pour étudier l'effet de ce paramètre géométrique, des investigations numériques ont été effectuées en fixant le pas d'ailettes et en variant la vitesse d'entrée d'air: $V_{ent} = 3, 5 \text{ et } 7 \text{ m/s}$. Les figures 12, 14 et 15 représentent, respectivement, la variation du coefficient d'échange thermique moyen \bar{h} , le taux de transfert thermique moyen $\dot{\phi}$ ainsi que l'efficacité de l'ailette η_a en fonction du décalage de tube. On constate sur ces figures, pour les trois vitesses d'entrée d'air, les valeurs de \bar{h} et $\dot{\phi}$ augmentent lorsqu'on déplace le tube de la position $D_t = -10\text{mm}$ jusqu'à $D_t = +12\text{mm}$, à partir de cette dernière position, ces paramètres diminuent. La figure (4.12) montre aussi que le coefficient d'échange \bar{h} augmente plus rapidement dans l'intervalle (-5mm) à (0mm).

En outre, l'analyse quantitative, nous a permis de déterminer les valeurs du coefficient de transfert de chaleur moyen et le taux de transfert thermique maximaux. Ces valeurs ont été atteintes pour la même position de tube $D_t = +12\text{mm}$. En comparaison avec les performances de l'échangeur de tube à ailettes annulaires concentriques, le coefficient d'échange thermique moyen pour le cas excentrique, voir figure 4.12, augmente de: 21,6 % (pour $Re = 5954$), 8,5% (pour $Re = 9923$) et 6% (pour $Re = 13893$). Ces résultats indiquent que le gain dans le transfert de chaleur augmente avec la diminution du

nombre de Reynolds. Par conséquent, nous proposons d'utiliser ce type d'échangeur (avec un seul tube à ailettes excentriques) pour les petits nombres de Reynolds.

D'une autre part, l'effet du décalage de tube sur le taux de transfert thermique est varié d'une partie à une autre de la surface d'ailette. La figure (4.13) donne les valeurs de coefficient d'échange convectif moyen au trois parties de la surface d'ailette dans les deux positions de tube: $D_t = 0\text{mm}$ et $D_t = +12\text{mm}$. Pour deux vitesses d'entrée d'air, la figure montre que les valeurs des coefficients d'échange thermique à la zone arrière de l'ailette sont très faibles par rapport à la partie avant. Cela est dû au gradient de vitesse et de température important existant dans cette dernière partie (voir les figures 4.4 et 4.6).

On parallèle, le décalage de tube a un effet significatif sur la dissipation thermique, particulièrement à la demi-surface avant de l'ailette. Avec le cas excentrique, voir la figure 4.13, la valeur de \bar{h} est augmentée par: 8,4% à la partie 1 et 6,8% à la deuxième partie (avec $V_{ent} = 3\text{m/s}$). Pour une vitesse d'entrée de l'air $V_{ent} = 5\text{m/s}$, la valeur de \bar{h} à la première partie augmente par 5,4% et par 4,6% à la deuxième partie. A la zone de recirculation (partie 3 de l'ailette), les valeurs de \bar{h} sont très identiques entre le cas excentrique et concentrique. Cette dernière partie est caractérisée toujours par une recirculation d'écoulement et un faible gradient de température.

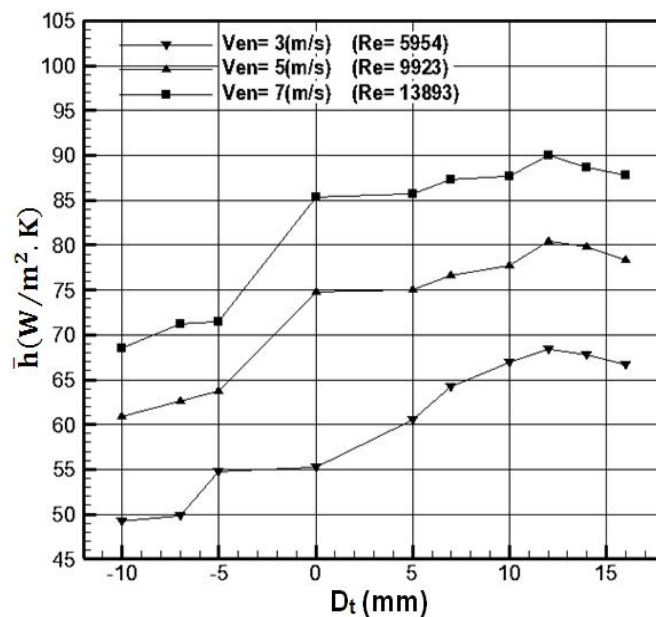


Figure 4.12 : Effet du décalage de tube sur le coefficient de transfert de chaleur moyen.

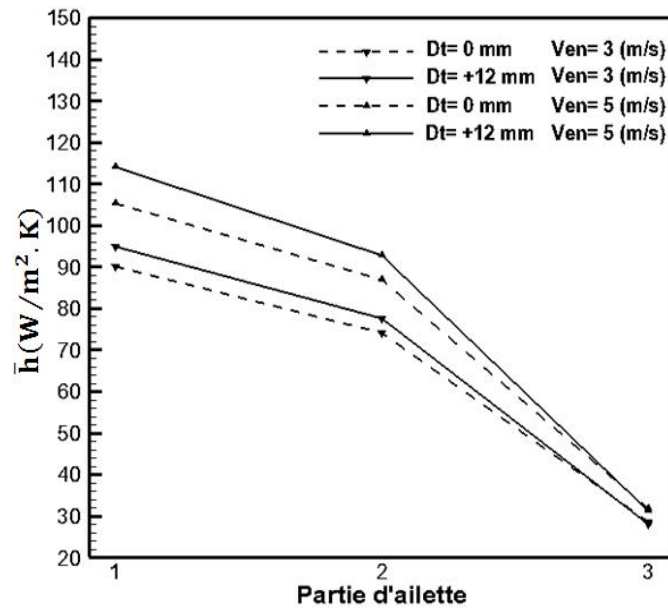


Figure 4.13 : Coefficients de transfert thermique moyen pour les trois régions secondaires de l'ailette.

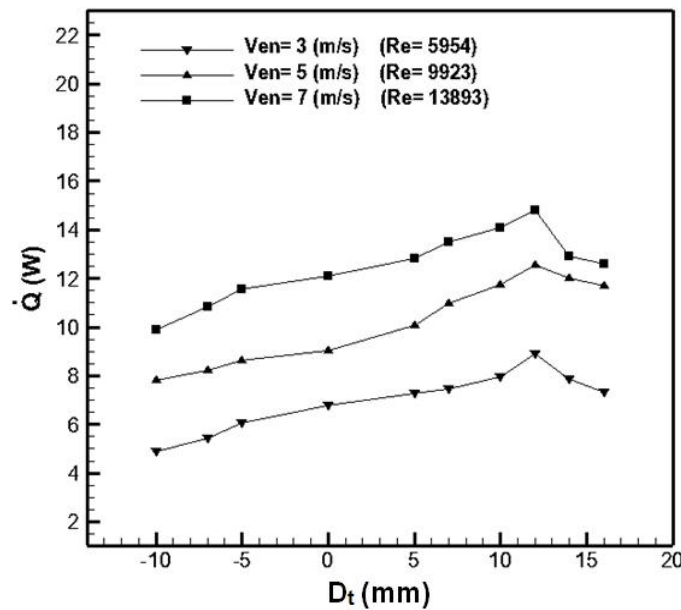


Figure 4.14 : Effet du décalage de tube sur le taux de transfert thermique.

Concernant l'effet de l'excentricité de tube sur l'efficacité de l'ailette, la figure (4.15) montre qu'elle varie d'une façon inverse à celle du coefficient d'échange et de flux thermique transféré. Elle diminue également avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Cela peut être expliqué par l'augmentation du gradient de température, dans l'ailette, avec ces conditions de fonctionnement.

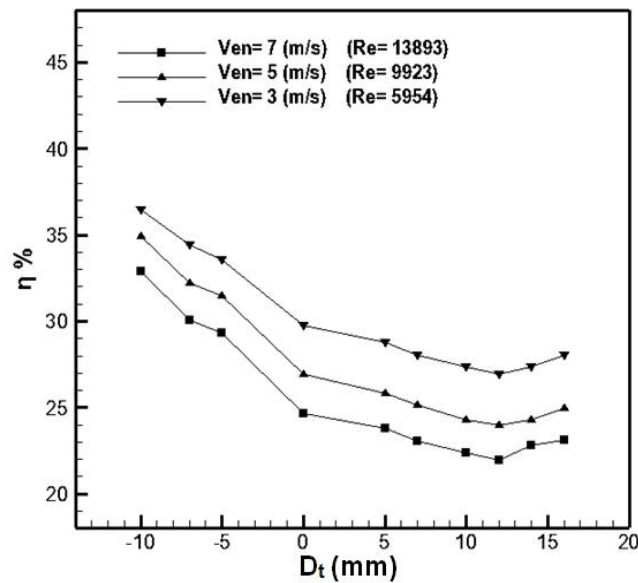


Figure 4.15 : Effet du décalage de tube sur l'efficacité d'ailette.

Du côté dynamique, la détermination et l'utilisation des pertes de charge pour la prévision des performances fait actuellement une partie utile dans la conception des échangeurs de chaleur. Ainsi, l'évaluation du transfert de chaleur dans ces dispositifs est souvent suivie par des études de la chute de pression. Comme indiqué dans la figure (4.16), la chute de pression est diminuée considérablement quand le décalage de tube est varié de (0) à (-10 mm). Cependant, cette position des tubes donne un pauvre échange thermique. A l'inverse, le transfert de chaleur augmente et la chute de pression diminue avec la position de tube $D_t \in (0 \rightarrow +10\text{mm})$. Cela est dû à la réduction de la zone de recirculation derrière le tube. Par la suite, pour les positions de tube dans l'extrémité arrière de l'ailette ($D_t \in (10 \rightarrow +16\text{mm})$), la chute de pression augmente à nouveau et en parallèle il y a une diminution de la dissipation thermique. Par conséquent, le décalage de tube jusqu'à cette partie d'ailette donne une mauvaise exploitation de cette dernière.

A la fin de cette partie d'étude, on peut conclure que le décalage de tube a une influence remarquable sur le fonctionnement des échangeurs de chaleur. D'après la conception de base des échangeurs thermiques, une superficie requise de transfert de chaleur totale doit être réalisée sans diminuer le coefficient de transfert de chaleur et augmenter la chute de pression. À cet effet, les résultats qu'on a trouvés montrent que le décalage de tube $D_t = +12\text{mm}$ donne un bon gain de transfert thermique et de la chute de pression.

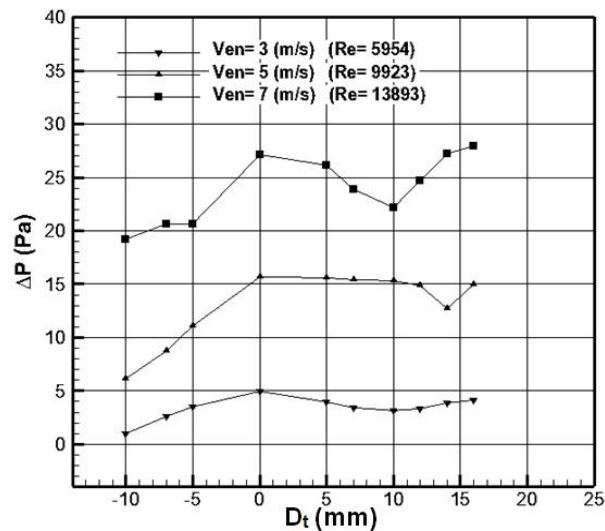


Figure 4.16 : Effet du décalage de tube sur la chute de pression.

4.6.1.2 Effet du pas d'ailettes

Afin d'augmenter la compacité des échangeurs de chaleur, la compréhension complète de l'effet du pas d'ailettes et de sa relation au comportement de transfert de chaleur et de chute de pression devient très nécessaire. Habituellement, les auteurs étudient l'effet du pas d'ailettes dans les faisceaux de tubes à ailettes centrées et nous n'avons trouvé aucune étude concernant le cas excentrique. Pour cela, des simulations numériques ont été effectuées sur sept faisceaux (T_8 , T_{11} , T_{12} , T_{13} , T_{14} , T_{15} , T_{16}), voir le tableau 3.6, avec les mêmes conditions d'écoulement et de configuration géométrique d'ailette comme décrit dans la section précédente. Cependant, le diamètre de tube est fixé à 27 mm, tandis que la position de tube est, d'après les résultats précédents, à sa meilleure valeur qu'est 12 mm. Le pas d'ailettes a été varié de 2 à 8 mm avec un incrément de 1 mm.

Comme nous avons représenté sur la figure 4.17, le coefficient d'échange moyen augmente avec le pas entre ailettes. Cet effet s'élève par: 24,5% (avec $Re=5954$), 22,16% (avec $Re=9923$) et 11,9 (avec $Re=13893$) quand le pas d'ailettes est changé de 2 mm à 5 mm. On note donc que l'augmentation des coefficients de transfert de chaleur est plus significative à des petits nombres de Re , cela est dû à l'épaisseur de la couche limite qui augmente avec la diminution du nombre de Re . Après le pas critique d'ailettes ($S=5$ mm), les coefficients d'échange restent presque constants avec une certaine tendance à diminuer d'environ 1,2%. Les résultats trouvés dans les références [5, 13-15][5, 13-15] ont rapporté que l'effet du pas d'ailettes est négligeable quand ce dernière dépasse d'environ deux fois

l'épaisseur de la couche limite à la base d'ailette. Par conséquent, il est approprié de mentionner que l'effet du pas d'ailettes est très influencé par le développement de la couche limite dans le système. D'une autre part, les résultats présentés dans la figure 4.17 indiquent une tendance semblable à celle obtenues à partir des échangeurs de chaleur avec les ailettes circulaires concentriques, qui ont été examinés dans les références Bilirgen et al. [16], Chen et al. [1, 17] et Mon et al. [18].

Quand l'espacement, entre les ailettes, augmente la superficie de l'ailette reste constante et c'est seulement la superficie extérieure de tube qui augmentera. D'une autre part, un grand taux d'écoulement du fluide est prévu pour un faisceau avec un pas d'ailettes important. De cet effet, le taux de dissipation thermique sera augmenté, ce qui est montré dans la figure 4.18 où le flux thermique augmente linéairement avec le pas d'ailettes. La figure montre aussi que l'effet de la vitesse d'écoulement sur $\dot{\phi}$ ne dépend pas de l'espacement entre ailettes. Le taux de dissipation thermique $\dot{\phi}$ augmente de 35,7% avec une variation de vitesse de 1 à 3(m/s) et de 29,8% pour un changement de vitesse de 5 à 7(m/s).

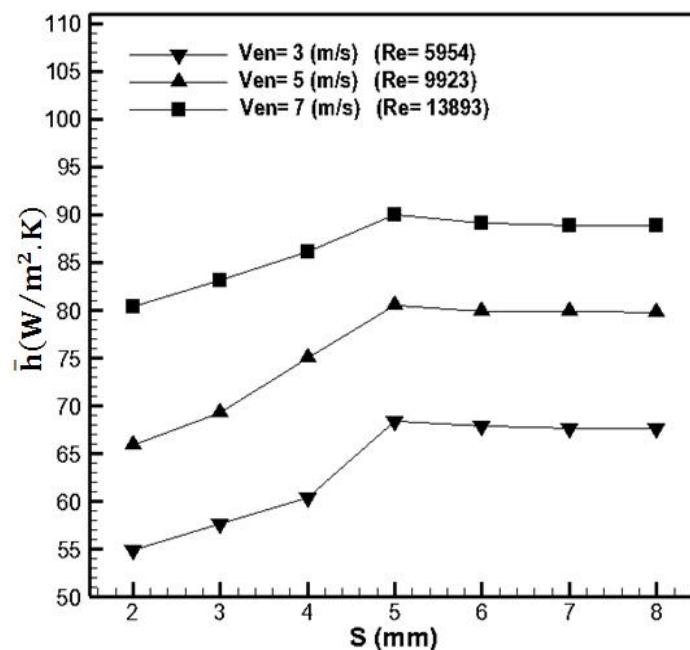


Figure 4.17 : Effet du pas d'ailettes sur le coefficient d'échange thermique moyen.

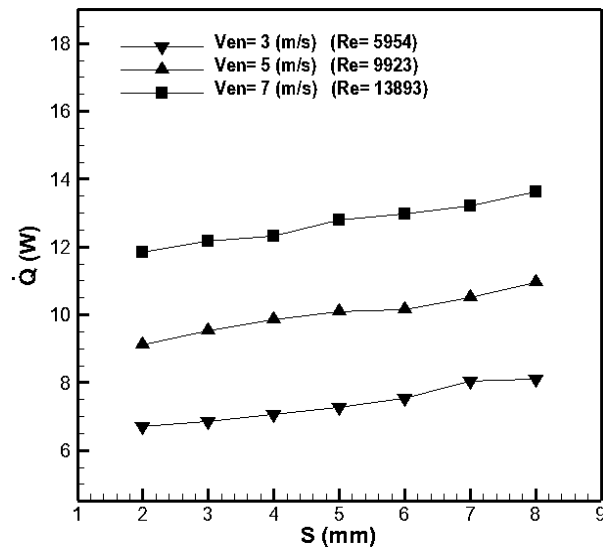


Figure 4.18 : Effet du pas d'ailettes sur le taux de transfert thermique.

Une comparaison du taux de transfert thermique entre un tube à ailettes annulaires excentriques et concentriques exposé aux mêmes conditions est présentée dans le tableau 4.2. Les résultats prouvent que le taux de transfert thermique de l'échangeur de chaleur excentrique est plus grand que celle de l'échangeur concentrique pour des valeurs de pas d'ailettes $S \leq 5m$. Par conséquent, l'utilisation de la configuration excentrique est recommandée dans les échangeurs de chaleur compacts, particulièrement si le processus de fabrication est semblable et ainsi le coût est comparable.

$\dot{\phi}(W)$	S = 2 mm		S = 3 mm		S = 5 mm	
	$S_t=0$	$S_t=12$	$S_t=0$	$S_t=12$	$S_t=0$	$S_t=12$
$V_{ent}=5(m/s)$	4.62	9.12	5.15	9.54	9.04	10.08
$V_{ent}=7(m/s)$	5.33	11.84	6.23	12.16	12.08	12.8

Tableau 4.2 : Comparaison du taux de transfert thermique entre un tube à ailettes excentriques et concentriques.

L'effet du pas d'ailettes sur la chute de pression est présenté par la figure 4.19. Pour un intervalle de nombre de Reynolds: $5954 \leq Re \leq 13893$, la chute de pression est diminuée avec l'augmentation du pas d'ailettes. Cette diminution de la chute de pression est due à la réduction des fortes interactions entre les deux couches limites quand le pas d'ailettes augment. Cependant, pour un pas d'ailettes fixe, la chute de pression augmente

avec la vitesse d'écoulement. Pour un large pas d'ailette, plus grand approximativement à $S=5\text{mm}$, le pas d'ailette a un faible effet sur la chute de pression aux trois nombres de Reynolds examinés. Ces résultats sont en bon accord avec ceux de Mon et al. [18] et Bilirgen et al. [16].

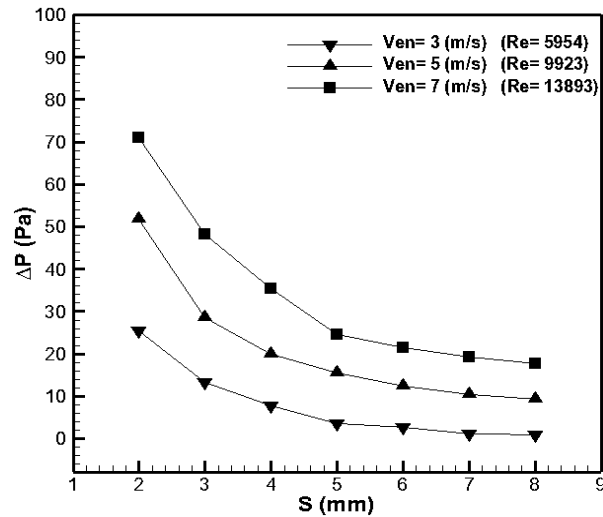


Figure 4.19 : Effet du pas d'ailettes sur la chute de pression.

4.6.1.3 Effet du diamètre extérieur du tube

Pour examiner l'influence du diamètre extérieur de tube sur le transfert de chaleur et la chute de pression, les autres paramètres géométriques étaient : $E_a = 1\text{mm}$, $S = 5\text{mm}$, $D_t = 12\text{mm}$ et $d_a = 99\text{mm}$. Cependant, dans les quatre faisceaux (T_8 , T_{17} , T_{18} , T_{19}) du tableau 3.6, le diamètre de tube varie de 20 à 45mm. Les résultats pour des vitesses d'air de 3; 5 et 7 m/s ont été calculés.

La figure 4.20 montre que le coefficient d'échange \bar{h} augmente, pour les trois vitesses d'écoulement, avec le diamètre de tube. Cette augmentation est significativement importante quand le diamètre est varié de 20 à 27mm. La même observation a été rapportée pour de plus grandes hauteurs d'ailettes dans la référence [16] où les petits diamètres de tube qui correspondent à de grandes hauteurs d'ailettes mènent à une augmentation de la superficie d'ailette. En conséquence, le coefficient de transfert de chaleur est diminué parce qu'il n'explique pas toute la superficie disponible pour le transfert de chaleur.

A l'inverse, les résultats trouvés dans les références [18, 19] montrent que le coefficient d'échange thermique est inversement proportionnel avec le diamètre extérieur des tubes. Cette contradiction est due à la supposition que le nombre de Reynolds est resté constante dans ces deux travaux, ce qui nécessite la diminution des vitesses d'entrées de l'air.

La figure 4.21 montre que, pour des vitesses d'entrée d'air constantes, le taux de dissipation thermique est diminué linéairement avec l'augmentation du diamètre de tube. Par conséquent, la température moyenne de l'air à la sortie du domaine diminue quand le diamètre de tube augmente. Cela est dû à la réduction de la surface totale d'échange du système où la surface d'ailette, sous un diamètre d_a fixe, est diminuée significativement quand le diamètre de tube augmente. D'une autre part, ce comportement est un résultat du fait qu'un grand diamètre de tube donne une large zone de recirculation du fluide. D'ailleurs, cette zone est caractérisée par un faible gradient de température et par conséquent a un faible échange thermique.

On peut le noter aussi que cet effet est dépend de la vitesse d'écoulement. Avec une vitesse $V_{ent} = 3(m/s)$ le flux thermique échangé $\dot{\varphi}$ est diminué de 35,6%, tandis que, pour $V_{ent} = 7(m/s)$ le flux $\dot{\varphi}$ est diminué de 23,2%, voir figure 4.21. Ces résultats sont conformes à ceux de Mirkovic [20] où il est trouvé que l'échange thermique dans un faisceau est inversement proportionnel au diamètre extérieur des tubes.

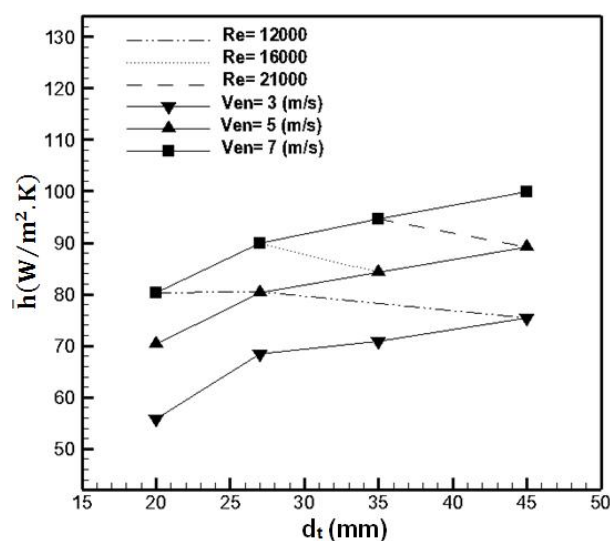


Figure 4.20: Effet du diamètre extérieur du tube sur le coefficient d'échange thermique moyen.

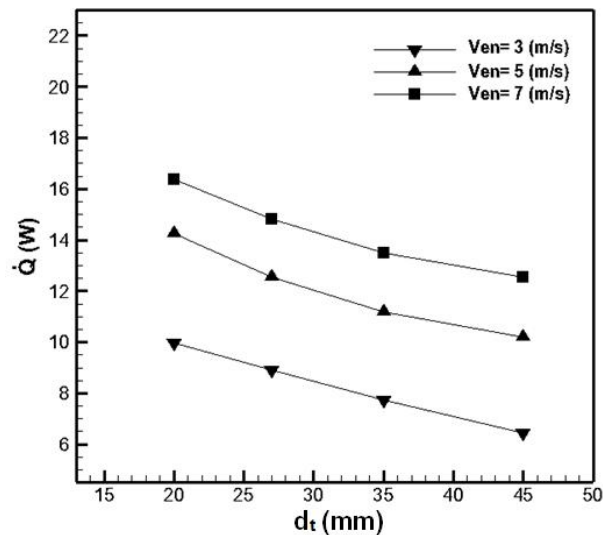


Figure 4.21: Effet du diamètre extérieur du tube sur le taux de transfert thermique.

Quelle que soit la vitesse d'entrée de l'écoulement, la figure 4.22 montre que la chute de pression augmente graduellement avec le diamètre du tube, cela peut être expliqué comme suit:

L'augmentation du diamètre du tube entraîne une augmentation de la paroi solide, à une position perpendiculaire à la direction de l'écoulement, et donc il y a une minimisation de la section de passage du fluide. Par conséquent, une force de trainée considérable est produite ici et, parallèlement, il y a une grande chute de pression. D'une autre part, sous une vitesse d'entrée constante, il est connu que le nombre de Reynolds augmente avec le diamètre de tube et traditionnellement la chute de pression est augmentée toujours avec le nombre de Reynolds.

Il est également apparent des résultats affichés dans les figures 4.20 et 4.22, que pour un nombre de Reynolds donné, le coefficient de transfert convectif et la chute de pression sont diminués avec l'augmentation de diamètre de tube. Cet effet est dû à une diminution de la vitesse d'écoulement (voir l'équation 1.16).

Comme conclusion de cette partie, on peut constater que l'effet de diamètre extérieur de tube avec une position excentrique suit la même tendance du cas concentrique.

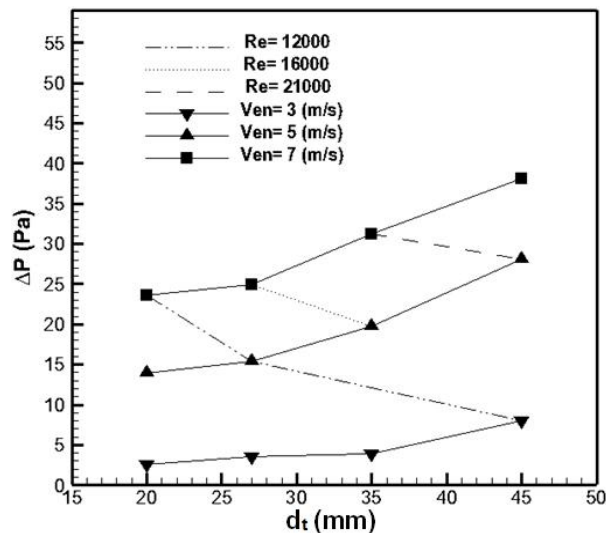


Figure 4.22 : Effet du diamètre extérieur du tube sur la chute de pression.

4.6.1.4 Effet du nombre de Reynolds

Comme nous avons vu précédemment et en conformité avec les résultats des références [1, 18, 21], les résultats présentés dans les figures : (4.12), (4.14), (4.15) et (4.16) démontrent que, pour tous les décalages de tube examinés, le coefficient de transfert de chaleur moyen, le taux de dissipation de chaleur et la chute de pression sont augmentés avec le nombre de Reynolds, mais l'efficacité de l'ailette est diminuée. Pour le cas de tube concentrique ($D_t = 0\text{mm}$) et un pas d'ailettes ($S = 5\text{mm}$), les valeurs de l'efficacité d'ailettes sont : $\eta_a = 28\%$ pour $V_{ent} = 3\text{ m/s}$ et $\eta_a = 25\%$ pour $V_{ent} = 5\text{ m/s}$ (voir la figure 4.15). Elles sont similaires aux valeurs données dans la référence [1]. Ces valeurs sont diminuées pour la position de tube ($D_t = 12\text{mm}$) où ($\eta_a = 24\%$ pour $V_{ent} = 3\text{ m/s}$ et $\eta_a = 22\%$ pour $V_{ent} = 5\text{ m/s}$).

Quel que soit le pas d'ailettes, les figures (4.17), (4.18) et (4.19) montrent également que le coefficient d'échange, le taux de transfert thermique ainsi que les pertes de charges chutent avec le nombre de Reynolds. Ces résultats de simulation numérique suivent la même tendance que celle décrite dans les références [16, 18].

Parallèlement, les figures : (4.12), (4.17) et (4.20) illustrent clairement l'uniformité de la variation du coefficient de transfert de chaleur pour différents nombres de Reynolds à tous: les décalages de tube, les pas d'ailettes et les diamètres de tube. Ces résultats

indiquent que nous pouvons obtenir une corrélation entre le nombre de Nusselt et le nombre de Reynolds basée sur : D_t , S et d_t .

4.6.2 Cas d'un faisceau de quatre rangées de tubes

Dans cette partie d'étude, nous allons présenter les résultats de la simulation numérique effectuée sur des configurations de l'échangeur avec quatre rangées de tubes. L'investigation est concentrée sur l'effet de la position de tubes, de la rangée et de type d'arrangement du faisceau sur le taux de transfert thermique $\dot{\varphi}$, le coefficient d'échange de chaleur moyen \bar{h} , l'efficacité de l'ailette η_a ainsi que la perte de charge ΔP .

4.6.2.1 Arrangement quinconcé

A. Effet du décalage des tubes

Afin d'examiner l'effet du décalage des tubes sur le fonctionnement d'un faisceau en arrangement quinconcé, les autres paramètres géométriques étaient : $E_a = 1,3mm$, $S = 2mm$, $d_t = 22mm$, $d_a = 35mm$, $P_l = 38mm$, $P_t = 42mm$. Contrairement au cas d'un seul tube à ailettes, comme nous l'avons indiqué dans les six faisceaux (N_7 , N_8 , N_9 , N_{10} , N_{11} et N_{12}) du tableau 3.7, la position des tubes est variée seulement dans la partie arrière de l'ailette de 0 à 3,5mm. Les résultats donnés pour les vitesses d'air égales à 3; 5 et 7 m/s ont été calculés.

D'une façon similaire à celle du cas d'un seul tube à ailettes, le coefficient d'échange \bar{h} et le flux échangé $\dot{\varphi}$ augmentent graduellement avec le décalage des tubes jusqu'à atteindre des valeurs maximales à la position unitaire des tubes $D_t = 2,5mm$. Un décalage des tubes plus grand de cette valeur donne un faible coefficient d'échange et par conséquent un mauvais transfert thermique. Ce comportement reste identique quelque soit la vitesse d'écoulement. Toutefois, le pourcentage d'amélioration du coefficient d'échange thermique, voir figure 4.23, varie selon la vitesse d'entrée de l'écoulement par : 21,6% (pour $V_{ent} = 3 m/s$), 18,9% (pour $V_{ent} = 5 m/s$) et 13,5% (pour $V_{ent} = 7 m/s$).

L'intensification du coefficient d'échange avec le décalage des tubes est en bon accord avec la structure de l'écoulement présentée aux figures (4.7) et (4.8) où il y a une formation intense des vortex et un gradient de vitesse important autour des tubes à ailettes

excentriques. Cette nature d'écoulement résulte en un fort gradient de température (voir la figure 4.9), ce qui améliore la capacité d'échange thermique.

Afin d'enrichir cette tendance, nous avons présenté, à la figure 4.24, le taux du transfert de chaleur pour plusieurs positions des tubes et avec trois vitesses d'entrées de l'écoulement. Les trois courbes présentées sur cette figure sont très similaires à celles du coefficient d'échange \bar{h} (figure 4.23). La dissipation thermique est améliorée légèrement avec le décalage des tubes jusqu'à atteindre la valeur maximale à la position $D_t = 2,5\text{mm}$, cette valeur critique est identique quelle que soit la vitesse de l'écoulement.

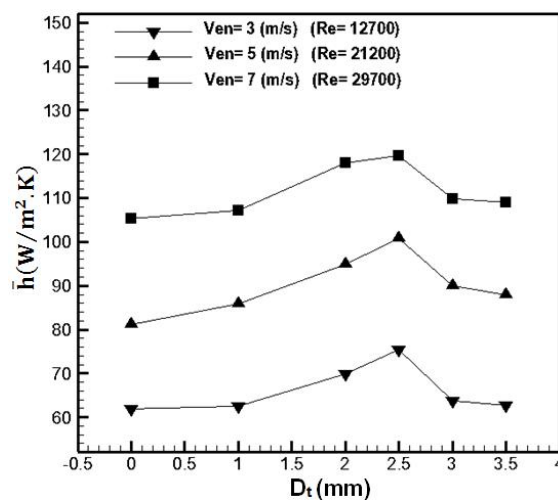


Figure 4.23 : Effet du décalage des tubes sur le coefficient d'échange thermique moyen avec l'arrangement en quinconce.

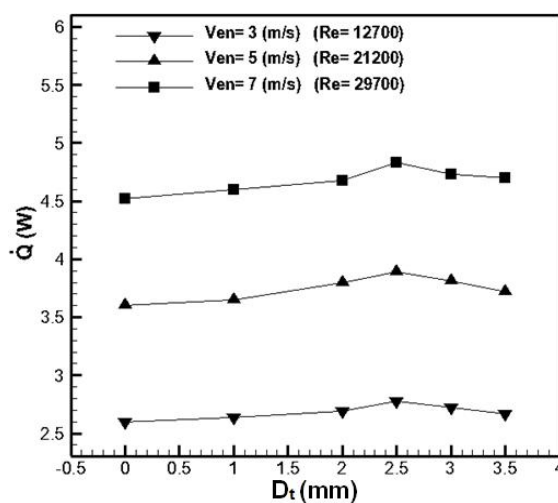


Figure 4.24 : Effet du décalage des tubes sur le taux de dissipation thermique avec l'arrangement en quinconce.

L'analyse concerne maintenant l'effet du décalage des tubes sur l'efficacité de l'ailette et nous pouvons voir cela sur la figure (4.25). Elle montre que l'efficacité de l'ailette est diminuée légèrement, d'une part, avec le décalage de tube et, d'une autre part, avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Cette variation est la raison de l'amélioration du coefficient d'échange dans chaque rangée avec ces conditions.

Comme nous avons vu pour le cas d'un seul tube à ailettes, le décalage des tubes vers la partie arrière de l'ailette résulte en une réduction importante de la zone de recirculation dans les tubes de chaque rangée. Cet effet diminue significativement la chute de pression totale de l'écoulement à travers un échangeur de chaleur, ce qui est montré clairement par la figure (4.26). La diminution des pertes de charges de la position de tube ($D_t = 0\text{mm}$) jusqu'à la position ($D_t = 2,5\text{mm}$) est d'environ 14,3% (quand $Re = 29700$) et 17,9% (quand $Re = 12700$) respectivement.

A la fin de cette analyse thermique et dynamique, on peut traditionnellement conclure que des tubes de position excentrique ($D_t = 2,5\text{mm}$) fonctionnent plus efficacement dans un faisceau de quatre rangées en arrangement quinconcé.

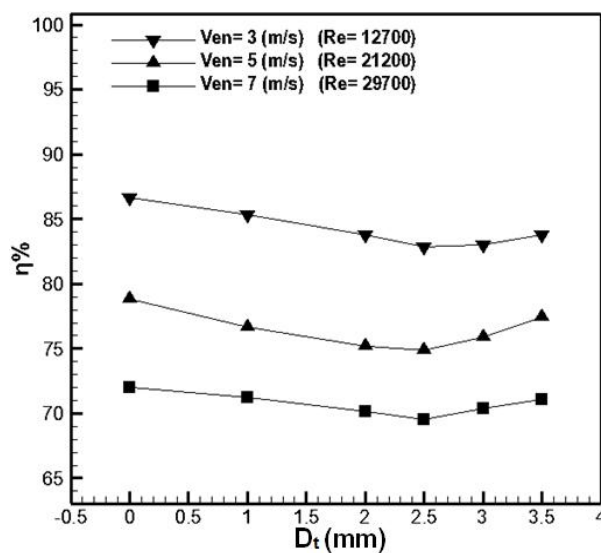


Figure 4.25 : Effet du décalage des tubes sur l'efficacité de l'ailette pour un arrangement quinconcé des tubes.

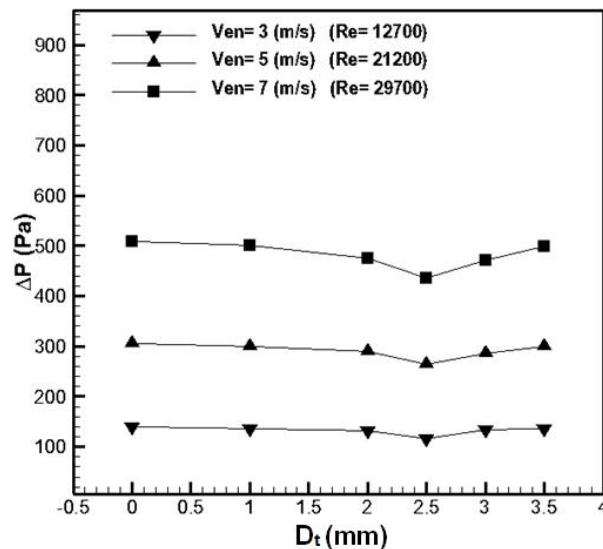


Figure 4.26 : Effet du décalage des tubes sur la chute de pression pour l'arrangement en quinconce des tubes.

B. Effet de la rangée

Dans la conception des échangeurs de chaleur, il est très utile d'avoir un nombre réduit de rangées. Pour déterminer comment limiter le nombre de rangées, les résultats de toutes les investigations numériques ont été collectés et analysés. Les variations du coefficient de transfert de chaleur d'une rangée à une autre d'un faisceau quinconcé sont présentées sur la figure 4.27. Cette figure montre que le comportement du coefficient d'échange est identique quelle que soit la position des tubes et la vitesse d'écoulement. Pour les deux positions examinées des tubes, la petite valeur de \bar{h} se trouve à la première rangée, tandis que la valeur maximale correspond principalement à la deuxième rangée. Ce résultat est dû à la forme d'arrangement des tubes où la vitesse maximale du fluide est atteinte habituellement aux profondes rangées. A une vitesse d'entrée $V_{ent} = 3$ (m/s), le coefficient d'échange \bar{h} de la deuxième rangée est plus élevé que celui de la première rangée par 47,4% pour le cas excentrique et 46,6% pour le cas concentrique. Cependant, ces pourcentages deviennent respectivement 75,3% et 59% quand $V_{ent} = 7$ (m/s).

Les variations de \bar{h} et leurs pourcentages d'augmentation, concernant le cas concentrique, sont très conformes à ceux trouvés par Mon et al. [18] où le pourcentage d'augmentation du coefficient \bar{h} est proportionnel avec le nombre de Reynolds. On peut

remarquer aussi que l'amélioration du transfert thermique avec le décalage des tubes diffère d'une rangée à une autre où il est maximal à la première rangée, puis il est diminué avec les rangées suivantes. D'une autre part, les résultats de cette figure montrent que le décalage des tubes a un effet efficace particulièrement aux faibles nombres de Reynolds où la couche limite est notamment épaisse dans cette condition.

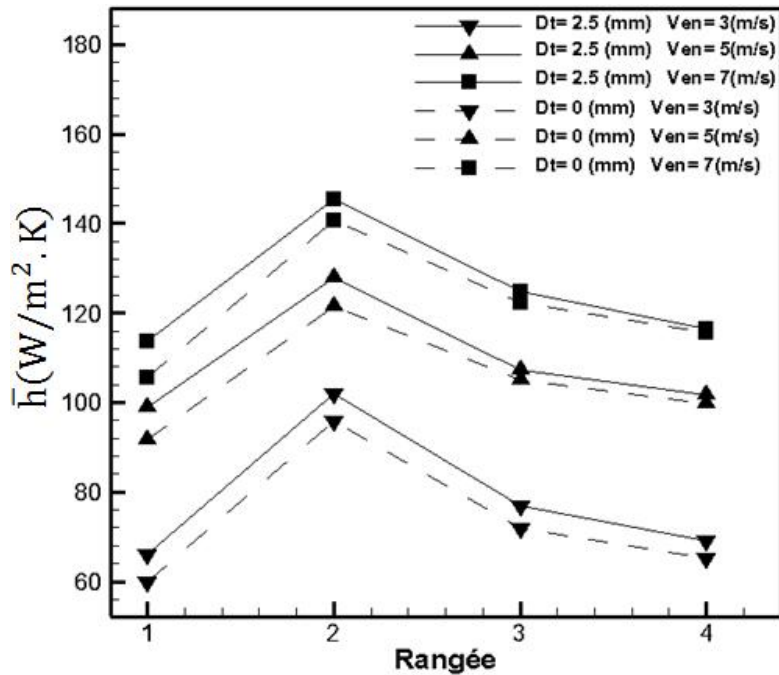


Figure 4.27 : Effet de la rangée sur le coefficient d'échange thermique pour l'arrangement en quinconce des tubes.

La variation du taux de transfert thermique d'une rangée à une autre dans un faisceau de tubes quinconcé est présentée dans le tableau ci-dessous. On remarque de ce tableau que le taux de transfert de chaleur des deux positions des tubes est amélioré de la première à la deuxième rangée, puis il diminue pour les rangées suivantes. La cause principale de cette diminution est la diminution de la température de l'air pour les rangées en aval, ce qui résulte en une diminution de la différence de température solide-fluide. La valeur maximale du transfert thermique à la deuxième rangée est due à leur position qui est comme un gicleur de jet. Néanmoins, pour toutes les rangées et avec les différentes vitesses examinées, le décalage des tubes donne une dissipation thermique beaucoup mieux que celle du cas concentrique. D'une manière différente à celle du coefficient d'échange thermique, le gain du flux thermique transféré se trouve essentiellement au deux premières rangées.

$\dot{\phi}(W)$	$D_t = 0 \text{ mm}$			$D_t = 2.5 \text{ mm}$		
	$V_{\text{ent}} = 3\text{m/s}$	$V_{\text{ent}} = 5\text{m/s}$	$V_{\text{ent}} = 7\text{m/s}$	$V_{\text{ent}} = 3\text{m/s}$	$V_{\text{ent}} = 5\text{m/s}$	$V_{\text{ent}} = 7\text{m/s}$
1 ^{ère} rangée	0,65	0,95	1,11	0,84	1,1	1,28
2 ^{ème} rangée	0,97	1,27	1,9	1,01	1,38	2,01
3 ^{ème} rangée	0,54	0,78	0,93	0,57	0,8	0,97
4 ^{ème} rangée	0,33	0,5	0,62	0,38	0,52	0,65

Tableau 4.3 : Effet de la rangée sur le flux thermique échangé pour le cas concentrique et excentrique des tubes en arrangement quinconcé.

4.6.2.2 Arrangement en ligne

A. Effet du décalage des tubes

Le but de cette partie d'étude est d'examiner l'influence du décalage des tubes (tous ensembles) sur la performance thermique et dynamique d'un faisceau de tubes en arrangement aligné. Pour cela, une série de calculs numériques a été effectuée sur six faisceaux (N_1, N_2, N_3, N_4, N_5 et N_6). Les dimensions géométriques des faisceaux sont les mêmes que celles de l'arrangement quinconcé sauf que le pas longitudinal des tubes est $P_l = 42\text{mm}$.

Les résultats concernant la variation du coefficient d'échange thermique moyen \bar{h} et le flux thermique échangé $\dot{\phi}$ avec la position des tubes sont présentés par les deux figures (4.28) et (4.29) respectivement. Les résultats montrent que le coefficient d'échange et le taux de dissipation est amélioré légèrement avec le décalage des tubes jusqu'à atteindre la valeur maximale de chaque paramètre, après elles sont diminuées quand la position des tubes dépasse la valeur critique ($D_t = 2,5\text{mm}$). L'augmentation de la performance thermique de l'échangeur dans l'intervalle ($D_t = 0 - 2,5\text{mm}$) est en raison de l'existence d'un gradient de vitesse et de température important à travers toutes les rangées du faisceau considéré. Le fort gradient de température se trouve particulièrement à la zone avant de l'ailette qui présente une grande surface d'échange pour le cas des tubes excentrique (voir les figures C.8 et C.9 de l'annexe).

Le coefficient d'échange \bar{h} et le flux thermique échangé $\dot{\phi}$ augmentent respectivement par 9,67% et 3,72% ($Re = 12700$) et par 6,53% et 3,1% ($Re = 29700$) quand la

position des tubes varie de ($D_t = 0\text{mm}$) jusqu'à ($D_t = 2,5\text{mm}$). Ces pourcentages d'augmentation de coefficient d'échange et de flux thermique sont inférieurs à celles de l'arrangement en quinconce. Cela est, essentiellement, dû à l'influence des ailettes des rangées en aval par les zones de recirculation des premières rangées qui sont décalées avec le décalage des tubes. Cet effet indésirable n'apparaît pas pour l'arrangement en quinconce où les tubes des rangées en aval ne se trouvent pas dans le même axe des zones de recirculation des rangées en amont.

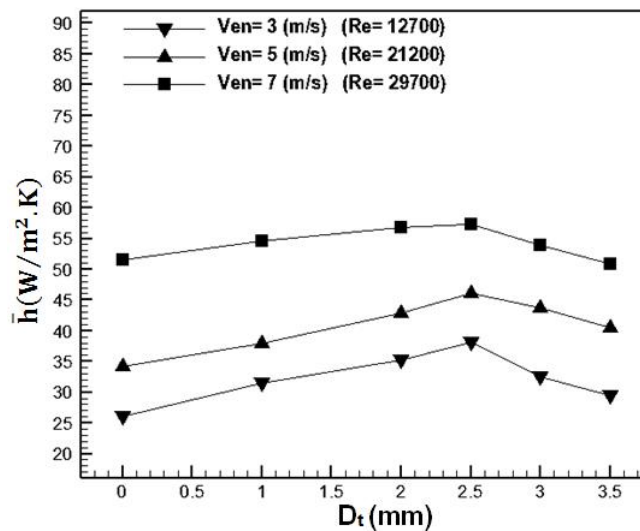


Figure 4.28 : Effet du décalage des tubes sur le coefficient d'échange thermique moyen pour l'arrangement en ligne des tubes.

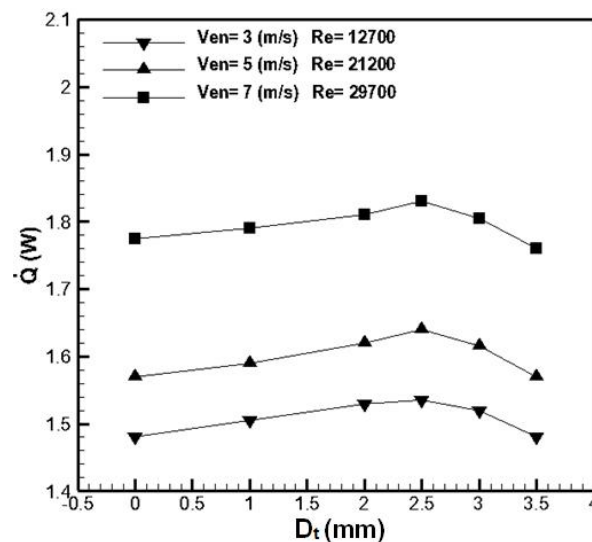


Figure 4.29 : Effet du décalage des tubes sur le taux de dissipation thermique pour l'arrangement en ligne des tubes.

La figure (4.30) montre la variation de l'efficacité d'ailette en fonction du décalage des tubes pour trois vitesses d'entrée d'écoulement. Contrairement au profil de variation du coefficient d'échange et de flux échangé, l'efficacité d'ailette diminue avec le décalage de tube jusqu'à atteindre une valeur minimale à la position des tubes $D_t = 2,5mm$. On constate également de cette figure que l'efficacité de l'ailette varie inversement à l'augmentation du nombre de Reynolds, ce qui est logique puisque un écoulement plus accéléré donne un bon coefficient d'échange thermique, donc une faible efficacité d'ailette (voir l'équation 2.4).

Les valeurs de l'efficacité apparente dans cette figure sont supérieures à celle trouvées dans le cas de l'arrangement en quinconce. Cela est dû au faible échange thermique dans le faisceau de tubes arrangé en ligne, ce qui donne un faible gradient de température dans les corps solides d'ailettes et par conséquent une efficacité élevée de cette dernière.

La performance d'un échangeur de chaleur est un compromis entre le taux de transfert de chaleur et la puissance consommée (chute de pression). Les résultats de la variation des pertes de charges avec le décalage des tubes, pour l'arrangement en ligne, sont présentés dans la figure (4.31). On constate sur cette figure que les trois courbes sont très semblables avec celles de l'efficacité où la valeur minimale des chutes de pression correspond presque à une position commune des tubes ($D_t = 2,5mm$). La diminution de ΔP dans l'intervalle ($D_t = 0 - 2,5mm$) dû principalement à une réduction des zones de recirculation de l'arrière des tubes décalés (voir la figure C.2 de l'annexe).

Cependant, la diminution de la perte de charge avec le décalage des tubes est très dépendante de la vitesse d'écoulement. Un décalage des tubes de $D_t = 0mm$ à $D_t = 2,5mm$ diminue ΔP de 14,1% ($Re=12700$) et 4,8% ($Re=29700$). Pour les mêmes nombres de Reynolds, les pertes de pression d'un faisceau de tubes alignés sont plus faibles qu'un faisceau de tubes quinconcé.

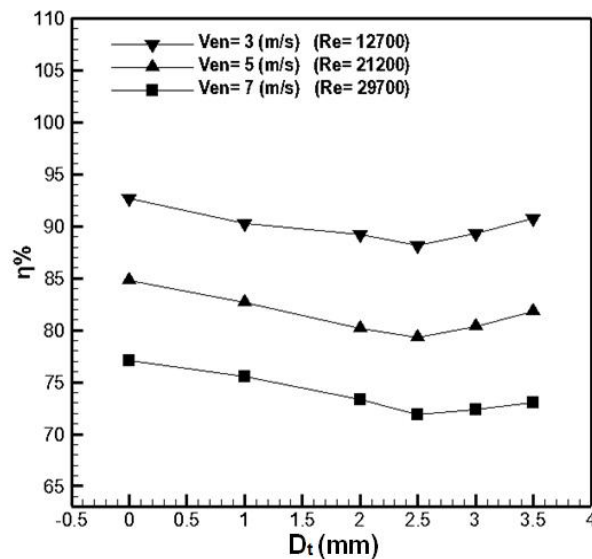


Figure 4.30 : Effet du décalage des tubes sur l'efficacité de l'ailette pour l'arrangement en ligne des tubes.

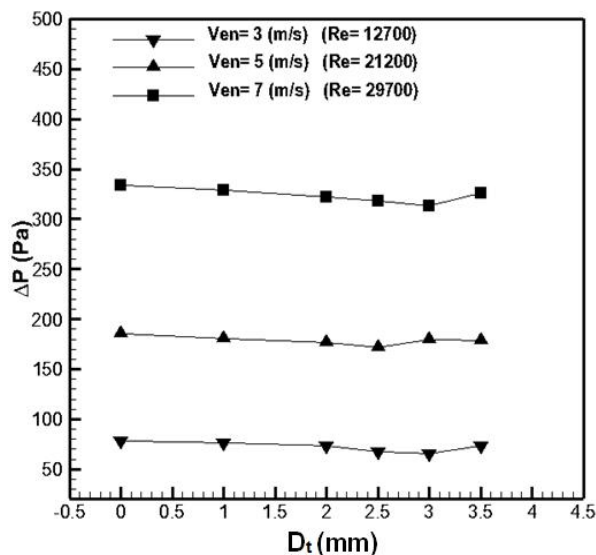


Figure 4.31 : Effet du décalage des tubes sur la perte de charge pour l'arrangement en ligne des tubes.

B. Effet de la rangée

L'effet de la rangée sur le coefficient d'échange thermique pour les deux formes des faisceaux (concentriques et excentriques) est donné par la figure 4.32. Contrairement à l'arrangement en quinconce, une tendance différente du coefficient de transfert de chaleur est aperçue pour l'arrangement en ligne. Avec les différentes vitesses d'entrées d'écoulement, le coefficient \bar{h} diminue avec le nombre de rangs. Cette diminution est

importante en allant de la première à la deuxième rangée et particulièrement pour le faisceau des tubes décalés où elle est de 59,6% ($V_{ent} = 3 \text{ m/s}$) et 47% ($V_{ent} = 7 \text{ m/s}$). Le passage de la deuxième à la quatrième rangée résulte en une diminution de 46,8% pour ($V_{ent} = 3 \text{ m/s}$) et de 40,7% pour ($V_{ent} = 7 \text{ m/s}$). Contrairement à ces résultats, Sparrow et Samie [22] montrent que le coefficient d'échange thermique de la deuxième rangée est supérieur de 35% à la première rangée. Pour un intervalle du nombre de Reynolds ($7,5 \times 10^3 \leq Re \leq 32 \times 10^3$), les auteurs ont supposé que l'effet de turbulence est plus observé dans la deuxième rangée. Similairement à l'arrangement quinconcé, la différence entre les coefficients d'échange de chaleur entre les deux positions des tubes ($D_t = 0$ et $D_t = 2,5 \text{ mm}$) est maximale aux premières rangées. Alors que la quatrième rangée des deux configurations examinées donne des coefficients d'échanges quasi-identiques. Dans ce type d'arrangement, le décalage des tubes de la première rangée (avec un pas longitudinal des tubes constant) résulte en un décalage de leurs zones de recirculations vers l'arrière, ce qui influe négativement sur l'exploitation des ailettes des rangées suivantes (voir la figure C.2 de l'annexe).

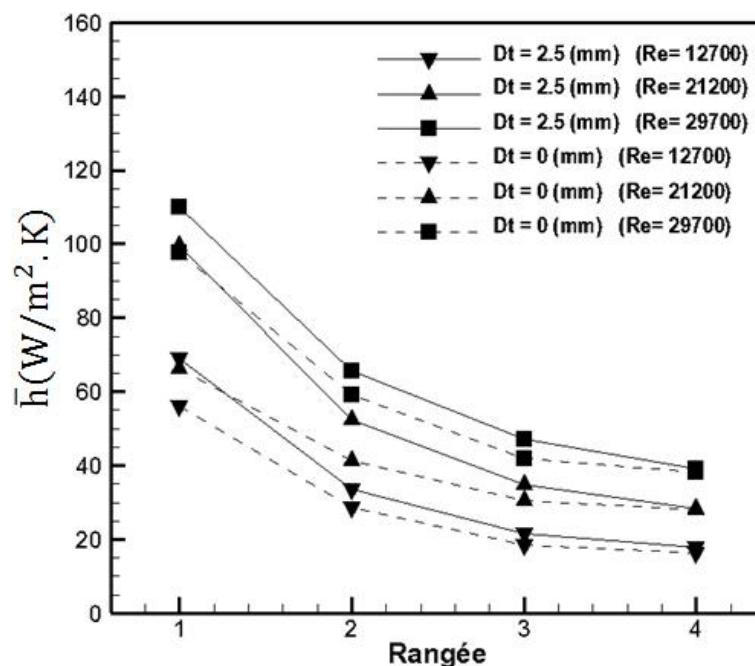


Figure 4.32 : Effet de rangs sur le coefficient d'échange thermique pour l'arrangement en ligne.

Le même comportement précédent a été trouvé pour le cas concernant l'effet de la rangée sur le taux de transfert thermique $\dot{\phi}$. Le tableau ci-dessous montre que la valeur

maximale du taux de transfert thermique se trouve toujours à la première rangée, puis elle diminue avec les rangées suivantes. Le transfert de chaleur intense qui se trouve à la première rangée est dû à la vitesse élevée ainsi que la différence de température utile entre les surfaces solides du faisceau et le fluide environnant. Ces deux paramètres diminuent en général avec l'axe longitudinal du faisceau à cause de l'effet de déviation du faisceau de tubes en ligne. Cette tendance de variation du flux échangé avec le nombre de rangs est très conforme à celle de Mon et al. [5].

$\dot{\phi}(W)$	$D_t = 0 \text{ mm}$			$D_t = 2.5 \text{ mm}$		
	$V_{\text{ent}} = 3\text{m/s}$	$V_{\text{ent}} = 5\text{m/s}$	$V_{\text{ent}} = 7\text{m/s}$	$V_{\text{ent}}=3\text{m/s}$	$V_{\text{ent}}=5\text{m/s}$	$V_{\text{ent}} = 7\text{m/s}$
1^{er} rangée	0,67	0,87	1,07	0,8	1,07	1,18
2^{ème} rangée	0,39	0,43	0,5	0,39	0,45	0,5
3^{ème} rangée	0,29	0,32	0,33	0,3	0,34	0,34
4^{ème} rangée	0,1	0,12	0,13	0,12	0,13	0,13

Tableau 4.4 : Effet de rangs sur le flux thermique échangé, pour le cas concentrique et excentrique des tubes en arrangement en ligne.

4.6.2.3 Effet de l'arrangement des tubes

La sélection correcte de la taille optimale d'un faisceau de tubes à ailettes, pour une application donnée, est spécifiquement dépend de la performance thermique, la puissance de pompage, du poids et du coût de fabrication [5, 19]. L'un des paramètres qui influe soigneusement sur cette sélection est l'arrangement des tubes. Il a été noté, par un certain nombre de chercheurs dans ce domaine, que la disposition quinconcée des tubes a le meilleur transfert de chaleur. Cependant, pour développer un échangeur de chaleur efficace on ne doit pas sous-estimer la puissance de pompage. Donc, les comparaisons ne peuvent pas être clairement concluantes à moins qu'elles soient basées sur la puissance de dissipation thermique et la puissance fournie pour vaincre les pertes de charge, car elle reflète bien les effets thermiques et hydrauliques.

Selon la comparaison entre l'arrangement en ligne et l'arrangement quinconcé pour un nombre de Reynolds ($Re = 12700$), le taux de transfert thermique de l'arrangement quinconcé (faisceau N_7) est plus élevé de 75,7% par rapport à l'arrangement en ligne

(faisceau N_1). Cette différence est de 150% pour ($Re = 29700$). Pour le cas des tubes excentriques, les écarts précédents deviennent respectivement de 81,1% et 160%. Cet avantage important de l'arrangement en quinconce suivi par une augmentation de la chute de pression de l'ordre de: 79% et 71,6% (quand $Re = 12700$) pour les cas concentriques et excentriques respectivement. Avec un grand nombre de Reynolds ($Re = 29700$), ces écarts deviennent respectivement de 52,4% et 37,1%. La même tendance, avec le cas concentrique des tubes, a été trouvé par Neal et Hitchcock [23] Sparrow et Samie [22] Huang et al. [24], Ay et al. [25], Pis'mennyi [26] ainsi que par Mon [5].

L'analyse ci-dessus montre que la marge (de la chute pression) entre les deux arrangements devient plus étroite quand le Re l'augmente. Ainsi, la chute de pression pour l'arrangement en ligne augmente plus fortement que le taux de transfert de chaleur avec l'augmentation de la vitesse, donc une performance inférieure peut être obtenue. Il faut noter aussi que l'influence de l'arrangement des tubes sur la performance des faisceaux dépend de la position des tubes (concentrique ou excentrique). D'une part, la position excentrique des tube augmente l'écart de transfert thermique et d'une autre part elle réduit la différence des pertes de charges entre les deux arrangements. Par conséquent, il est très commode d'avoir des échangeurs à tubes excentriques dans l'arrangement quinconcé que dans un arrangement aligné.

A la fin de cette partie, nous avons examiné un faisceau de quatre rangées de tubes, les résultats qualitatifs trouvés sont :

- La meilleure position des tubes ($D_t = 2,5mm$) qui correspond à une meilleure performance thermique et dynamique d'un échangeur de chaleur est ne dépendant pas du type d'arrangement des tubes.
- L'arrangement quinconcé est caractérisé par un coefficient d'échange, un taux de transfert thermique et une perte de pression plus élevés que ceux d'un faisceau en ligne.
- Malgré la mauvaise capacité d'échange thermique, l'arrangement en ligne réduit soigneusement les pertes de charges et donne une exploitation efficace des ailettes annulaires.

- L'échange thermique se fait essentiellement à la deuxième rangée pour l'arrangement quinconcé et à la première rangée pour l'arrangement en ligne.
- L'arrangement quinconcé correspond le mieux à l'idée de décalage des tubes que l'arrangement en ligne.
- Les résultats numériques prouvent que le coefficient de transfert de chaleur, le taux de dissipation thermique ainsi que la chute de pression augmentent avec le nombre de Reynolds.

Références bibliographiques

- [1] H. T. Chen and W. L. Hsu, "Estimation of heat-transfer characteristics on a vertical annular circular fin of finned-tube heat exchangers in forced convection," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 51, pp. 1920-1932, 2008.
- [2] F. Tahrouf, A. h. Benmachiche, M. Aksas, and C. Bougriou, "3-D numerical study and comparison of eccentric and concentric annular-finned tube heat exchangers," *Journal of Engineering Science and Technology*, vol. 10, pp. 1508-1524, 2015.
- [3] B. Ameer, H. Huisseune, J. Degroote, C. T'Joens, P. De Jaeger, J. Vierendeels, and M. De Paepe, "On fin efficiency in interrupted fin and tube heat exchangers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 60, pp. 557-566, 2013.
- [4] L. J. Huang and R. K. Shah, "Assessment of calculation methods for efficiency of straight fins of rectangular profile," *International Journal Heat Fluid Flow*, vol. 13, pp. 282-293, 1992.
- [5] M. S. Mon, "Numerical investigation of air-side heat transfer and pressure drop in circular finned-tube heat exchangers," Doctoral Thesis, Technische Universität Bergakademie Freiberg, Germany, 2003.
- [6] H. J. Sung, J. S. Yang, and T. S. Park, "Local convective mass transfer on circular cylinder with transverse annular fins in crossflow," *International Journal Heat Mass Transfer*, vol. 39, pp. 1093-1101, 1996.
- [7] E. N. Pis'mennyi, "Heat transfer enhancement at tubular transversely finned heating surfaces," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 70, pp. 1050-1063, 2014.
- [8] E. N. Pis'mennyi, "Regularities of flow and heat transfer at the surface of transversely finned tubes," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 55, pp. 5016-5031, 2012.
- [9] M. S. Ricardo Romero-Méndez, K. T. Yang, and R. Mc Clain, "Effect of fin spacing on convection in a plate fin and tube heat exchanger," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 43, pp. 39-51, 2000.
- [10] K. Torikoshi, G. N. Xi, Y. Nakazawa, and H. Asano, "Flow and heat transfer performance of a plate-fin and tube heat exchanger (1st report: Effect of fin pitch)," *ASME Heat Transfer Division*, vol. 4, pp. 411-416, 1994.
- [11] E. Konstantinidis, D. Castiglia, and S. Balabani, "On the flow and vortex shedding characteristics of an inline tube bundle in steady and pulsating cross flow," *Transactions of IChemE*, vol. 78, pp. 1129-1138, 2000.
- [12] S. P. Kearney and A. M. Jacobi, "Local convective behavior and fin efficiency in shallow banks of inline and staggered, annularly finned tubes," *ASME Journal of Heat Transfer*, vol. 118, pp. 317-326, 1996.
- [13] B. Watel, S. Harmand, and B. Desmet, "Influence of fin spacing and rotational speed on the convective heat exchanges from a rotating finned tube," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 21, pp. 221-227, 2000.
- [14] B. Watel, S. Harmand, and B. Desmet, "Influence of flow velocity and fin spacing on the forced convective heat transfer from an annular-finned tube," *Fluids and Thermal Engineering Series B*, vol. 42, pp. 56-64, 1999.
- [15] V. B. Kuntys, I. G. Taryan, and F. M. Yokhvedov, "On the effect of the relative depth of the interfin space on heat transfer from bundles of finned tubes," *Heat Transfer- Soviet Research*, vol. 6, pp. 5-9, 1974.
- [16] H. Bilirgen, S. Dunbar, and E. K. Levy, "Numerical modeling of finned heat exchangers," *Applied Thermal Engineering*, vol. 61, pp. 278-288, 2013.
- [17] H. T. Chen, J. C. Chou, and H. C. Wang, "Estimation of heat transfer coefficient on the vertical plate fin of finned-tube heat exchangers for various air speeds and fin spacings," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 50, pp. 45-57, 2007.
- [18] M. S. Mon and U. Gross, "Numerical study of fin-spacing effects in annular-finned tube heat exchangers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 47, pp. 1953-1964, 2004.

- [19] G. Xie, Q. Wang, and B. Sunden, "Parametric study and multiple correlations on air-side heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers with large number of large-diameter tube rows," *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, pp. 1-16, 2009.
- [20] Z. Mirkovic, "Heat transfer and flow resistance correlation for helically finned and staggered tube banks in cross flow," in *Heat Exchangers: Design and Theory*, N. H. Afgan and E. U. Schlünder, Eds.: Hemisphere, Washington, 1974, pp. 559-584.
- [21] A. H. Benmachiche, C. Bougriou, and S. Abboudi, "Inverse determination of the heat transfer characteristics on a circular plane fin in a finned-tube bundle," *Heat and Mass Transfer*, vol. 46, pp. 1367-1377, 2010.
- [22] E. M. Sparrow and F. Samie, "Heat transfer and pressure drop results for one- and two-row arrays of finned tubes," *International Journal Heat Mass Transfer*, vol. 28, pp. 2247-2259, 1985.
- [23] S. B. Neal and J. A. Hitchcock, "A study of the heat transfer processes in banks of finned tubes in cross flow using a large scale model technique," presented at Proc 3rd International Heat transfer Conference, Chicago, 1966.
- [24] C. H. Huang, I. C. Yuan, and H. Ay, "An experimental study in determining the local heat transfer coefficients for the plate finned-tube heat exchangers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, pp. 4883-4893, 2009.
- [25] H. Ay, J. Y. Jang, and Y. Jer-Nan, "Local heat transfer measurements of plate finned-tube heat exchangers by infrared thermography," *International Journal Heat and Mass Transfer*, vol. 45, pp. 4069-4078, 2002.
- [26] E. N. Pis'mennyi, "An asymptotic approach to generalizing the experimental data on convective heat transfer of tube bundles in cross flow," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 54, pp. 4235-4246, 2011.

Conclusion générale

Ce travail de thèse a porté essentiellement sur l'étude des phénomènes touchant les domaines de calcul expérimental et numérique dans les échangeurs de chaleurs. Il explore en détail, le comportement d'écoulement et de transfert thermique conducto-convectif en fonction de plusieurs paramètres géométriques. Plusieurs études de recherches ont été effectuées sur les échangeurs thermiques à tubes à ailettes circulaires afin de connaître ces phénomènes physiques. La compréhension de ceux ci nous a permis d'avoir une idée pour améliorer les performances de ces types d'échangeurs de chaleur. Cette idée consiste à décaler les tubes de l'échangeur vers les parties arrière des ailettes circulaires dans lesquelles il se produit des recirculations d'écoulement. Notre étude a été réalisée expérimentalement et numériquement sur 29 faisceaux (19 échangeurs d'un seul tube à ailettes et 14 échangeurs à faisceau de quatre rangées). Les faisceaux ont été étudiés pour des différents paramètres géométriques de tubes à ailettes circulaires à savoir: le décalage des tubes, le pas d'ailettes, diamètre des tubes, l'arrangement des tubes et le rang du tube. Les simulations numériques des phénomènes thermiques et dynamiques ont été effectuées en utilisant le logiciel Fluent.

Le but de la partie des calculs numériques est de déterminer les meilleurs décalages de tubes dans l'échangeur d'un seul tube à ailettes circulaires et dans des faisceaux de tubes de quatre rangées. Cependant, l'investigation expérimentale a consisté à confirmer la fiabilité et l'exactitude des résultats numériques concernant les deux types d'arrangements de faisceaux étudiés.

La présente étude montre également, les résultats numériques du comportement de l'écoulement à savoir, le développement de la couche limite, la recirculation ainsi que le système de vortex en fer à cheval apparaissant entre les ailettes pour les deux cas d'ailettes étudiées (concentriques et excentriques). Les distributions locales de la vitesse et les lignes iso-thermiques à travers les deux types de l'échangeur thermique ont été présentées.

Les résultats obtenus montrent que les développements de la couche limite et les vortex en fer à cheval dans la zone de jonction ailettes-tube s'avèrent fortement dépendants de la position des tubes et du nombre de Reynolds. Quelle que soit la position des tubes, les

vortex en fer à cheval se développent dans toutes les rangées de l'arrangement en quinconce ainsi que dans la première rangée de l'arrangement en ligne. La taille des vortex en fer à cheval augmente dans les échangeurs excentriques notamment pour des vitesses d'écoulement élevées.

Similairement au profil des vitesses, le développement de la couche limite thermique et dynamique entre deux ailettes adjacentes ont été présentés pour la position concentrique et excentrique des tubes.

Le travail dans cette thèse est consacré, plus particulièrement, à l'étude de l'effet du décalage du tube sur les caractéristiques thermique et dynamique d'un échangeur de chaleur à ailettes circulaires. Une étude comparative de la performance de notre échangeur excentrique avec un autre tube à ailettes annulaires concentriques a été réalisée.

L'analyse des différents résultats obtenus dans la partie de travail concernant un échangeur de tube à ailettes circulaires nous a permis d'arriver aux résultats suivantes :

- Nous avons déterminé la position du tube dans l'ailette circulaire permettant d'avoir la performance thermo-hydraulique optimale pour un seul tube à ailettes. A l'inverse, dans la majorité des échangeurs de chaleur, cette position produit une amélioration significative des paramètres de transfert de chaleur avec une diminution de la chute de pression.
- Un échangeur de tube à ailettes annulaires excentriques est plus efficace pour des petits espacements d'ailettes. Par conséquent, il est plus approprié de l'utiliser dans les échangeurs de chaleur compacts, d'autant plus que son coût de fabrication est comparable à celui de l'échangeur de chaleur concentrique.
- De la même manière, concernant un tube à ailettes annulaires concentriques, nous avons trouvé que :
 - Le coefficient de transfert de chaleur moyen et le taux de transfert de chaleur augmentent avec l'augmentation du nombre de Reynolds, mais l'efficacité d'ailette diminue.
 - Une augmentation du diamètre de tube, a comme conséquence, une augmentation du transfert de chaleur et de la chute de pression.

- Le coefficient de transfert de chaleur moyen augmente avec l'augmentation du pas d'ailettes jusqu'à une valeur maximale ($S = 5 \text{ mm}$), puis il reste constant.
- Avec différents nombres de Reynolds, nous avons observé une variation uniforme du coefficient de transfert de chaleur pour tous les décalages de tube, espacements d'ailettes et diamètres de tube. Ces résultats suggèrent que nous pouvons obtenir des corrélations du nombre de Nusselt basé sur D_t , d_t , S et le Re .

Concernant le cas d'un faisceau de quatre rangées, les résultats qualitatifs, numériques et expérimentaux, de cette partie de thèse appropriée à l'examen des différents paramètres dans l'intervalle de nombre de Reynolds ($5500 \leq Re \leq 29700$) sont:

- Dans toutes les rangées, les résultats numériques indiquent que la meilleure position des tubes sur les ailettes circulaires, qui donne des bonnes caractéristiques thermo-hydrauliques, est située dans les parties arrière, à 2,5 mm du centre de l'ailette. Il est également important de mentionner que cette valeur reste la même quel que soit l'arrangement des tubes.
- Pour la même configuration du faisceau, les tubes à ailettes excentriques sont plus efficaces que le cas concentrique.
- L'échange thermique est généré essentiellement à la deuxième rangée pour l'arrangement en quinconce et à la première rangée pour l'arrangement en ligne.
- L'arrangement quinconcé permet une meilleure exploitation de l'idée de décalage des tubes que l'arrangement en ligne.
- Les résultats expérimentaux et numériques montrent que le coefficient de transfert de chaleur, le taux de dissipation thermique ainsi que la chute de pression augmentent avec le nombre de Reynolds.
- Les résultats numériques sont très proches de ceux de l'expérimentation, ce qui confirme l'exactitude de notre simulation numérique.

Comme perspective de notre travail, il est intéressant de le poursuivre en étudiant l'effet du décalage des tubes :

- Dans les faisceaux de tubes à ailettes annulaires sous forme carrées ou elliptiques ;

- Dans le cas des échangeurs de tubes plats ou elliptiques ;
- Dans les ailettes annulaires poreuses ;
- Avec différents pas longitudinaux des tubes ;
- Ecrire des corrélations reliant le nombre de Nusselt avec: D_t , d_t , S et le Re .
- Et enfin, avec condensation de l'air humide dans des faisceaux de tubes à ailettes annulaires.

Annexe

Annexe A. Propriétés physiques de l'air, de l'inox et de l'aluminium

Les propriétés physiques suivantes de l'air sont considérées constantes:

- $\rho = 1,225 \text{ (kg/m}^3\text{)}$
- $C_p = 1006,43 \text{ (J/Kg.K)}$
- $\lambda = 0,0242 \text{ (W/m}^2\text{.K)}$
- $\mu = 1,7894 \text{ (kg/m.s)}$

Les propriétés physiques de l'inox constituant les ailettes de l'échangeur d'un seul tube sont:

- $\rho = 7900 \text{ (kg/m}^3\text{)}$
- $C_p = 477 \text{ (J/Kg.K)}$
- $\lambda = 14,9 \text{ (W/m}^2\text{.K)}$

Pour le cas d'un faisceau de quatre rangées, les propriétés physiques de l'aluminium constituant leurs ailettes sont:

- $\rho = 2719 \text{ (kg/m}^3\text{)}$
- $C_p = 871 \text{ (J/Kg.K)}$
- $\lambda = 202,4 \text{ (W/m}^2\text{.K)}$

Annexe B. Caractéristiques techniques de la soufflerie HM170

Caractéristiques générales :

Dimensions : L × l × h : 2850 × 750 × 1700 m³
Poids : 250 kg

Zone de mesure :

Section de passage l × h : 292 × 292 mm²
Longueur : 450 mm
Vitesse d'air (réglable) : 0 à 28 m/s

Charge de connexion :

230 V, ~50 Hz

Ventilateur :

Pression de refoulement : 500 Pa
Débit volumétrique max : 9000 m³/h
Diamètre du rotor : 400 mm

Moteur :

Puissance : 2.2 KW
Vitesse de rotation (réglable via le changeur de fréquence) : 0 à 2800 t/min.

Annexe C. D'autres figures des résultats

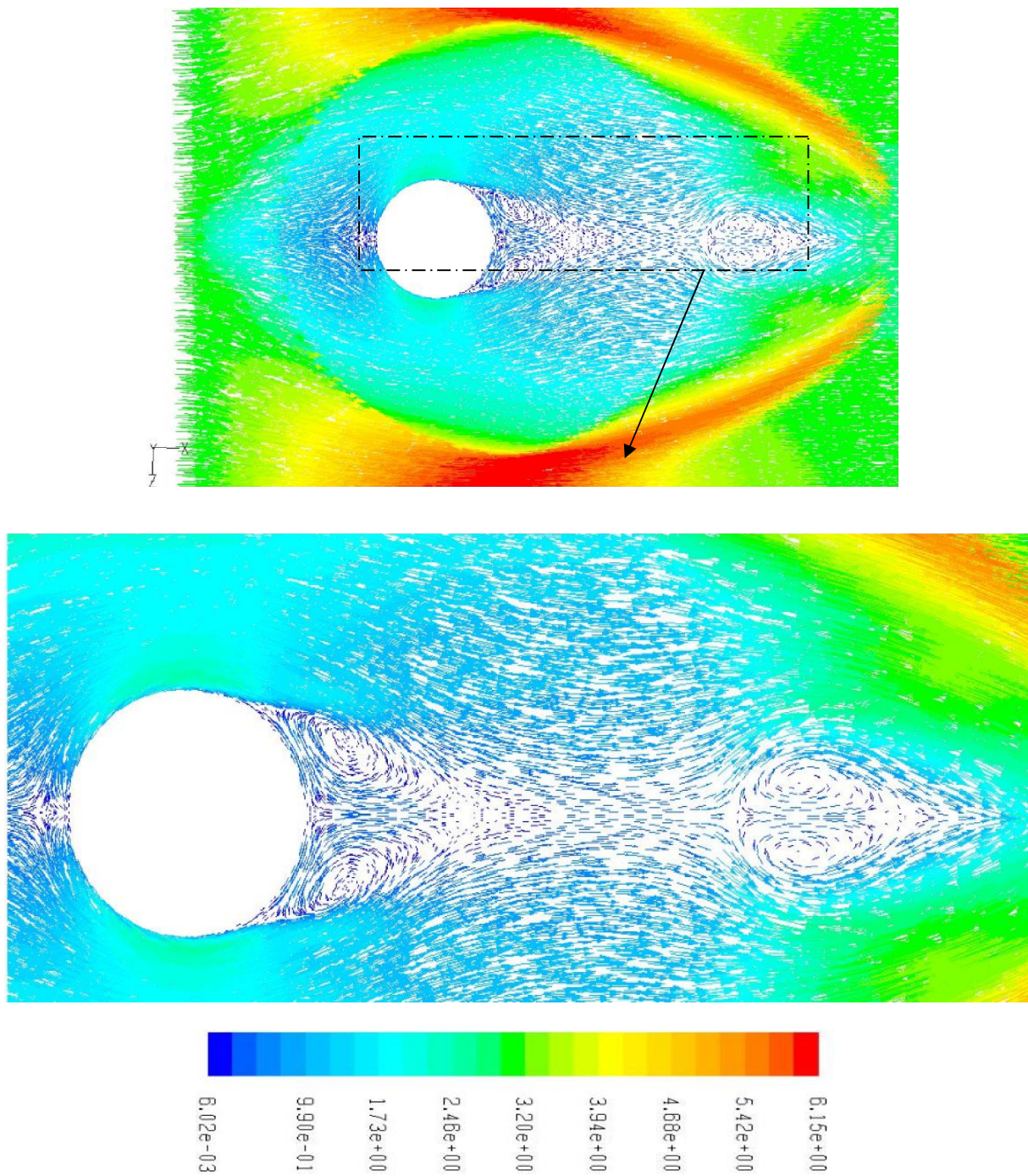


Figure C.1 : Distribution de la vitesse proche de la surface supérieure ($y=0,6\text{mm}$) d'une ailette à tube décalé vers la zone avant avec $Re= 9923$.

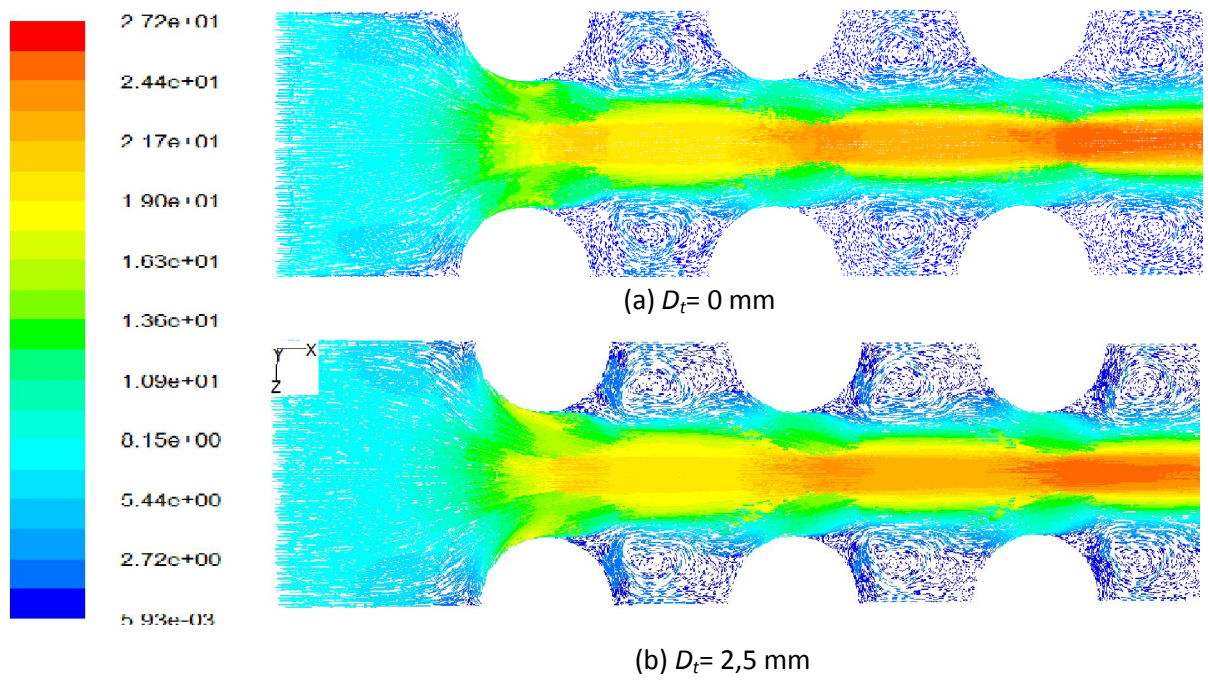


Figure C.2 : Distribution de la vitesse proche de la surface extérieure des ailettes à tubes concentriques et excentriques en arrangement en ligne avec $Re=29700$.

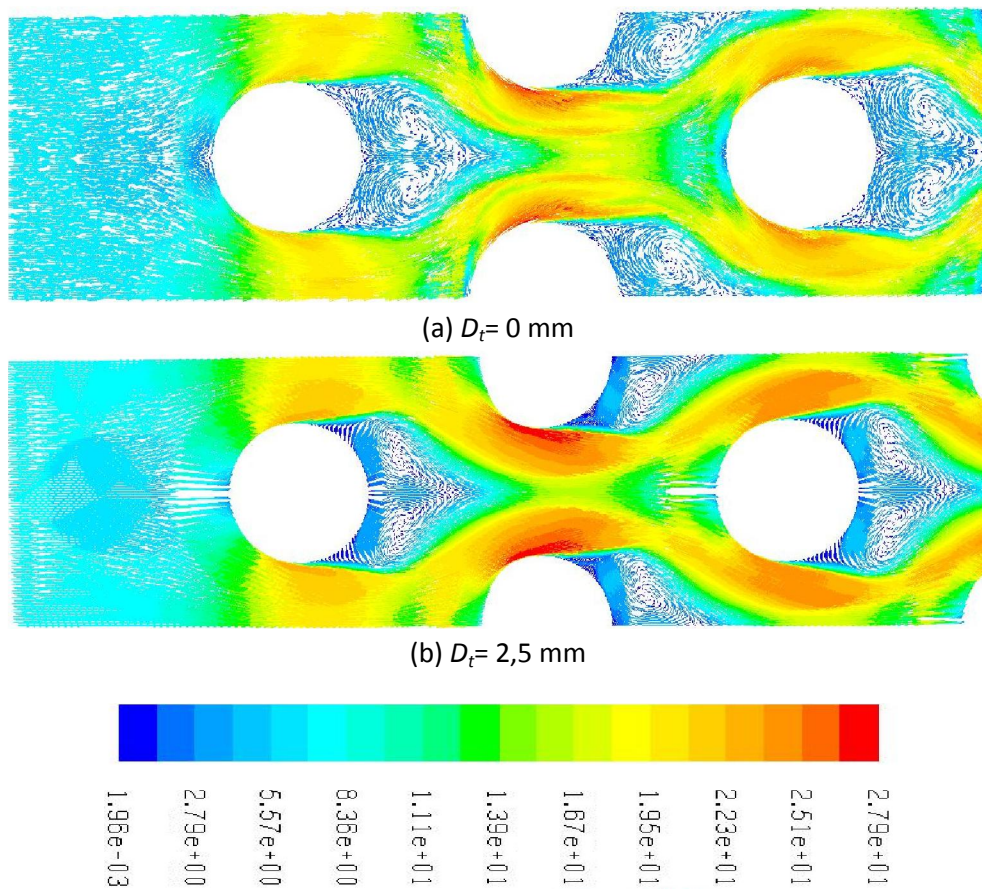


Figure C.3 : Distribution de la vitesse proche de la surface extérieure des ailettes à tubes : (a) concentriques ; (b) excentriques en arrangement quinconcé avec $Re=29700$.

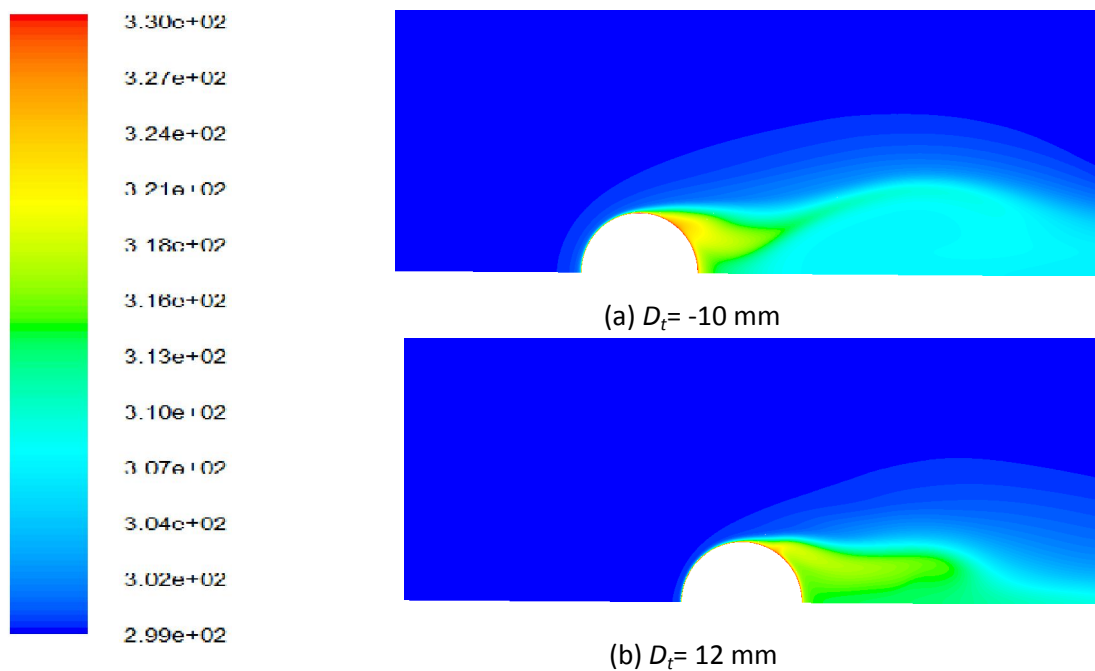


Figure C.4 : Distribution de la température dans le plan de symétrie entre deux ailettes à tube excentrique avec $Re= 5954$.

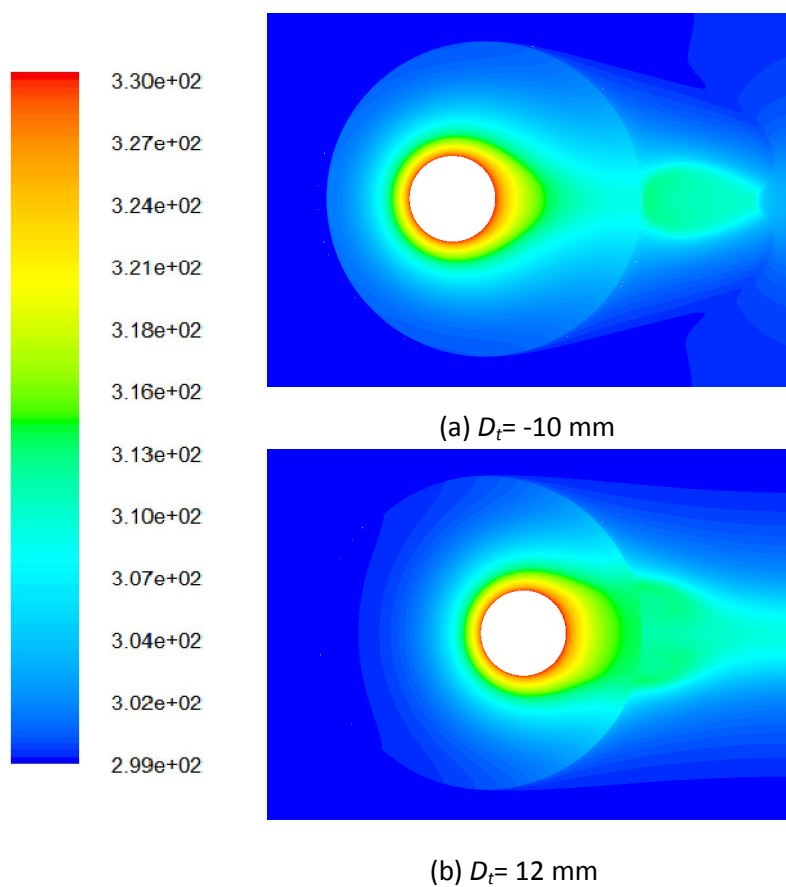


Figure C.5 : Distribution de la température proche de la surface extérieure ($y=0,6$ mm) d'une ailette à tube concentrique et excentrique avec $Re= 5954$.

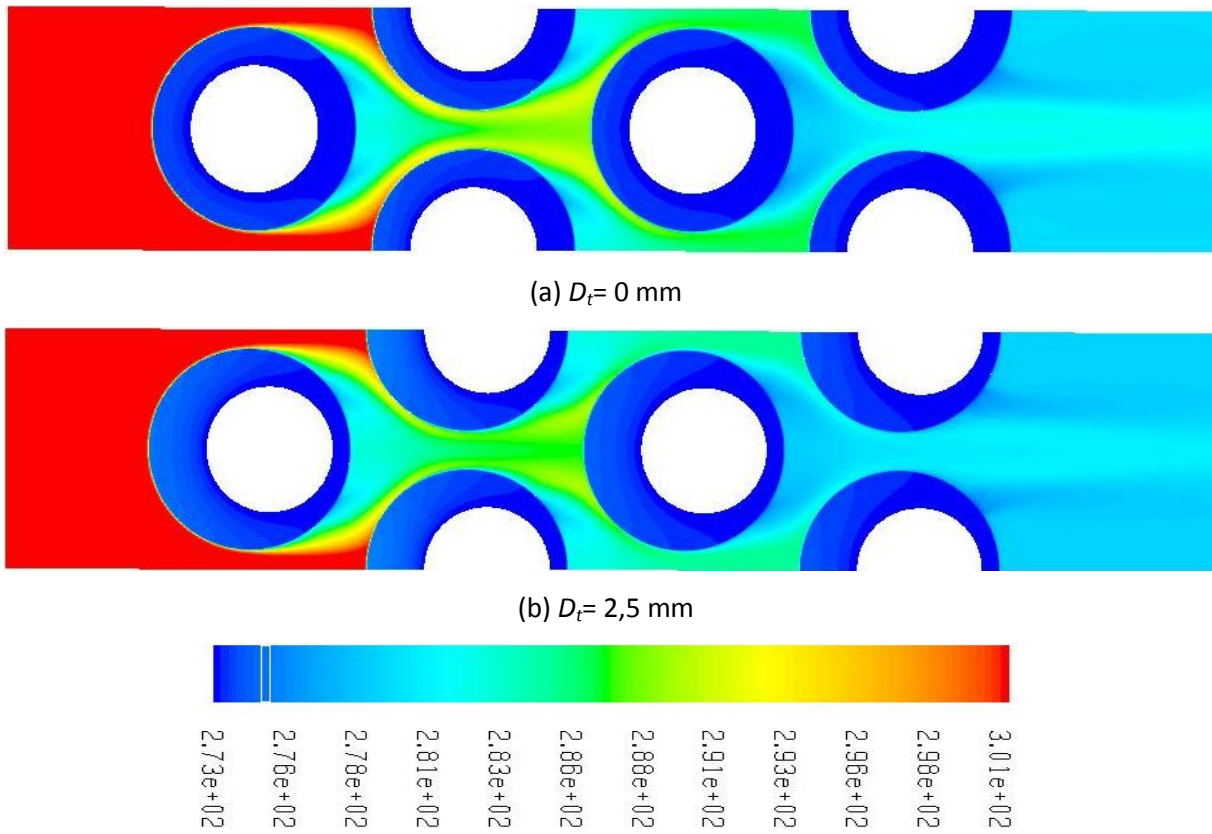


Figure C.6 : Distribution de la température à l'intérieur des ailettes des faisceaux à arrangement quinconcé, des tubes concentriques et excentriques ($Re= 12700$).

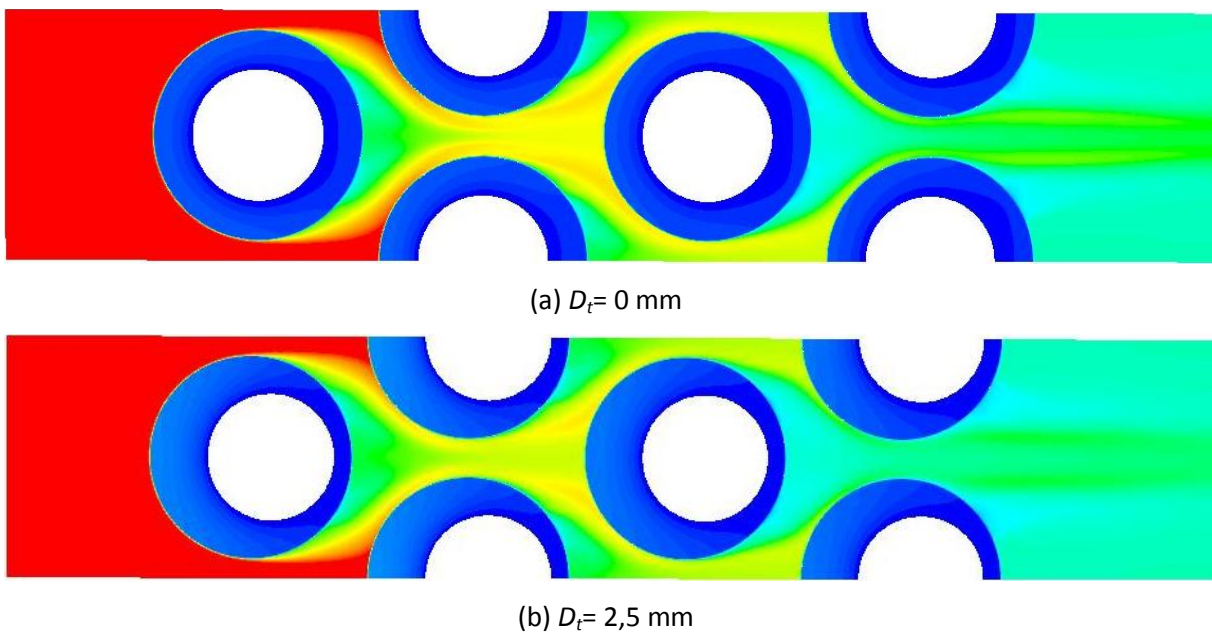


Figure C.7 : Distribution de la température à l'intérieur des ailettes des faisceaux à arrangement quinconcé, des tubes concentriques et excentriques ($Re= 29700$).

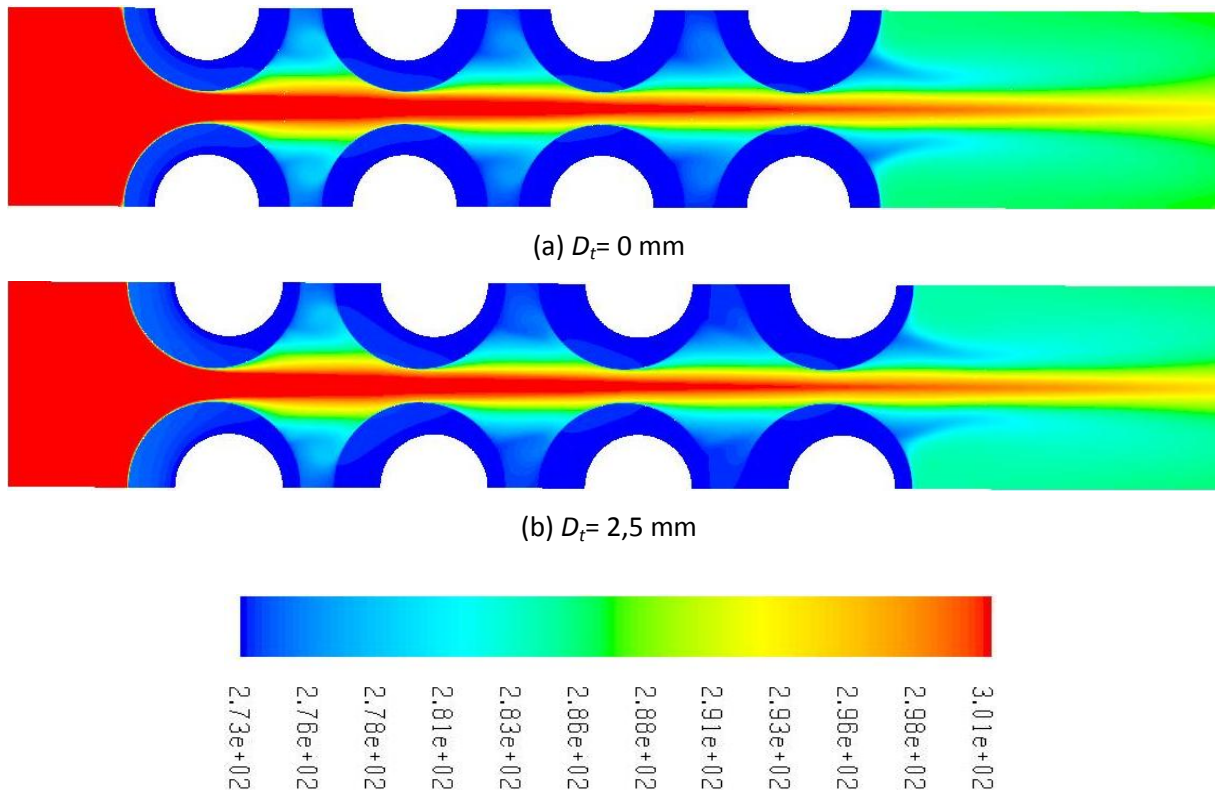


Figure C.8 : Distribution de la température à l'intérieur des ailettes des faisceaux à arrangement en ligne, des tubes concentriques et excentriques ($Re= 12700$).

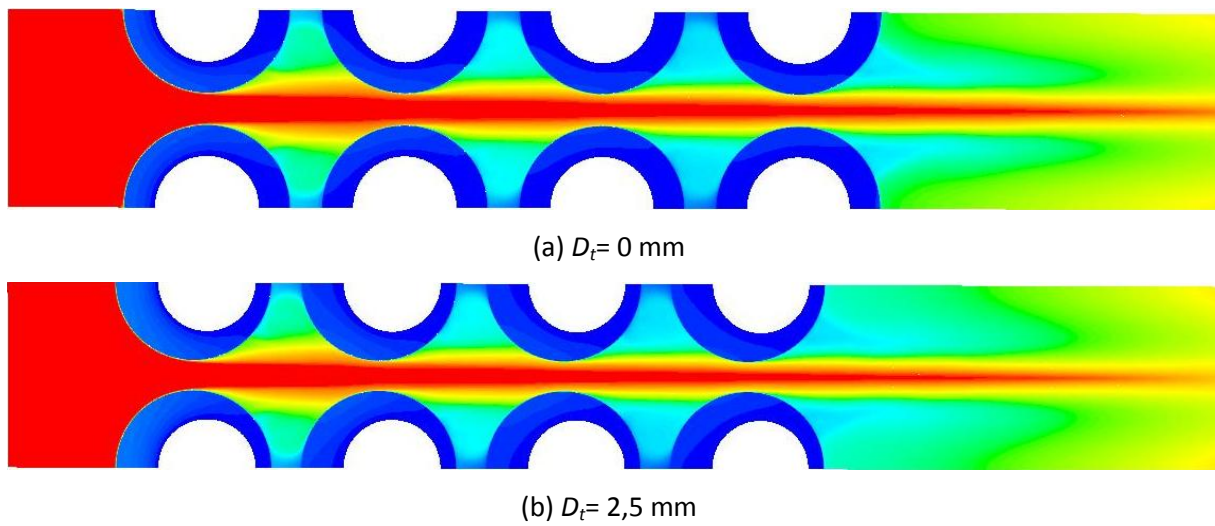


Figure C.9 : Distribution de la température à l'intérieur des ailettes des faisceaux à arrangement en ligne, des tubes concentriques et excentriques ($Re= 29700$).