

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE MOHAMED BOUDIAF - M'SILA

FACULTE DES SCIENCES
DEPARTEMENT PHYSIQUE
N° : Ph/ENR/04/2025



DOMAINE : Sciences de la matière
FILIERE : Physique
OPTION : Physique Énergétique et
Energies renouvelables

Mémoire présenté pour l'obtention
Du diplôme de Master Académique

Par : Attoui Chirine et Brahimi Aya

Intitulé

**Effet de la direction des ondes sur les
performances d'un échangeur thermique à
ailettes annulaires**

Soutenu le 24 /06 /2025 devant le jury composé de :

Dr. NAHOUI Azzedine	Université Mohamed Boudiaf-M'sila	Président
Dr. TAHROUR Farouk	Université Mohamed Boudiaf-M'sila	Rapporteur
Dr. HADDAD Zakaria	Université Mohamed Boudiaf-M'sila	Examineur

Année universitaire : 2024/2025



Remerciements

Au nom de Dieu, le Tout Miséricordieux, le Très Miséricordieux

Louange à Dieu, seigneur des mondes, par sa grâce les bonnes choses s'accomplissent.
Nous cherchons son aide dans toute affaire et lui demandons succès et guidée.

Nous exprimons notre profonde gratitude à tous ceux qui ont contribué à la réalisation de ce travail, que ce soit par un soutien moral, des conseils scientifiques ou un appui matériel.

Nous tenons à exprimer nos sincères remerciements à notre cher encadreur, le **Dr. TAHROUR Farouk**, pour sa direction avisée, ses précieux conseils, sa patience et son suivi rigoureux, qui ont grandement contribué à l'achèvement de cette recherche.

Nous tenons également à remercier chaleureusement les membres de jury, le président, le **Dr. NAHOUI Azzedine** et l'examineur, le **Dr. HADDAD Zakaria**, pour leur temps précieux et leurs critiques constructives qui ont enrichi et amélioré ce travail.

Nous remercions aussi tous les enseignants du département de physique en général, et de la spécialité « Physique énergétique et Énergies renouvelables » en particulier, notamment le **Dr. SALMI Mohamed**, pour leurs connaissances, leur expertise et leur soutien tout au long de notre études.

Nous n'oublierons jamais le soutien de nos collègues et de nos familles, qui ont été un pilier tout au long de ce parcours scientifique.

Nous prions Dieu que ce travail soit sincèrement dédié à lui, qu'il constitue une contribution précieuse dans mon domaine, et qu'il nous accorde à tous réussite et satisfaction.



BRAMMI Aya & ATTOU Chirine



Dédicace

À l'âme de mon cher père **ATHMEN** – que Dieu lui fasse miséricorde – qui a toujours été ma lumière et mon espoir,

À ma chère mère **DJEMIAT CHAÂCHAÂ**, qui m'a toujours soutenue et épaulée jusqu'à la fin,

À ma sœur bien-aimée et à mes frères chers : **SAMIA, SADDAM, HOUSSEM, AZZEDINE et MOHAMED**,

À **LINA GURSAS, IKRAM MOUKHTARI, BASMA ABI** mes sœurs de cœur que ma mère n'a pas enfantées,

À tous les membres de ma famille : la famille **BRAHIMI** et la famille **DJEMIAT**

Aux enfants de mes frères et sœurs : **FIRAS, RAMI, BARAA, YEZEN OTHMANE**

À mes fidèles amies : **ILHAM AMMARI, HANAN ZAÂBAR** et à tous ceux avec qui j'ai partagé le mot « amitié »,

Et particulièrement à **CHIRINE** compagne fidèle de ce parcours.

À mes enseignants honorés, et à tous ceux qui ont contribué à mon parcours éducatif,

Notamment :

Le respecté enseignant **DJEMIAT BRAHIM**, (*école primaire*),

La distinguée enseignante **BOUDRISSA ZAHIA** (*école primaire*),

La remarquable professeure **DOUADI YAMINA** (*collège*),

Et le respectable professeur **BEN SAOUCHA RAFAA** (*lycée*),

Et à tous ceux qui m'ont enseigné à l'université, je prie Dieu de leur accorder à tous le succès,

Et enfin, à ma chère université **Mohamed Boudiaf – M'Sila**,

Pour tout le soutien et les connaissances qu'elle m'a apportés durant mes années d'études.





Dédicace

À ceux qui ont dessiné les traits de mes jours et laissé leurs empreintes dans mon cœur avant même de les graver dans ma vie...

À ma mère **Fouzia** et à mon père **Ahmed**, vous êtes le commencement qui ne connaît pas de fin, et le soutien qui ne faillit jamais. Votre amour a été le pont qui m'a permis de traverser toutes les épreuves.

À mes chers frères et sœurs **Oussama, Abir, Radia, Nejmeddine**, et **Souheib**, compagnons de route et d'âme, vous êtes la plus belle partie de chaque histoire vécue.

À mon cher fiancé **Houssam**, la main à laquelle je m'accroche pour avancer vers demain, ta présence est le plus beau des choix du destin."

À ma chère amie, madame **Basma**, moitié de mon âme et compagne de vie, merci d'avoir toujours été la lumière dans mes ténèbres et la voix dans mon silence.

Et tout particulièrement à **Aya**, la fidèle compagne de ce parcours.

À vous tous... j'offre ce travail, en hommage à l'amour que vous avez semé en moi, et en gratitude infinie que les mots ne peuvent contenir.



Attoui Chirine

ملخص

يتناول العمل المقدم في هذه الأطروحة تحسين الأداء الحراري الهيدروليكي في المبادلات الحرارية بأنابيب ذات الزعانف الحلقيّة بموجات جيبيّة العاملة في الحمل الحراري القسري. تم إجراء عمليات محاكاة رقمية ثلاثية الأبعاد باستخدام نموذج الاضطراب $K-\omega$ (SST) لبرنامج Fluent. الهدف من هذه المحاكاة هو تحديد تأثير زاوية ميل الموجات والتباعد بين الزعانف على خصائص التدفق ونقل الحرارة في المجال $1030 \leq Re \leq 10300$. تعطي الزعنفة ذات زاوية ميل الموجات 90° أفضل قيم انخفاض الضغط ومعامل الأداء. من ناحية أخرى، فإن المسافة البالغة 3 مم بين الزعانف تعطي أداءً جيّداً لمبادل حراري بزعانف حلقيّة متموجة.

الكلمات المفتاحية: مبادل حراري، الزعنفة الحلقيّة، الموجات الجيبية، زاوية الميل، فلوانت.

Résumé

Le travail présenté dans ce mémoire concerne l'amélioration des performances thermo-hydrauliques dans les échangeurs thermiques de tubes à ailettes annulaires sinusoïdales opérant en convection forcée. Des simulations numériques en 3D ont été effectuées à l'aide du modèle de turbulence $K-\omega$ (SST) du logiciel Fluent. L'objectif de ces simulations est de déterminer l'influence de l'angle d'inclinaison des ondes et de l'espacement inter-ailettes sur les caractéristiques de l'écoulement et de transfert thermique pour l'intervalle $1030 \leq Re \leq 10300$. L'ailette avec un angle d'inclinaison des ondes 90° donne les meilleures valeurs de la chute de pression et du coefficient de performance. Cependant, un espacement de 3mm entre les ailettes donne les bonnes performances d'un échangeur à ailettes annulaires ondulées.

Mots-clés : Echangeur thermique, Ailette annulaire, Ondes sinusoïdales, Angle d'inclinaison, Fluent.

Abstract

The work presented in this thesis concerns the improvement of thermohydraulic performance in sinusoidal finned-tube heat exchangers operating under forced convection. 3D Numerical simulations were performed using the $K-\omega$ (SST) turbulence model of Fluent. The objective of these simulations is to determine the influence of wave inclination angle and fin spacing on the flow and heat transfer characteristics for a range of $1030 \leq Re \leq 10300$. The fin with a wave inclination angle of 90° gives the best values of pressure drop and global performance coefficient. However, the fin spacing of 3 mm yields good performance for a wavy annular-fin heat exchanger.

Keywords: Heat exchanger, Annular fin, Sinusoidal waves, Inclination angle, Fluent.

Liste des figures	Page
Figure 1.1 Echangeur de tube en cuivre à ailettes ondulées en aluminium	3
Figure 1.2 Échangeurs à contact direct et indirect	4
Figure 1.3 Classification des échangeurs thermiques selon le sens des écoulements	5
Figure 1.4 Une vue schématique d'un échangeur compact de plaques à ailettes ondulées	6
Figure 1.5 Certaines géométries d'ailettes à bandes décalées	7
Figure 1.6 Echangeur de chaleur à tubes et calandre	7
Figure 1.7 Échangeur de chaleur à double tubes.....	8
Figure 1.8 Différents géométries d'un échangeur thermique tubes à ailettes	9
Figure 1.9 Schéma du principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur	10
Figure 1.10 Rôle fondamental d'échangeur de chaleur	10
Figure 1.11 Applications des échangeurs de chaleur.	13
Figure 1.12 Différentes géométries de l'ailette continue : (a) ailettes ondulées lisses (b) ailette à persiennes et (c) ailettes planes	15
Figure 1.13 Tube à ailette circulaire avec l'emplacement angulaire des perforations	16
Figure 1.14 Cylindre de moteur Honda CB Unicorn 150 avec (a) Ailettes rectangulaires (b) Ailettes circulaires modifiées (c) Ailettes angulaires modifiées (d) Ailettes incurvées modifiées	16
Figure 1.15 Géométries d'ailette annulaire : (a) ailettes en forme d'étoile perforée (b) ailette circulaire ondulée et (c) ailette dentelée	18
Figure 1.16 Tubes en forme de came	19
Figure 1.17 Exemples de différents pas d'ailettes dans les échangeurs de tubes à ailettes en spiral serties	20
Figure 1.18 Echangeur de chaleur sphère à ailettes	21
Figure 1.19 Echangeur à ailettes rectangulaires verticales.....	22
Figure 1.20 Comparaison des ailettes ondulés avec des ailettes persiennes et des générateurs de vortex.....	23
Figure 1.21 Echangeur de tubes circulaire et elliptique à ailettes sinusoïdales	24
Figure 1.22 Formes géométriques d'un échangeur tubulaire à ailettes annulaires ondulées	24
Figure 2.1 Géométrie d'un échangeur de tubes à ailettes annulaires sinusoïdales.....	28
Figure 2.2 Volume de contrôle typique pour une situation 3D.....	33
Figure 2.3 Volume de contrôle bidimensionnel	33
Figure 2.4 Domain de calcul en 2D : (a) Section transversale ; (b) Section longitudinale.....	35

Figure 2.5	Domaine de calcul en 3D et conditions aux limites.....	36
Figure 2.6	Maillage du domaine d'étude et des ailettes.....	37
Figure 2.7	Vue globale de le fenêtre Gambit.....	39
Figure 2.8	Détails du menu principale de Gambit	39
Figure 2.9	Étapes du dessin de la géométrie sur Gambit	40
Figure 2.10	Menu Maillage spécifique pour la couche limite	41
Figure 2.11	Ouvrir la fenêtre Fluent et lisez le fichier (.msh).....	42
Figure 2.12	Changement de l'unité des dimensions de domaine de calcul.	42
Figure 2.13	Activation de l'équation d'énergie.....	43
Figure 2.14	Définition du model de turbulence.	43
Figure 2.15	Définition des conditions aux limites	44
Figure 2.16	Choix des schémas de discrétisation	44
Figure 2.17	Choix des critères de convergence	45
Figure 2.18	Enregistrement des données insérées	45
Figure 2.19	Lancement des itérations.....	45
Figure 3.1	Méthode de calcul de l'enthalpie totale	48
Figure 3.2	Méthode de calcul de la chute de pression.	48
Figure 3.3	Effet de l'angle d'inclinaison des ondes sur le flux thermique échangé	49
Figure 3.4	Contours de température pour trois formes d'ailettes, à Re= 10300.....	50
Figure 3.5	Effet de l'angle d'inclinaison des ondes sur la chute de pression.	51
Figure 3.6	Variation du coefficient de performance en fonction de l'angle d'inclinaison des ondes.....	52
Figure 3.7	Effet de l'espacement inter-ailettes sur le flux thermique échangé	53
Figure 3.8	Contours de température pour : (a) S= 1mm ; (b) S= 2mm pour Re= 10300.....	54
Figure 3.9	Effet de l'espacement inter-ailettes sur la chute de pression	55
Figure 3.10	Effet de l'espacement inter-ailettes sur le coefficient de performance.....	55

Liste des figures	Page
Figure 1.1 Echangeur de tube en cuivre à ailettes ondulées en aluminium	3
Figure 1.2 Échangeurs à contact direct et indirect	4
Figure 1.3 Classification des échangeurs thermiques selon le sens des écoulements	5
Figure 1.4 Une vue schématique d'un échangeur compact de plaques à ailettes ondulées	6
Figure 1.5 Certaines géométries d'ailettes à bandes décalées	7
Figure 1.6 Echangeur de chaleur à tubes et calandre	7
Figure 1.7 Échangeur de chaleur à double tubes.....	8
Figure 1.8 Différents géométries d'un échangeur thermique tubes à ailettes	9
Figure 1.9 Schéma du principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur	10
Figure 1.10 Rôle fondamental d'échangeur de chaleur	10
Figure 1.11 Applications des échangeurs de chaleur.	13
Figure 1.12 Différentes géométries de l'ailette continue : (a) ailettes ondulées lisses (b) ailette à persiennes et (c) ailettes planes	15
Figure 1.13 Tube à ailette circulaire avec l'emplacement angulaire des perforations	16
Figure 1.14 Cylindre de moteur Honda CB Unicorn 150 avec (a) Ailettes rectangulaires (b) Ailettes circulaires modifiées (c) Ailettes angulaires modifiées (d) Ailettes incurvées modifiées	16
Figure 1.15 Géométries d'ailette annulaire : (a) ailettes en forme d'étoile perforée (b) ailette circulaire ondulée et (c) ailette dentelée	18
Figure 1.16 Tubes en forme de came	19
Figure 1.17 Exemples de différents pas d'ailettes dans les échangeurs de tubes à ailettes en spiral serties	20
Figure 1.18 Echangeur de chaleur sphère à ailettes	21
Figure 1.19 Echangeur à ailettes rectangulaires verticales.....	22
Figure 1.20 Comparaison des ailettes ondulés avec des ailettes persiennes et des générateurs de vortex.....	23
Figure 1.21 Echangeur de tubes circulaire et elliptique à ailettes sinusoïdales	24
Figure 1.22 Formes géométriques d'un échangeur tubulaire à ailettes annulaires ondulées	24
Figure 2.1 Géométrie d'un échangeur de tubes à ailettes annulaires sinusoïdales.....	28
Figure 2.2 Volume de contrôle typique pour une situation 3D.....	33
Figure 2.3 Volume de contrôle bidimensionnel	33
Figure 2.4 Domain de calcul en 2D : (a) Section transversale ; (b) Section longitudinale.....	35

Figure 2.5	Domaine de calcul en 3D et conditions aux limites.....	36
Figure 2.6	Maillage du domaine d'étude et des ailettes.....	37
Figure 2.7	Vue globale de le fenêtre Gambit.....	39
Figure 2.8	Détails du menu principale de Gambit	39
Figure 2.9	Étapes du dessin de la géométrie sur Gambit	40
Figure 2.10	Menu Maillage spécifique pour la couche limite	41
Figure 2.11	Ouvrir la fenêtre Fluent et lisez le fichier (.msh).....	42
Figure 2.12	Changement de l'unité des dimensions de domaine de calcul.	42
Figure 2.13	Activation de l'équation d'énergie.....	43
Figure 2.14	Définition du model de turbulence.	43
Figure 2.15	Définition des conditions aux limites	44
Figure 2.16	Choix des schémas de discrétisation	44
Figure 2.17	Choix des critères de convergence	45
Figure 2.18	Enregistrement des données insérées	45
Figure 2.19	Lancement des itérations.....	45
Figure 3.1	Méthode de calcul de l'enthalpie totale	48
Figure 3.2	Méthode de calcul de la chute de pression.	48
Figure 3.3	Effet de l'angle d'inclinaison des ondes sur le flux thermique échangé	49
Figure 3.4	Contours de température pour trois formes d'ailettes, à Re= 10300.....	50
Figure 3.5	Effet de l'angle d'inclinaison des ondes sur la chute de pression.	51
Figure 3.6	Variation du coefficient de performance en fonction de l'angle d'inclinaison des ondes.....	52
Figure 3.7	Effet de l'espacement inter-ailettes sur le flux thermique échangé	53
Figure 3.8	Contours de température pour : (a) S= 1mm ; (b) S= 2mm pour Re= 10300.....	54
Figure 3.9	Effet de l'espacement inter-ailettes sur la chute de pression	55
Figure 3.10	Effet de l'espacement inter-ailettes sur le coefficient de performance.....	55

Liste des tableaux	Page
Tableau 2.1 Dimensions des échangeurs de chaleur utilisés dans la présente étude....	36
Tableau 2.2 Conditions aux limites	38
Tableau 3.1 Effet de Re sur les performances de l'échangeur pour deux valeurs de θ	56
Tableau 3.2 Effet de Re sur les performances de l'échangeur pour deux valeurs de S_a	56

Nomenclature

Symboles Latins	Signification	Unité
A	Surface	[m^2]
c_p	Chaleur spécifique	[J/(kg.K)]
D_a	Diamètre d'ailette	[m]
E_a	Epaisseur d'ailette	[m]
h	Coefficient de transfert convectif	[W/ m^2 .K]
\dot{m}	Débit massique de fluide	[kg/s]
P	Pression	[Pa]
ΔP	Perte de charge	[Pa]
P_t	Pas transversal des tubes	[m]
S_a	Espacement inter-ailettes	[m]
T	Température	[K]
ΔT	Différence de température	[K]
T_{ent}	Température d'entrée	[K]
T_{sor}	Température de sortie	[K]
V	Vitesse moyenne du fluide	[m/s]
V_{ent}	Vitesse d'entrée	[m/s]
x, y, z	Variable d'espace	[m]

Lettre grecques

Symboles	Signification	Unité
η	Efficacité	[/]
η_a	Efficacité de l'ailette	[/]
λ	Conductivité thermique	[W/m. K]
λ_{ail}	Conductivité thermique de l'ailette	[W/m. K]
ε	Dissipation de l'énergie turbulente	[s^2 / m^2]
μ	Viscosité dynamique	[kg/m. s]
ν	Viscosité cinématique	[m^2 / s]
\dot{V}	Débit volumique	[m^3 / s]
ρ	Masse volumique	[kg / m^3]
ϕ	Flux de chaleur	[W]
θ	Angle d'inclinaison des ondes	[°]

Nombres adimensionnels

Nu	Nombre de Nusselt	$Nu = \frac{h.L}{\lambda}$
Re	Nombre de Reynolds	$Re = \frac{\rho.V.d_t}{\mu}$
K	Coefficient de performance	$K = \frac{\phi}{\Delta P \dot{V}}$

Introduction générale

les échangeurs de chaleur sont des éléments primordiaux pour de nombreux processus énergétiques et industriels (Condenseurs, Evaporateurs, les turbines à vapeur, les composants électroniques, les compresseurs et pompes, les centrales nucléaires, les voitures, ...). Les architectures d'échangeur existantes reposent en très grande partie sur des échangeurs du type tubes et ailettes, des échangeurs à plaques ou des échangeurs à tubes et calandre utilisant presque exclusivement des matériaux métalliques tels que le cuivre ou l'aluminium.

La conception de ces dispositifs tend toujours à atteindre les objectifs suivants : amélioration de la performance, réduction du rapport masse/coût et prolongation de la durée de vie. Aussi, toutes les recherches déjà publiées visent à maximiser leur efficacité et/ou à minimiser leur volume et leur masse.

L'architecture des échangeurs dépend essentiellement de l'application, de l'environnement, de l'utilisation et des conditions de fonctionnement (température et pression). En effet, chaque type d'application nécessite une hiérarchisation spécifique des priorités. Par exemple, pour des applications de récupération de chaleur à partir de fluides chimiquement agressifs, la résistance chimique des matériaux de construction est le premier critère. En revanche, pour des applications dans des domaines aéronautiques ou des véhicules terrestres, la priorité est donnée à la réduction de l'encombrement et de la masse ainsi qu'à l'augmentation de leurs performances. En général, le dimensionnement de l'échangeur est fait en fonction des données suivantes :

- Conditions physiques d'entrée et de sortie des fluides (température et débit)
- Performances thermiques
- Pression et pertes de charges
- Volume (encombrement) et masse de l'échangeur

Pour améliorer les performances des échangeurs thermiques, les chercheurs et les constructeurs ont fait plusieurs études sur leurs caractéristiques thermo-hydrauliques. Dans leurs études, ils ont souvent recherché les configurations optimales en modifiant la géométrie des ailettes et des tubes. Parmi les différentes géométries disponibles, les ailettes ondulées sont largement utilisées dans les systèmes de climatisation et de réfrigération, car elles offrent une grande surface d'échange

thermique avec une perte de charge modérée, grâce au mélange efficace généré par les tourbillons et les vortex.

Dans ce contexte, nous avons mené une étude numérique en trois dimensions à l'aide du logiciel **Fluent 6.2** sur une seule rangée de tube à ailettes annulaires avec des ondes sinusoïdales. L'objectif principale de la présente étude et de montrer l'impact de l'angle d'inclinaison ondes-écoulement, de l'espacement inter-aillettes et du nombre de Reynolds sur le transfert thermique et l'écoulement turbulent d'un échangeur de chaleur.

Le mémoire est subdivisé en plusieurs chapitres se résumant comme suit :

- **Chapitre 1** : Il est consacré à la présentation d'une revue bibliographique concernant les intensifications thermiques dans les échangeurs de chaleur et leurs applications dans l'industrie. Dans la première partie de ce chapitre, on a donné des notions de base concernant les classifications, le fonctionnement et les différents types des échangeurs thermiques appliqués souvent dans l'industrie. La deuxième partie présente un état de l'art qui comprend multiple revue bibliographique analytique, expérimentale et numérique sur les échangeurs thermiques ainsi que les modifications proposées par les auteurs.
- **Chapitre 2** : Dans ce chapitre, la formulation mathématique, les équations différentielles de Navier-Stokes pour un écoulement incompressible du fluide Newtonien avec des propriétés constantes sont bien montrées. Ce chapitre fait l'objet de la présentation de modèle physique étudié, et le système d'équations gouvernantes avec les conditions aux limites et les conditions simplificatrices nécessaires. Les étapes nécessaires à la simulation par **Fluent 6.2** et **Gambit** sont détaillées.
- **Chapitre 3** : Ce chapitre porte sur l'explication détaillée des résultats de simulation obtenus pour un écoulement turbulent du fluide en convection forcée. L'impact de l'inclinaison des ondes et de l'espacement entre les ailettes sur le flux thermique échangé, la perte de pression et le coefficient de performance est analysé. Les résultats sont illustrés par des courbes, des tableaux et de contours de température.

Ce travail de recherche se termine par une conclusion générale qui résume les résultats les plus importants auxquels nous sommes parvenus.

Chapitre 1. Recherche bibliographique

L'importance des échangeurs de chaleur dans l'industrie et même dans le secteur civil est énorme, par exemple dans les centrales nucléaires, les chauffages centraux, les compresseurs, les véhicules et d'autres applications. Pour cette grande variété d'applications, la géométrie des échangeurs thermiques et leurs utilisations dépend de chaque situation. Dans ce chapitre, on va présenter la définition et les différents types d'échangeurs de chaleur, leur fonctionnement et les modifications proposées dans la littérature pour améliorer les échangeurs thermiques de tubes ailetés.

1.1 Définition de l'échangeur de chaleur

L'échangeur de chaleur (Figure 1.1) est un système permettant le transfert de chaleur d'un fluide chaud vers un fluide froid. Son utilisation est fréquente notamment dans l'industrie (transfert et récupération de l'énergie), automobile, l'habitat (chauffage et climatisation) et l'agro-alimentaire (conservation des produits et réfrigération). Au sein d'un échangeur de chaleur, le fluide chaud et le fluide froid sont souvent séparés par une paroi métallique (échangeur indirect) à travers laquelle le transfert thermique se fait par conduction, convection et même par rayonnement lorsque les températures sont élevées [1].



Figure 1.1 Echangeur de tube en cuivre à ailettes ondulées en aluminium [2].

1.2 Types d'échangeurs thermiques

De nombreux échangeurs de chaleur sont utilisés dans l'industrie et dans leurs produits. Ce paragraphe a pour objectif de décrire en détail la plupart de ces échangeurs en clarifiant ses classifications.

Les échangeurs de chaleur sont classés selon divers critères, tels que la nature des fluides utilisés (liquide-liquide, liquide-gaz, gaz-gaz) ou leurs état physique (monophasique ou diphasique). Ils peuvent également être différenciés en fonction de leur structure (plaques, tubes...), les caractéristiques de construction, les dispositions d'écoulement et les mécanismes de transfert de chaleur.

1.2.1 Classification selon les procédés de transfert thermique

En fonction de leur mode de transfert de chaleur, les échangeurs de chaleur se divisent en deux catégories :

A. Échangeurs à contact direct : Ce type, le plus simple, consiste en un récipient ou une canalisation où les deux fluides entrent en contact direct, se mélangent et atteignent une température finale commune. Exemples : les dégazeurs, les désurchauffeurs de vapeur...

B. Échangeurs à contact indirect : Ces échangeurs sont utilisés lorsque les deux fluides doivent échanger de la chaleur sans se mélanger, afin de préserver leurs propriétés spécifiques.

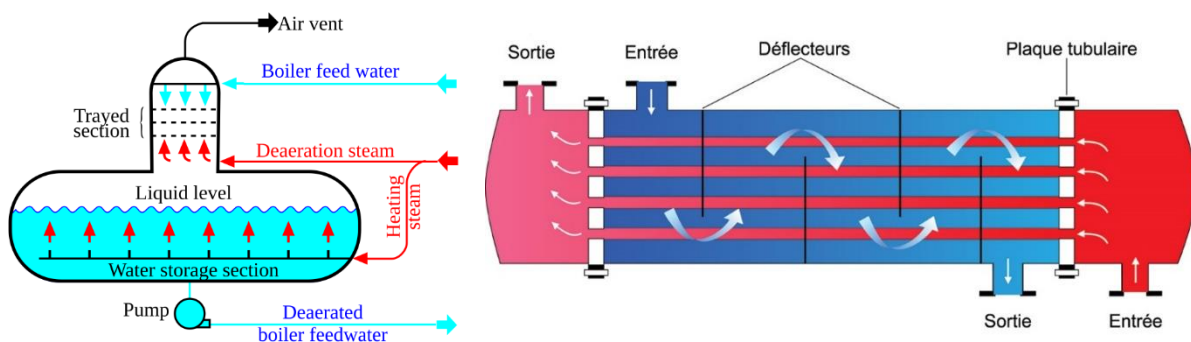


Figure 1.2 Échangeurs à contact direct et indirect [3].

1.2.2 Classification selon la nature du matériau de construction

Les échangeurs de chaleur sont généralement fabriqués à partir de matériaux conducteurs thermiques tels que les métaux et les céramiques. Toutefois, malgré leur faible conductivité thermique, les polymères offrent des avantages compétitifs par rapport aux

matériaux traditionnels, notamment une résistance accrue à la corrosion, une légèreté, une facilité de mise en forme et un coût réduit. L'utilisation de ces matériaux permet une diminution significative de la masse et du coût de fabrication, tout en prolongeant la durée de vie des échangeurs. De plus, les plastiques offrent une grande flexibilité de conception, rendant possible la fabrication d'échangeurs à géométrie compacte et complexe.

1.2.3 Classification selon le sens d'écoulement

L'écoulement des fluides à l'intérieur d'un échangeur de chaleur peut varier en fonction de sa conception. Toutefois, les deux fluides restent toujours séparés, permettant uniquement un transfert thermique entre eux. Les principales configurations d'écoulement sont :

- **Écoulement à contre-courant** : les fluides circulent en sens opposé, maximisant l'efficacité du transfert thermique.
- **Écoulement à courant parallèle** : les fluides s'écoulent dans la même direction, avec un gradient de température qui diminue progressivement.
- **Écoulement croisé** : les fluides se déplacent perpendiculairement l'un par rapport à l'autre et sont souvent utilisés dans les échangeurs air-liquide.

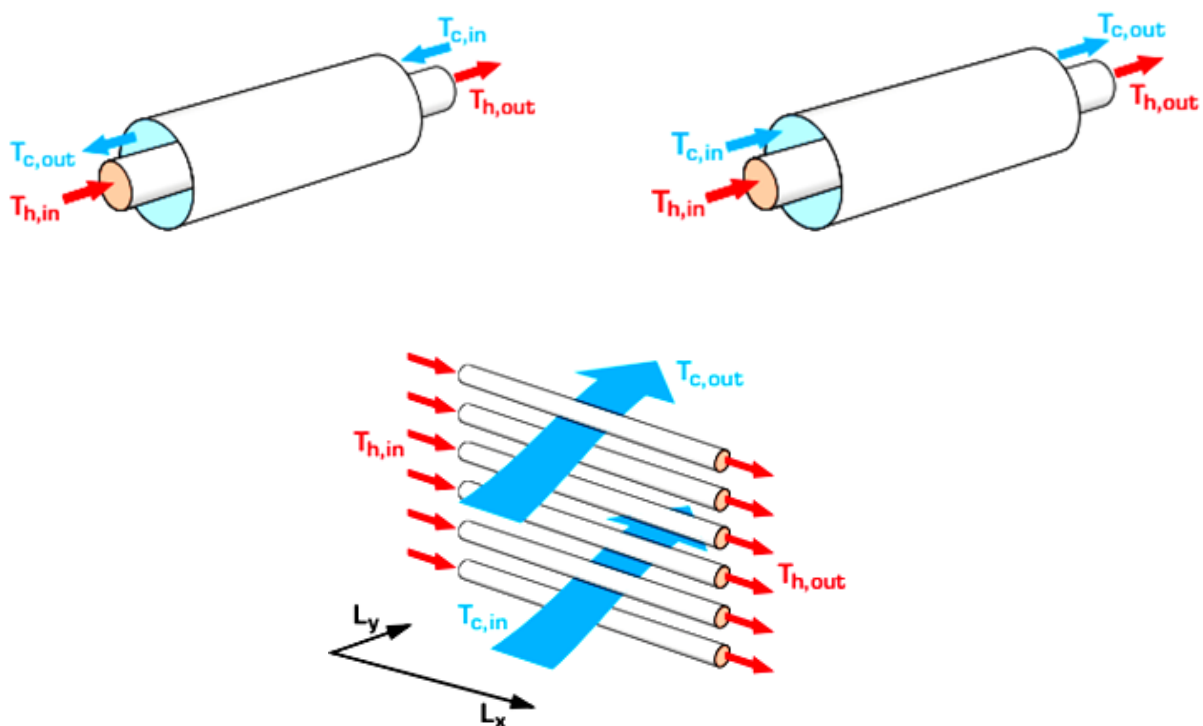


Figure 1.3 Classification des échangeurs thermiques selon le sens des écoulements [4].

1.2.4 Classement suivant la construction géométrique

L'augmentation de la surface d'échange thermique est l'une des méthodes permettant d'améliorer les performances des échangeurs de chaleur à tubes et ailettes. Cependant, cette augmentation entraîne également une augmentation du poids de l'échangeur et une perte de charge plus importante. Cette section présente différentes géométries d'échangeurs de chaleur.

- **Échangeurs de chaleur compacts** : caractérisés par un taux d'échange thermique élevé par unité de volume (supérieur à $700\text{m}^2/\text{m}^3$). Ils sont constitués d'un ensemble compact de tubes ou de surfaces à ailettes planes. Parmi ces échangeurs, on trouve les échangeurs à plaques-ailettes. L'échangeur de chaleur à plaques-ailettes, illustré à la figure (1.4), est constitué de plaques parallèles (également appelées plaques séparatrices), reliées entre elles par des ailettes de géométries différentes. Ces passages à ailettes servent de chemin d'écoulement de différents flux de fluide. Des barres latérales relativement épaisses ferment ces passages [5].

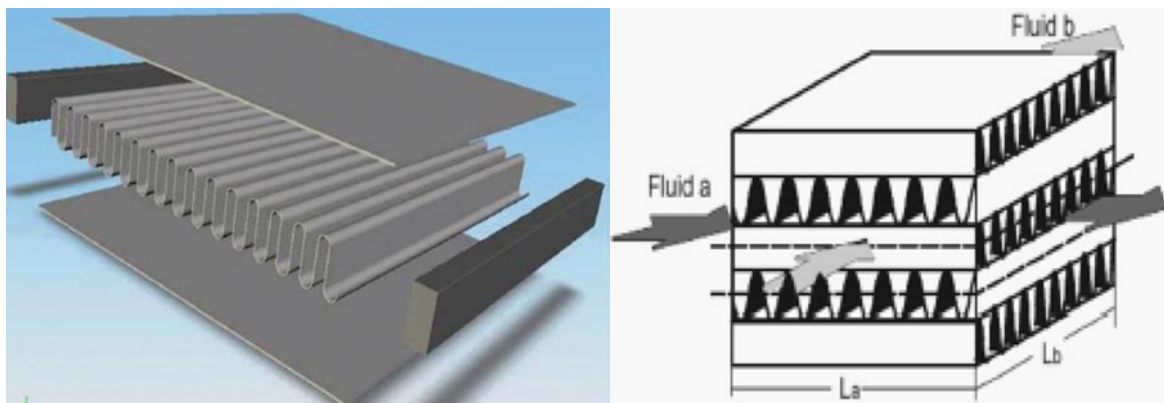


Figure 1.4 Une vue schématique d'un échangeur compact de plaques à ailettes ondulées [5].

Les ailettes à bande décalées sont parmi les ailettes les plus couramment utilisées dans ces échangeurs de chaleur. Une vue schématique de ce type d'ailette est représentée sur la figure 1.5. Ce type d'ailette a une efficacité de transfert de chaleur élevée, un compactage acceptable et une fiabilité élevée.

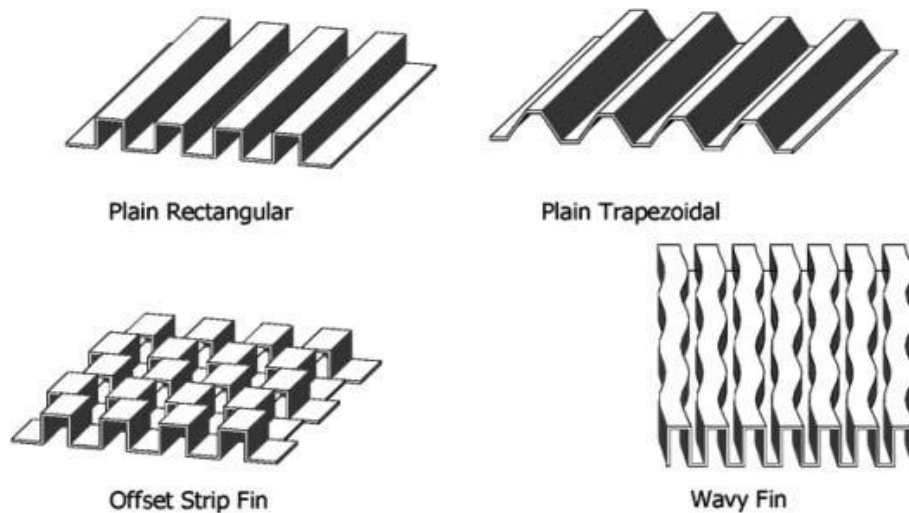


Figure 1.5 Certaines géométries d'ailettes à bandes décalées [5].

- **Échangeur de chaleur tube et calandre** : considéré comme un type d'échangeur de chaleur à tubes, il s'agit de l'un des équipements de transfert thermique les plus courants dans l'industrie. Environ 85 % des échangeurs de chaleur utilisés dans les raffineries, les usines pétrochimiques et les centrales électriques appartiennent à cette catégorie. Bien que cet échangeur ne soit pas forcément compact, sa grande capacité et sa conception structurelle en font un choix adapté à de nombreuses applications industrielles (Figure 1.6).

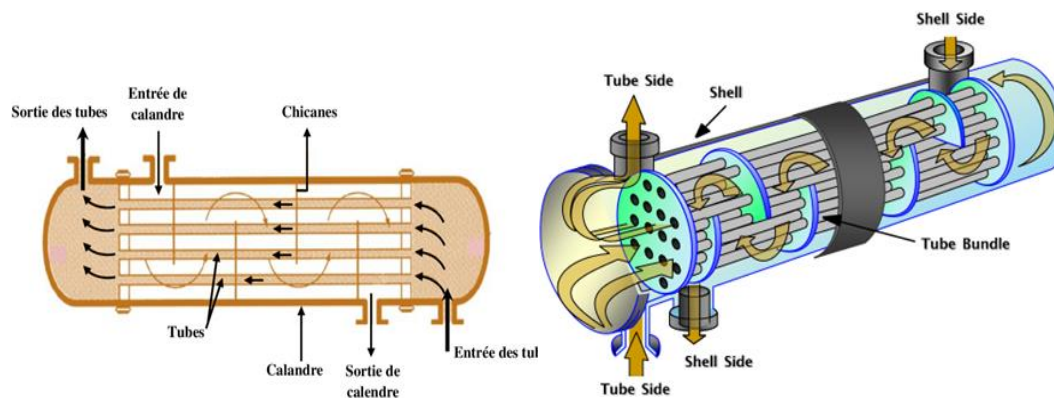


Figure 1.6 Echangeur de chaleur à tubes et calandre.

- **L'échangeur de chaleur à double tube** : il est constitué d'un tube droit ou à ailettes inséré dans un autre tube de diamètre supérieur. Dans certaines configurations, plusieurs tubes sont placés à l'intérieur de tubes plus grands pour optimiser le transfert thermique. Ces échangeurs, appelés échangeurs de chaleur tube-dans-tube, sont spécialement conçus pour chauffer ou refroidir des fluides de faible à moyenne viscosité.

L'un de leurs principaux avantages réside dans leur capacité à traiter des fluides contenant des fibres ou des particules sans risque d'obstruction. De plus, ils permettent un écoulement en contre-courant pur, favorisant un échange thermique efficace où le fluide froid peut être chauffé à une température supérieure à celle de sortie du fluide chaud.

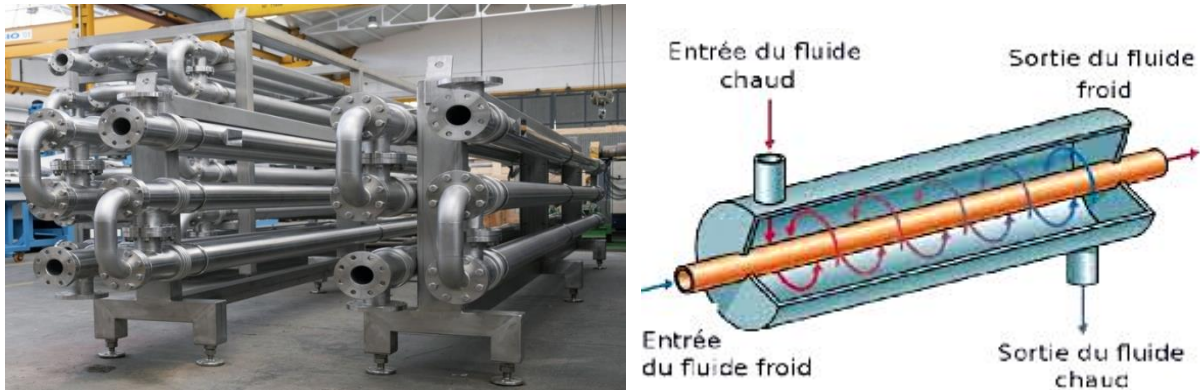


Figure 1.7 Échangeur de chaleur à double tubes [6].

- **Les échangeurs de chaleur tubes à ailetés** : ils figurent parmi les dispositifs thermiques les plus couramment utilisés, trouvant des applications variées dans des domaines tels que les systèmes de climatisation, la réfrigération, les radiateurs automobiles, les centrales électriques et divers équipements industriels. Dans ce type d'échangeur, le fluide ayant un coefficient de transfert thermique élevé (généralement un liquide) circule à l'intérieur des tubes, tandis que le fluide avec un coefficient plus faible (souvent l'air) s'écoule à l'extérieur. Pour améliorer l'efficacité de l'échange thermique et compenser le déséquilibre de conductance entre les deux milieux, des ailettes de différentes formes (plates, circulaires, dentelées, etc.) sont ajoutées. Les tubes peuvent être de sections circulaires, ovales ou plates, et disposés en configurations alignées ou en quinconce. Ils sont conçus pour résister à des pressions élevées, atteignant jusqu'à 3000 kPa, permettant ainsi au fluide sous haute pression de circuler à l'intérieur sans risque de fuite [7].

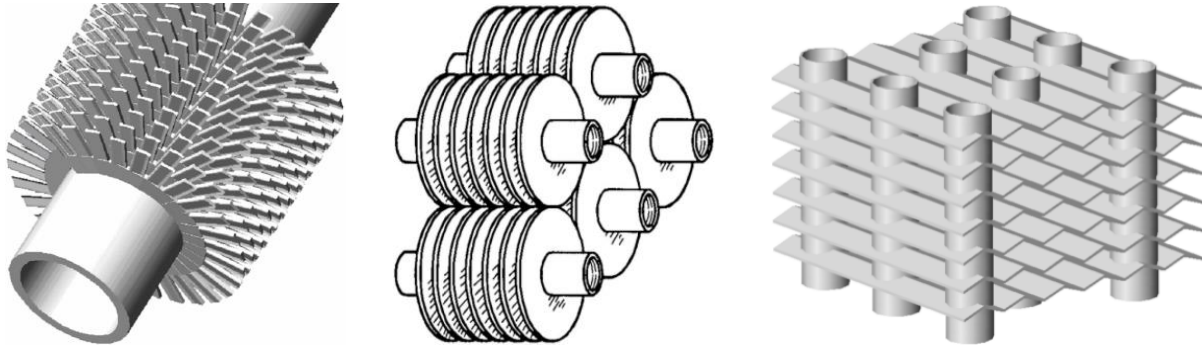


Figure 1.8 Différents géométries d'un échangeur thermique tubes à ailettes [8-10].

1.3 Efficacité d'un échangeur de chaleur

L'efficacité d'un échangeur thermique est le rapport de la puissance thermique réellement échangée à la puissance d'échange maximum théoriquement possible, avec les mêmes conditions d'entrées des fluides (nature, débit, ...etc.) dans l'échangeur.

L'efficacité d'un échangeur est un nombre adimensionnel inférieur ou égal à l'unité ($0 \leq \eta \leq 1$) [8].

$$\eta = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (1.1)$$

Q_{max} : L'un des deux fluides subit un changement de température égal au gradient de température maximum existant dans l'appareil. Ce flux de chaleur maximum de transfert est obtenu lorsqu'un des fluides (capacité thermique la plus faible) sort à la température d'entrée de l'autre, alors :

$$Q_{max} = (\dot{m}C_p)_{min} (T_{chau}^{ent} - T_{froi}^{ent}) \quad (1.2)$$

1.4 Performance des échangeurs thermiques

Un échangeur thermique a pour fonction de transférer l'énergie calorifique d'un fluide à un autre sans qu'ils ne se mélangent. Dans un système de chauffage ou de production d'eau chaude, un premier fluide, appelé « fluide chauffant » ou « fluide primaire », est utilisé pour réchauffer le fluide secondaire. Ce fluide peut conserver son état physique ou passer successivement par deux phases, liquide et gazeuse.

Pour assurer un échange thermique efficace, une différence de température entre les deux fluides est indispensable : l'un doit être chaud et l'autre froid. L'échangeur thermique doit être conçu avec un matériau à haute conductivité thermique afin d'optimiser le transfert de chaleur tout en minimisant les pertes thermiques. Dès lors que la chaleur est transmise du fluide primaire au fluide secondaire, l'échangeur thermique remplit pleinement son rôle.

De manière générale, tous les échangeurs thermiques reposent sur les principes fondamentaux du transfert d'énergie, illustrés dans le schéma ci-dessous :

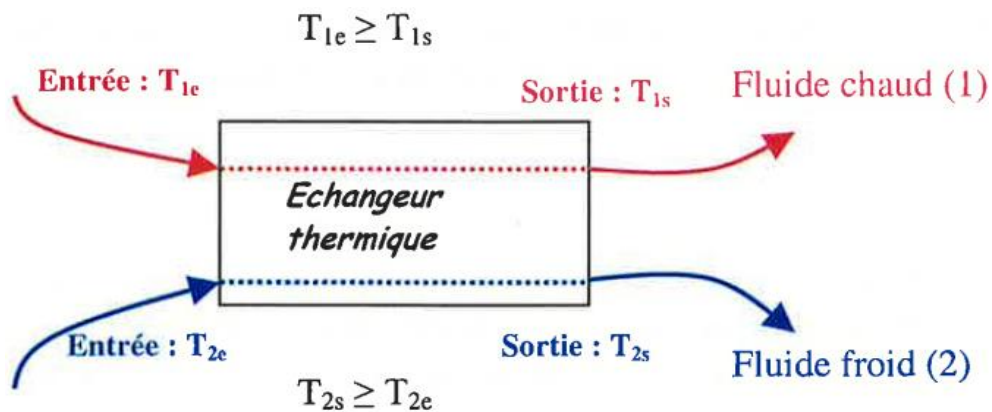


Figure 1.9 Schéma du principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur [11].

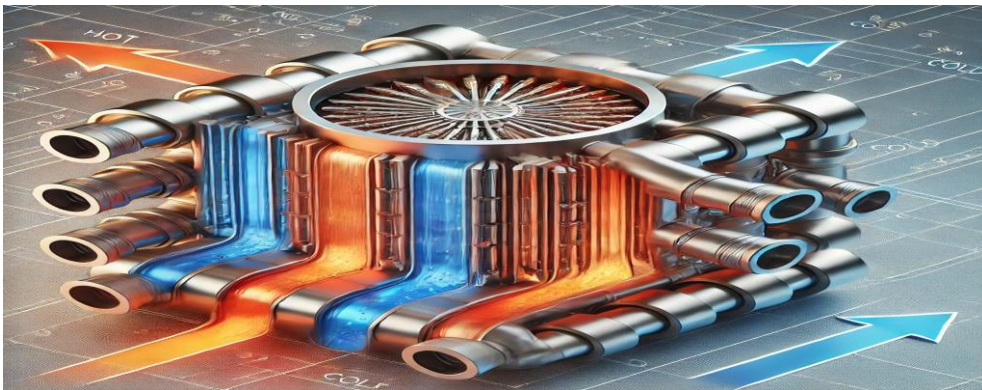


Figure 1.9 Fonction principale d'un échangeur de chaleur.

1.5 Rôle fondamental de l'échangeur thermique

Le rôle principal d'un échangeur thermique est de transférer l'énergie calorifique d'un fluide à un autre sans les mélanger. Dans un système de chauffage ou de production d'eau chaude, un fluide primaire, appelé « fluide caloporteur », est utilisé pour chauffer le fluide secondaire.

Pour assurer un échange thermique efficace, il est essentiel que les deux fluides aient des températures différentes : l'un doit être chaud et l'autre froid, facilitant ainsi le transfert de chaleur. L'échangeur thermique doit être conçu avec un matériau suffisamment conducteur pour optimiser l'échange tout en limitant les pertes thermiques. Une fois le transfert de chaleur effectué entre les fluides, l'échangeur thermique a accompli sa fonction principale.

Il convient également de noter que l'échangeur thermique ne se limite pas au chauffage des fluides. Selon le système dans lequel il est intégré, il peut également être utilisé pour refroidir un fluide, comme c'est le cas dans les climatiseurs ou les réfrigérateurs [12].

La fonction de l'échangeur thermique est d'assurer le transfert de chaleur entre deux milieux, permettant ainsi de refroidir ou de chauffer des liquides, des gaz ou une combinaison des deux. Par exemple, dans les applications de réfrigération et de climatisation, les échangeurs thermiques sont utilisés pour refroidir l'air chaud à l'aide d'un gaz frigorigère, ou inversement, pour chauffer l'air en utilisant de l'eau chaude.

Il existe différents types d'échangeurs thermiques, tels que les échangeurs à plaques, les échangeurs tubulaires, les échangeurs à air et les échangeurs à calandres, chacun ayant un design spécifique et des applications adaptées. Voici une illustration détaillée d'un échangeur thermique, montrant sa structure interne. Les flèches indiquent les flux de fluides chaud et froid pour illustrer le transfert de chaleur.

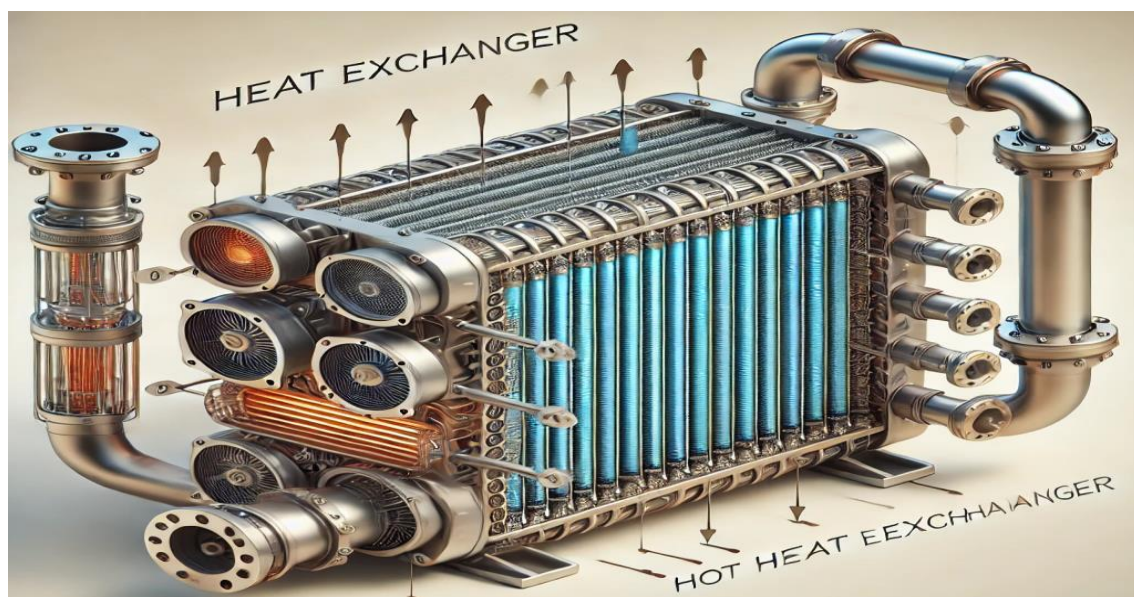


Figure 1.10 Rôle fondamental d'échangeur de chaleur industriel.

1.6 Utilisation des échangeurs thermiques

Les échangeurs de chaleur sont utilisés dans divers domaines et possèdent de nombreuses applications, notamment :

- **Les chaudières**, où les échangeurs permettent de produire de l'eau chaude en récupérant l'énergie issue des gaz de combustion.
- **Les radiateurs d'appartements**, qui utilisent l'eau chaude pour réchauffer l'air ambiant des pièces où ils sont installés, assurant ainsi un confort thermique optimal.
- **La production d'eau chaude sanitaire**, en réchauffant l'eau du robinet à l'aide d'un circuit de chauffage fermé, généralement non potable, sans altérer la qualité de l'eau traitée.
- **Les machines frigorifiques**, qu'il s'agisse d'un réfrigérateur, d'un climatiseur ou d'une pompe à chaleur, où leur présence est indispensable.
- **Le refroidissement des fluides chauds**, afin de prévenir d'éventuels dommages causés par une température excessive, comme dans le cas typique des radiateurs automobiles.
- **Industries mécaniques** : utilisés pour le refroidissement et le chauffage des huiles et des fluides dans les machines industrielles, telles que les moteurs et les pompes.
- **Technologies environnementales** : employés dans le traitement des eaux usées industrielles pour les refroidir ou les chauffer avant leur évacuation, ainsi que dans les systèmes de récupération de chaleur pour réduire la consommation d'énergie.
- **Fabrication de précision et industries de haute technologie** : assurent un contrôle précis de la température lors des processus de fabrication avancés, comme la découpe laser et la production de semi-conducteurs.
- **Industrie du plastique et du caoutchouc** : interviennent dans le refroidissement et le durcissement des matériaux plastiques et caoutchouteux durant les processus de moulage et de fabrication.
- **Aérospatiale et aviation** : utilisés pour le refroidissement des systèmes énergétiques et la gestion thermique des engins spatiaux et des avions.
- **Industrie de la défense** : employés pour le chauffage et le refroidissement des fluides et matériaux dans des applications militaires, telles que les armes, les véhicules de défense et l'ingénierie militaire.

- **Industries audio et d'enregistrement** : utilisés pour le refroidissement et le chauffage des équipements d'enregistrement et des systèmes audio sensibles.
- **Bâtiment et architecture** : intégrés aux systèmes de chauffage et de climatisation centralisés des grands bâtiments, complexes résidentiels et commerciaux.
- **Industrie textile et habillement** : servent au refroidissement et au chauffage des matériaux textiles durant les processus de formage, de teinture et de séchage.

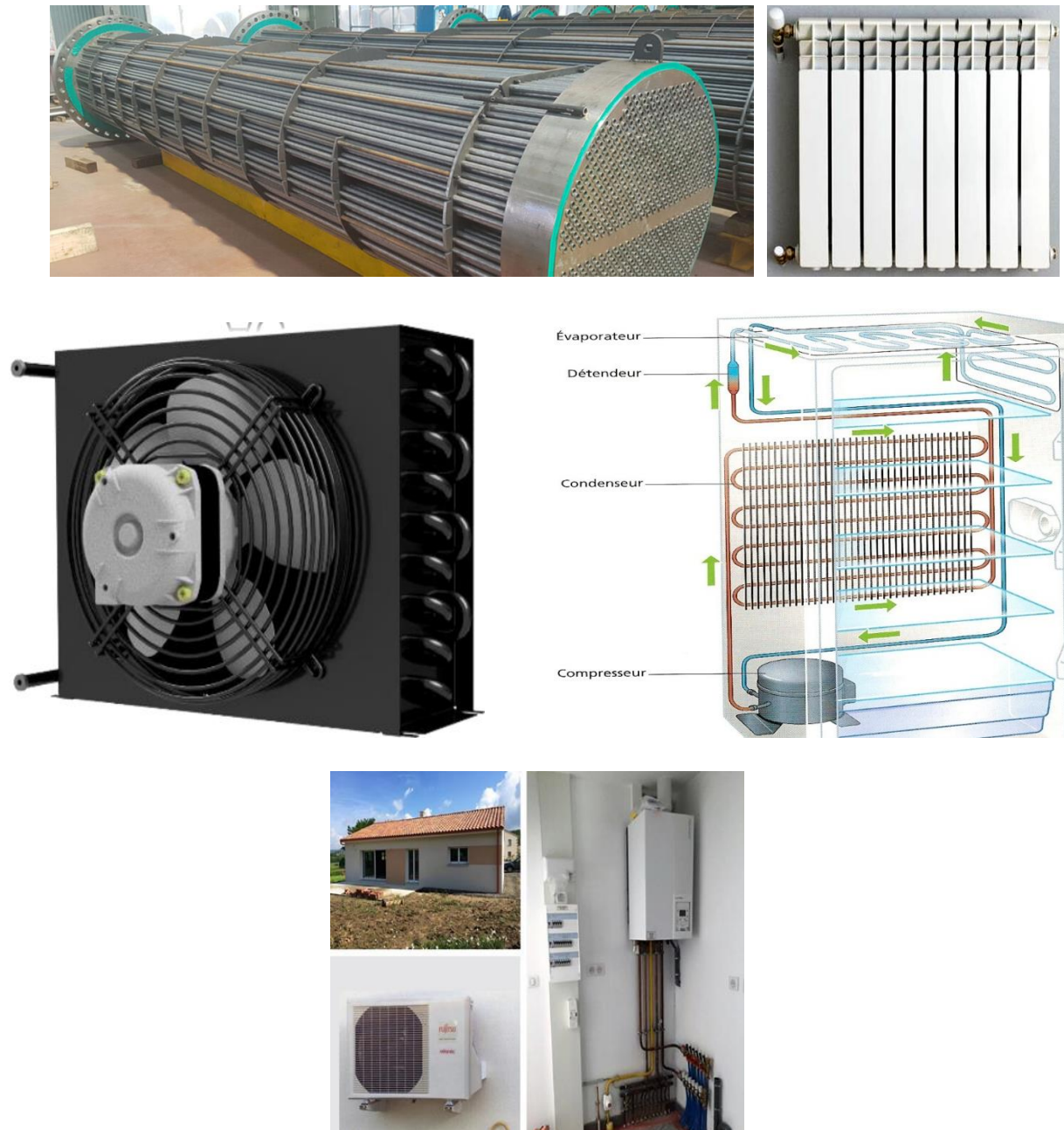


Figure 1.11 Applications des échangeurs de chaleur.

1.7 Généralités sur les ailettes

1.7.1 Définition

Les ailettes sont des prolongements de surface conçus pour augmenter l'aire de contact d'un objet. Fabriquées généralement en matériaux à haute conductivité thermique, tels que l'aluminium ou le cuivre, elles visent à accroître le contact avec le fluide ambiant, ce qui améliore les échanges convectifs et, par conséquent, le transfert de chaleur. En perturbant les couches limites thermiques et dynamiques, elles favorisent également un meilleur mélange de l'écoulement. La chaleur se transmet par conduction à travers l'ailette, laquelle est refroidie ou réchauffée par convection via le fluide environnant.

De plus, les ailettes induisent des perturbations et une turbulence accrue dans le fluide, ce qui réduit l'épaisseur de la couche limite et intensifie le transfert convectif sur leur surface extérieure. On les retrouve dans de nombreuses applications, notamment dans les moteurs à combustion interne, les transformateurs électriques et les tubes de condenseur des systèmes de réfrigération.

1.7.2 Géométries des ailettes

Les différents types d'ailettes sont regroupés en deux grandes parties

- Ailettes continues.
- Ailettes indépendantes.

A. Ailettes continues

Les ailettes continues traversent plusieurs tubes de différentes formes, telles que circulaire, elliptique ou plate. Elles sont généralement fabriquées par emboutissage, puis fixées par dilatation des tubes. Un collet maintient l'espacement entre les ailettes, qui peuvent être soit planes, soit ondulées.

Les ailettes créent une perturbation du flux d'air, ce qui améliore le transfert thermique. Les ailettes continues se classent en trois types principaux : les ailettes planes et lisses, les ailettes ondulées et les ailettes à persiennes (voir la figure 1.12) [13].

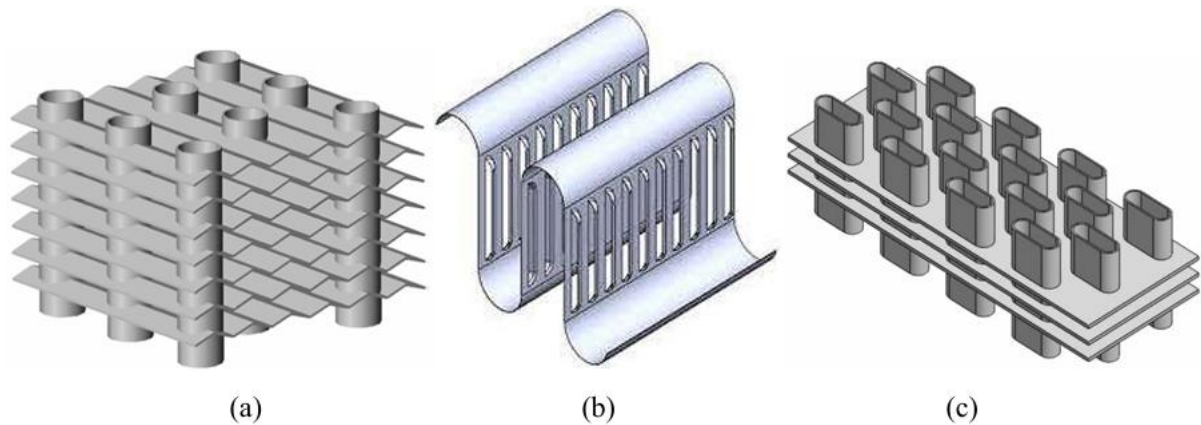


Figure 1.12 Différentes géométries de l'ailette continue : (a) ailettes ondulées lisses (b) ailette à persiennes et (c) ailettes planes [14, 15].

B. Ailettes indépendantes

Les faisceaux de tubes à ailettes annulaires ont été largement utilisés dans les systèmes de génération de chaleur en raison de son faible coût de fabrication et de son rendement élevé.

En outre, la géométrie de ce type d'ailettes nécessite une amélioration du transfert de chaleur et de la puissance de pompage avec des volumes, des poids et des coûts de plus en plus petits. Ainsi, dans le passé, de nombreuses conceptions d'ailettes annulaires ont été conçues par les chercheurs afin d'optimiser les caractéristiques thermiques et hydrauliques de l'échangeur de chaleur.

L'effet de l'insertion des trous et de leur emplacement angulaire sur le transfert thermique a été inspecté expérimentalement par Karabacak et Yakar [16]. Pour Re supérieur à la valeur critique, ils ont remarqué que le nombre de Nusselt Nu est supérieur d'environ 12% pour les ailettes circulaires perforés que celui des ailettes conventionnelles pleines. En 2012, Banerjee et al. [17] ont mené une étude numérique en 3D sur un tube à ailettes annulaire perforé pour augmenter les caractéristiques thermo-hydrauliques d'un échangeur de chaleur (Figure. 1.13). Ils trouvent que le coefficient de transfert convectif et le flux thermique échangé par les ailettes perforées augmentons respectivement de 7,07 % et 5,96 %. Les résultats montrent aussi que, une seule perforation à 120° a fourni des résultats favorables avec une augmentation de 1,70 % du flux thermique et 2,23 % du coefficient de convection, alors qu'il y avait une augmentation relativement plus faible (seulement 1,39 %) de la chute de pression ΔP .

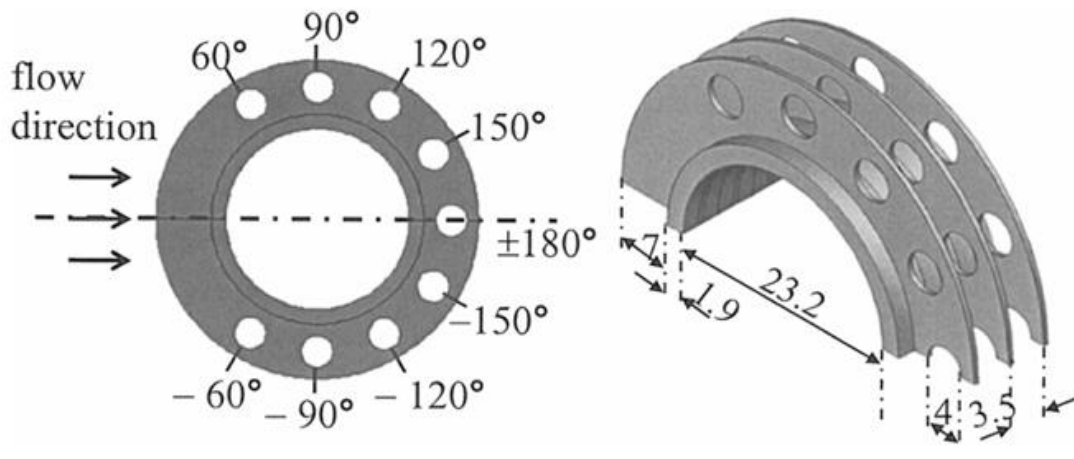


Figure 1.13 Tube à ailette circulaire avec l'emplacement angulaire des perforations [17].

Sonawane et al. [18] effectuent une analyse détaillée pour voir l'effet des dimensions et de l'orientation des ailettes sur les performances d'un moteur Honda CB Unicorn 150 ayant six ailettes en alliage d'aluminium 204 et 6061. Sur la base de l'analyse numérique des valeurs du flux thermique et des valeurs de rapport puissance/poids, ils concluent que les performances thermiques des ailettes du moteur Honda peut être améliorées avec une géométrie rectangulaire lorsqu'elle est remplacée par une géométrie circulaire qui peut améliorer le taux de transfert de chaleur de 19% alors que le rapport poids/puissance peut être amélioré de 7%. Pour les autres géométries d'ailettes, la répartition du flux de chaleur n'était pas uniformément répartie et des points froids étaient en cours de développement pendant la simulation.

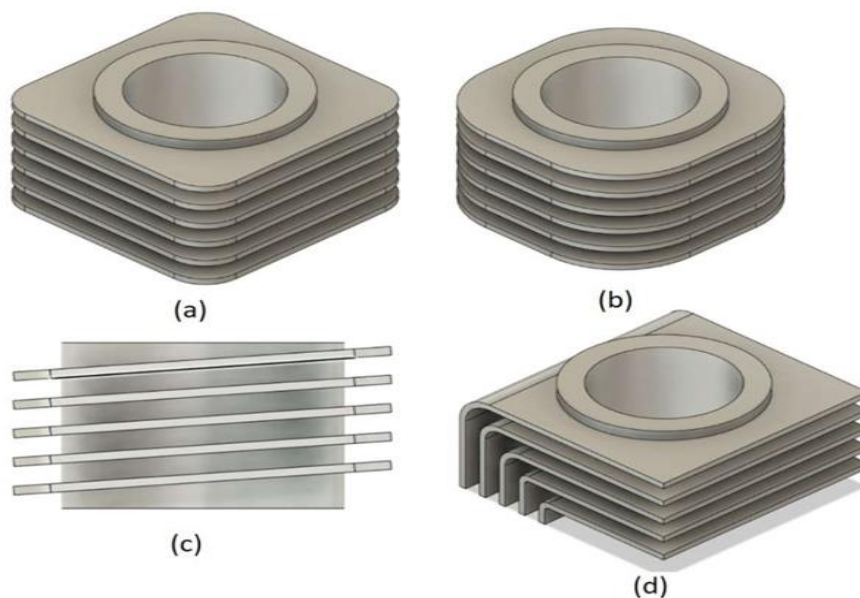


Figure 1.14 Cylindre de moteur Honda CB Unicorn 150 avec (a) Ailettes rectangulaires (b) Ailettes circulaires modifiées (c) Ailettes angulaires modifiées (d) Ailettes incurvées modifiées [18].

Dans une étude menée par Lemouedda et al. [19], une analyse numérique comparative a été réalisée pour évaluer les performances thermiques de différents types d'ailettes dentelées dans un faisceau composé de trois rangées de tubes. La première partie de l'étude a porté sur la comparaison des performances thermiques entre des tubes équipés d'ailettes dentelées et d'autres sans dentelures. La seconde partie a examiné l'effet du vrillage de la partie extérieure des ailettes sur les performances des tubes à ailettes dentelées.

Li et al. [20] ont réalisé une investigation numérique sur le transfert de chaleur par convection naturelle dans un dissipateur thermique radial à anneau perforé (Figure 1.15). Dans cette étude, les auteurs ont étudié les effets du nombre de perforations, le diamètre et la longueur des perforations, ainsi que l'angle d'orientation sur la performance thermique. Les résultats montrent que les dissipateurs thermiques radiaux à anneau perforé ont de meilleures performances thermiques que ceux à anneau non perforé. De plus, La résistance thermique du dissipateur avec anneau perforé optimisé est inférieure de 17% à celle de l'un anneau non perforé, tout en réduisant la masse de l'anneau jusqu'à 37%.

En 2020, Bošnjaković et al. [21] ont étudié la possibilité de réduire la masse de l'échangeur thermique en utilisant des ailettes étoilées perforées avec des trous de diamètres 2, 3 et 4 mm . Grâce au logiciel Ansys 17.2, ils ont analysé l'influence de ces perforations sur les caractéristiques thermiques et dynamiques d'un échangeur de chaleur dans une plage de nombre de Reynolds entre 2300 et 16000. Les résultats ont montré qu'en réduisant la masse des ailettes de 17,65 % (pour des trous de $\varnothing 4$ mm), le transfert de chaleur a été amélioré de 5,5 % à 11,3 % par rapport aux ailettes non perforées. De plus, les ailettes perforées étaient 51,8 % plus légères que les ailettes annulaires, tout en permettant une augmentation du nombre de Nusselt jusqu'à 26,5 %.

Dans une étude plus récente, Siddhartha et al. [22] ont analysé les performances thermiques d'un cylindre horizontal équipé d'ailettes annulaires ondulées. Les calculs ont été effectués pour différents paramètres géométriques et conditions d'écoulement dans un régime de convection naturelle et laminaire. Les résultats ont révélé que les ailettes ondulées surpassaient les ailettes plates pour des valeurs élevées du nombre de Rayleigh (Rayleigh) et au-delà de la valeur optimale du rapport S/D.

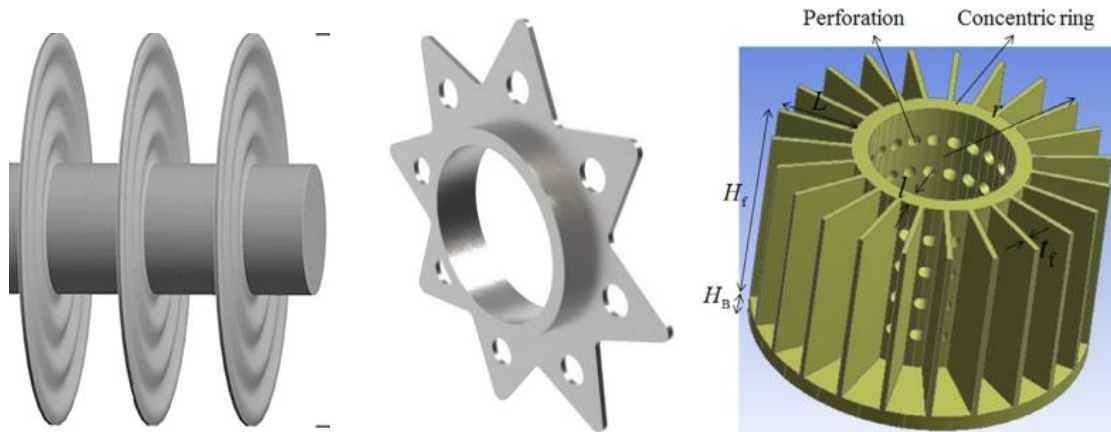


Figure 1.15 Géométries d'ailette annulaire : (a) ailettes en forme d'étoile perforée (b) ailette circulaire ondulée et (c) ailette dentelée [20-22].

1.7.3 Effet de la géométrie des tubes

Le diamètre des tubes dans les échangeurs de chaleur à ailettes est un facteur clé influençant les performances thermiques et hydrauliques. Parmi les profils des tubes utilisés dans les échangeurs, on a les tubes circulaires qui sont le type le plus commun. On peut aussi trouver des tubes rectangulaires et elliptiques. Pour améliorer le transfert convectif à partir des tubes, on peut trouver d'autres méthodes que celle de changer le profil des tubes, par exemple on peut déposer des générateurs de vortex dans les tubes.

D'une autre part, l'augmentation du diamètre du tube peut améliorer l'efficacité du transfert de chaleur en augmentant la surface disponible pour l'échange thermique. Cependant, des diamètres plus grands peuvent également augmenter la résistance à l'écoulement, augmentent ainsi la perte de charge, mais nécessitent plus d'espace, ce qui peut être une contrainte dans certaines applications. Par conséquent, il est essentiel de trouver un équilibre entre l'amélioration du transfert de chaleur et les limitations spatiales lors de la conception des échangeurs de chaleur.

Jin-yoon Kim et ses collègues [23] ont effectué une analyse numérique de l'effet du rapport entre l'espacement des ailettes et le diamètre des tubes (S/d) sur le transfert de chaleur dans des échangeurs thermiques à ailettes continues et tubes transversaux, pour l'intervalle $1770 \leq Re \leq 2660$. Les résultats ont montré qu'une augmentation du rapport (S/d) entraîne une augmentation du coefficient global de transfert de chaleur et de la masse des ailettes, atteignant un maximum à $(S/d) = 0,5$ ce qui indique un impact significatif sur le transfert de chaleur.

Par ailleurs, Xie et ses collègues [24] ont analysé l'effet du diamètre extérieur des tubes sur l'efficacité des échangeurs thermiques en utilisant un modèle d'échangeur thermique à trois rangées avec des ailettes continues. Dans ce travail de recherche le diamètre des tubes variait entre 16 et 20 mm. Les résultats ont montré qu'avec l'augmentation du diamètre du tube, le coefficient de frottement et le nombre de Nusselt augmentent, ce qui indique une amélioration du transfert de chaleur. Cependant, l'augmentation du diamètre du tube entraîne également une diminution de la perte de charge et de la température des ailettes.

Une étude numérique a été réalisée par Mangrulkar et al. [25] pour déterminer la performance thermique des tubes en forme de came (Figure 1.16) pour différents arrangements avec différentes géométries du tube, afin d'améliorer le transfert de chaleur. Les résultats de la simulation numérique indiquent que la performance thermique des rangées des tubes en forme de came est supérieure à celle des tubes circulaires. Le facteur de friction des tubes en forme de came est réduit de 85-89% par rapport aux tubes circulaires. L'efficacité des tubes en forme de came avec un rapport de pas de 1,5 est supérieure à celle du rapport de pas de 2,0. De plus, le facteur de qualité de surface est environ 9 fois plus élevé que les tubes circulaires.

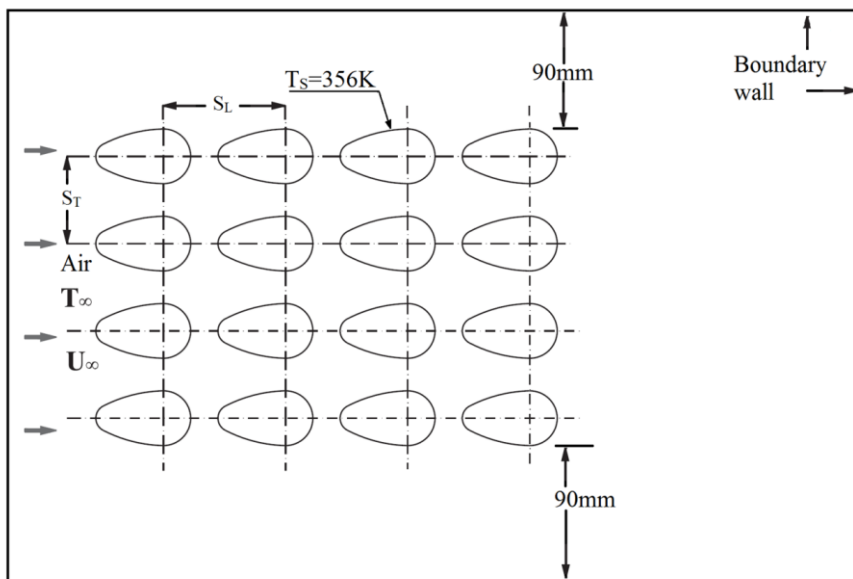


Figure 1.16 Tube en forme de came [25].

Ces études suggèrent que la modification du rapport entre l'espacement des ailettes et le diamètre des tubes, ainsi que du diamètre des tubes, peut avoir un impact significatif sur les performances des échangeurs thermiques, ce qui nécessite de prendre en compte ces facteurs lors de la conception pour atteindre une efficacité thermique et hydraulique optimale.

1.7.4 Effet de l'espacement inter-ailettes

Dans les échangeurs de tubes à ailettes, la sélection du bon espacement inter-ailettes S_a est essentielle pour de meilleures performances thermo-hydrauliques. Cela est dû au fait que le transfert de chaleur dépend fortement de la taille de la couche limite sur les surfaces des ailettes, qui, à son tour, sera influencée par la distance inter-ailettes. De nombreux chercheurs ont étudié, expérimentalement et numériquement, l'impact de ce paramètre géométrique sur les performances thermo-hydrauliques.

Dans le travail de recherche [26], les chercheurs examinent l'effet du matériau et de l'espacement inter-ailettes en spirale serties pour l'intervalle $4000 \leq Re \leq 13000$. Les ailettes sont constituées de cuivre et d'aluminium avec différents pas d'ailettes ($S_a = 3,2 - 4,2 - 6,2\text{mm}$). Les résultats expérimentaux révèlent que le pas des ailettes a un effet insignifiant sur les caractéristiques de transfert de chaleur (facteur de Colburn j). Cependant, une augmentation détectable du facteur de frottement est observée lorsque le pas des ailettes augmente jusqu'à $S_a = 6,2\text{mm}$. Kumar et al. [27] ont observé que le coefficient de transfert de chaleur diminue avec l'augmentation de S_a en raison de l'augmentation du canal de passage d'écoulement à travers l'échangeur de chaleur. Dans l'intervalle du nombre de Reynolds de 3000 à 12000, le transfert de chaleur par unité de puissance de pompage a montré une augmentation avec l'espacement inter-ailettes.

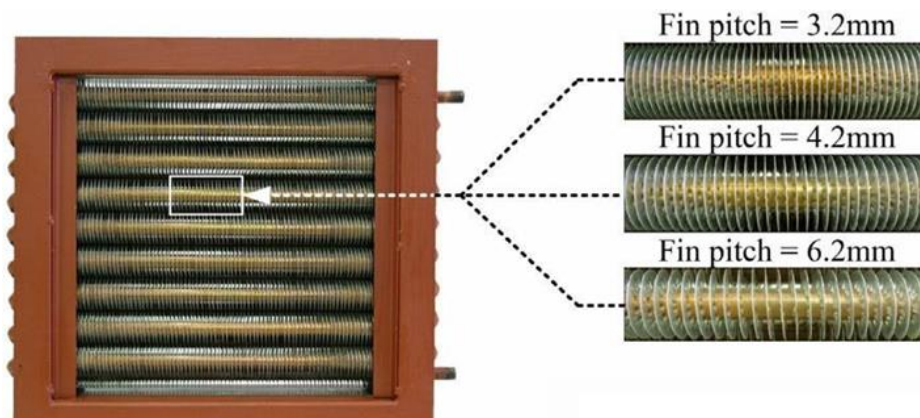


Figure 1.17 Exemples de différents pas d'ailettes dans les échangeurs de tubes à ailettes en spirale serties [26].

Une analyse 3D numérique a été réalisée par Singh et al. [28] sur le transfert de chaleur d'une sphère à ailettes (Figure 1.18) en convection naturelle pour les régimes laminaire et turbulent. Les calculs de nombre de Nusselt sont effectués pour différentes hauteurs et pas des

aillettes. Les résultats montrent que, pour les ailettes conductrices, le nombre de Nusselt diminue avec l'augmentation du nombre des ailettes pour le transfert de chaleur laminaire et augmente pour le transfert de chaleur turbulent. En ce qui concerne l'utilisation d'aillettes non conductrices dans la sphère, le nombre de Nusselt diminue avec l'augmentation du nombre des ailettes pour les deux régimes de transfert thermique.

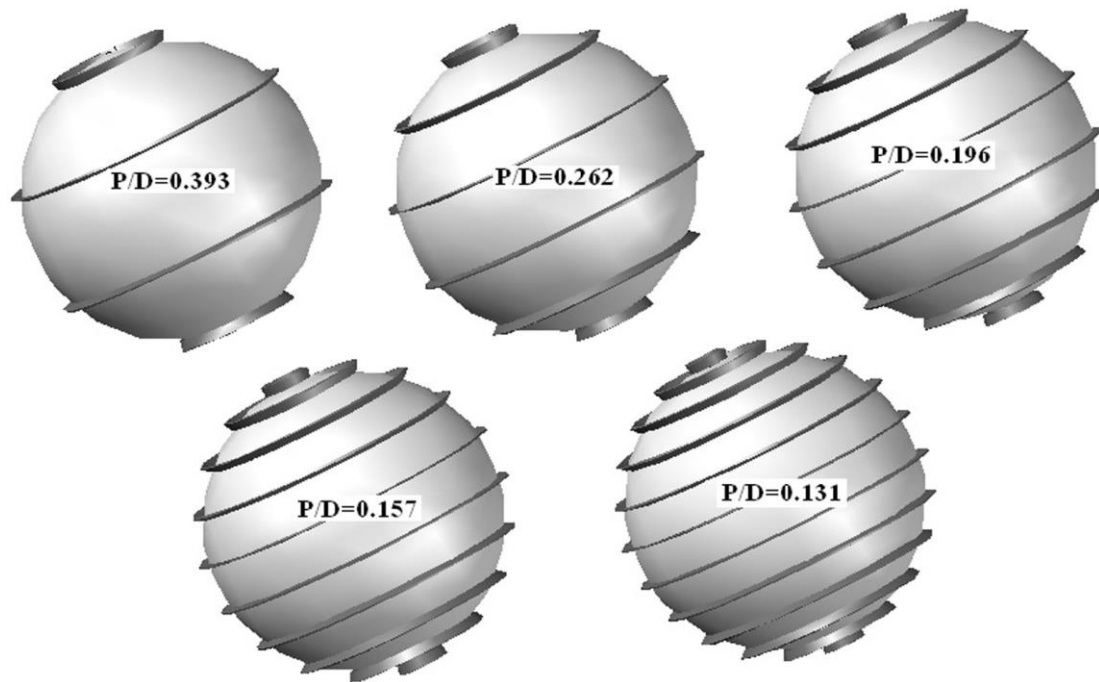


Figure 1.18 Echangeur de chaleur sphère à ailettes [28].

Dans le but de déterminer l'effet de l'espacement, la hauteur, l'épaisseur et du matériau de l'ailette sur le transfert de chaleur global et la chute de pression, Bilirgen et al. [29] ont réalisé une étude numérique sur un modèle avec une seule rangée de tube à ailettes annulaires dans l'écoulement transversal. Selon les résultats des simulations réalisées par le logiciel (CFD) ANSYS FLUENT, ils ont remarqué que l'effet de l'espacement et de la hauteur de l'ailette est plus important que l'effet de l'épaisseur, et que le matériau de l'ailette jouera un rôle important dans le transfert de chaleur pour les écoulements avec un nombre de Reynolds élevés.

Yazicioğlu et al. [30] ont examiné expérimentalement le transfert de chaleur en convection naturelle des ailettes rectangulaires verticales s'étendant perpendiculairement à partir d'une base rectangulaire verticale (Figure 1.19). Ces expériences ont été menées pour différentes longueurs, épaisseurs et hauteurs des ailettes. Les résultats indiquent que, l'espacement optimal des ailettes est compris entre 6,1 et 11,9 mm. Les auteurs ont présenté des

corrélations pour évaluer la valeur optimale de l'espacement des ailettes et le taux de transfert de chaleur maximal, basé sur la longueur d'ailette et de différence de température entre l'air ambiante et les ailettes.

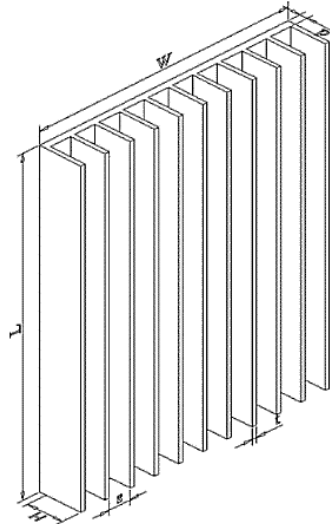


Figure 1.19 Echangeur à ailettes rectangulaires verticales [30].

1.7.5 Effet de l'ondulation des ailettes

Les ailettes ondulées sont l'une des surfaces d'échangeur de chaleur les plus populaires, car elles permettent d'allonger le flux d'air à l'intérieur de l'échangeur et d'améliorer son mélange. C'est pourquoi les échangeurs thermiques de tubes à ailettes ondulées sont largement utilisés dans diverses applications industrielles. Ils sont très compacts et se caractérisent par un coût de fabrication relativement faible. En pratique, la résistance dominante se situe généralement côté air ; l'utilisation de surfaces d'ailettes améliorées est donc très courante pour intensifier les performances globales de transfert de chaleur. Parmi les ailettes améliorées, les surfaces d'ailettes ondulées sont très importantes. Leurs surfaces allongées se distinguent par leurs formes ondulées qui améliorent les performances de transfert de chaleur par rapport aux surfaces lisses. Dans le cas des ailettes ondulées, la couche limite est interrompue à plusieurs reprises lors du passage de l'écoulement sur les ondulations. Ce redéveloppement de la couche limite à partir du point de rattachement de la dernière ondulation contribue à améliorer le transfert thermique. Les performances de transfert thermique et de frottement de l'ailette ondulée sont comparables à celles de l'ailette à bande décalée [14].

Ali [31] a étudié expérimentalement le transfert de chaleur par convection à l'entrée de canaux ondulés bidimensionnels. Le nombre de Nusselt dans les canaux ondulés dépassait celui des canaux à plaques parallèles d'environ 140 à 240 %, avec une augmentation correspondante du facteur de frottement de 130 à 280 %. Jang et al. [32] rapportent que pour une hauteur d'onde égale, le nombre de Nusselt et le coefficient de perte de charge augmentent à mesure que l'angle d'onde augmente ; tandis que pour un angle d'onde égal, ils diminuent à mesure que la hauteur d'onde augmente.

Sadeghianjahromi et al. [33] ont mené une étude numérique approfondie sur un échangeur thermique doté d'ailettes ondulées. Leur étude visait à améliorer les performances de l'échangeur de chaleur en intégrant des persiennes et des générateurs de vortex (VG) sur les ailettes (Figure.1.20). D'après leurs résultats, l'ajout de persiennes a entraîné une réduction remarquable de la résistance thermique de 16 %, tandis que l'utilisation de VG a diminué cette résistance de 18 %.

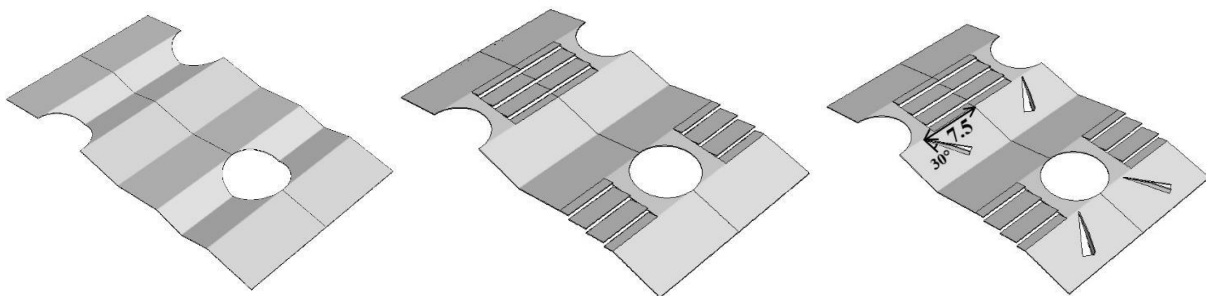


Figure 1.20 Comparaison des ailettes ondulées avec des ailettes persiennes et des générateurs de vortex [33].

Chu et al. [34] ont étudié expérimentalement et vérifié numériquement les performances thermo-hydrauliques d'un échangeur à ailettes ondulées sinusoïdales avec des tubes de configuration ronde et ovale (Figure.1.21). Pour un $S_a = 3$ mm, la configuration ronde du tube entraînait une perte de charge plus importante que la configuration ovale. Cependant, à un $S_a = 1,8$ mm, la configuration ovale du tube présentait une perte de charge plus importante. L'augmentation du nombre de rangées a entraîné une augmentation de 10 à 20 % et de 9,3 à 25,2 % de h pour les tubes de configuration ronde et ovale, respectivement.

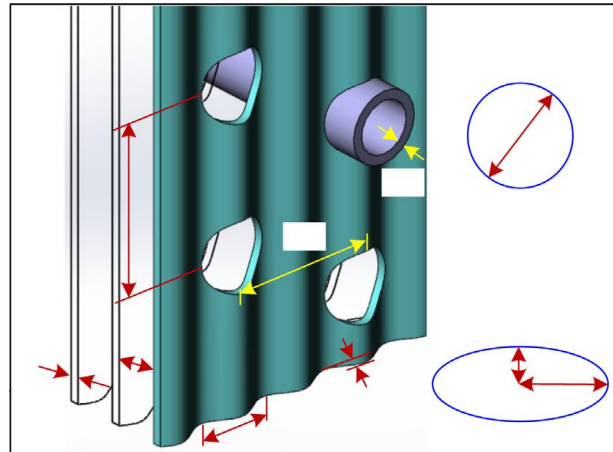


Figure 1.21 Echangeur de tubes circulaire et elliptique à ailettes sinusoïdales [34].

Dans une autre étude menée par Siddhartha et Das [35], les performances thermiques des ailettes annulaires ondulées ont été analysées dans des systèmes de transfert de chaleur par convection naturelle dans des tubes circulaires horizontaux. Les calculs ont été effectués en fonction de différentes variables géométriques et conditions d'écoulement. Les résultats ont révélé que les ailettes ondulées surpassent les ailettes plates en termes de performances thermiques, en particulier pour des valeurs élevées du nombre de Rayleigh.

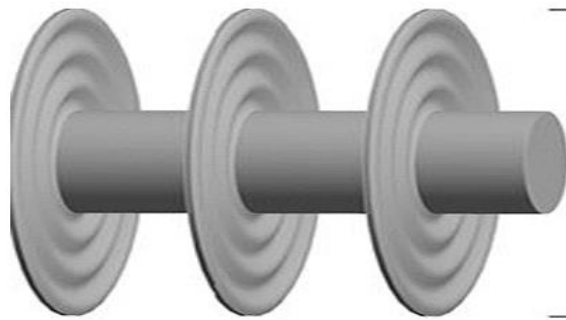


Figure 1.22 Formes géométriques d'un échangeur tubulaire à ailettes annulaires ondulées [35].

Récemment, une investigation numérique a été effectuée par Djeflal et al. [35] visant à clarifier l'influence de l'amplitude et le nombre des ondes sur la convection forcée dans un échangeur de chaleur à ailettes annulaires ondulés. Pour un intervalle de nombre de Reynolds $4400 \leq Re \leq 14300$, l'influence de l'amplitude des ondes ($1,5 \leq A \leq 4,5$ mm) et des nombres d'ondes ($2 \leq N_{\text{ond}} \leq 6$) sur le transfert de chaleur par convection forcée a été examinée. Il a été démontré que l'amplitude et le nombre d'ondes ont un impact sur le flux thermique, le facteur de Colburn et le facteur de frottement. Il a été démontré que l'amplitude et le nombre d'ondes ont un impact sur le flux thermique, le facteur de Colburn et le facteur de frottement.

Références

- [1] M.-S. Radhouani, C. d. p. u. Tunis, Ed. *Transferts thermiques*. 2001, p. 246.
- [2] D. A. a. B. Agrawal. (23/03/2025). www.indiamart.com.
- [3] (24/03/2025). www.totalenergies.fr.
- [4] "https://www.gunt.de/images/download/changeurs-de-chaleur-connaissances-de-base_french.pdf," date de consultation : 26/03/2022.
- [5] P. K. Das and I. and Ghosh, "Thermal Design of Multistream Plate Fin Heat Exchangers—A State-of-the-Art Review," *Heat Transfer Engineering*, vol. 33, no. 4-5, pp. 284-300, 2012/03/01 2012.
- [6] www.sacome.com; Date de consultation : 27/03/2022.
- [7] R. K. Shah and D. P. Sekulic, *Fundamentals of heat exchanger design*. New Jersey: John Wiley & Sons, 2003.
- [8] A.-A. Bhuiyan, A.-K.-M.-S. Islam, and M.-R. Amin, "NUMERICAL STUDY OF 3D THERMAL AND HYDRAULIC CHARACTERISTICS OF WAVY FIN AND TUBE HEAT EXCHANGER," vol. 3, no. 3, pp. 1--9, 2012.
- [9] A. Sadeghianjahromi and C.-C. Wang, "Heat transfer enhancement in fin-and-tube heat exchangers – A review on different mechanisms," vol. 137, p. 110470, March 01, 2021 2021.
- [10] M. Torresi, A. Saponaro, S. M. Camporeale, and B. Fortunato, "CFD Analysis of the Flow Through Tube Banks of HRSG," in *ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air*, 2008, vol. Volume 7: Education; Industrial and Cogeneration; Marine; Oil and Gas Applications, pp. 327-337.
- [11] F. Mchel, "Optimisation des Échangeurs Compacts à Ailettes : Etude Numérique et Expérimentale," Doctorate Doctorate, Ecole doctorale Mécanique et énergétique, Joseph Fourier, 2003.
- [12] M. Khaled and M. Bilal, "Analyse numérique du comportement thermo-convectif d'un écoulement de nanofluide à travers un échangeur de chaleur en présente des," Master Master, Département de Génie Mécanique, Telemcen, 2023.
- [13] E. Ammari, "Echangeurs de chaleur liés au système de refroidissement solaire à adsorption: dimensionnement d'un aëroréfrigérant," Master Master, Génie Mécanique, Université Mohamed Kheider Biskra, Algérie, 2013.
- [14] A. A. Bhuiyan and A. K. M. S. Islam, "Thermal and hydraulic performance of finned-tube heat exchangers under different flow ranges: A review on modeling and experiment," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 101, pp. 38-59, 2016/10/01/ 2016.
- [15] T. A. Tahseen, M. Ishak, and M. M. Rahman, "An overview on thermal and fluid flow characteristics in a plain plate finned and un-finned tube banks heat exchanger," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 43, pp. 363-380, 2015/03/01/ 2015.
- [16] R. Karabacak and G. Yakar, "Forced convection heat transfer and pressure drop for a horizontal cylinder with vertically attached imperforate and perforated circular fins," *Energy Conversion and Management*, vol. 52, no. 8, pp. 2785-2793, 2011/08/01/ 2011.

- [17] R. K. Banerjee, K. Madhura, H. J. Ho, I. D. Hwan, and Y. I. and Cho, "Evaluation of Enhanced Heat Transfer Within a Four Row Finned Tube Array of an Air Cooled Steam Condenser," *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol. 61, no. 10, pp. 735-753, 2012/05/15 2012.
- [18] C. R. Sonawane, P. Rath, N. Vats, S. Patekar, P. Verma, and A. Pandey, "Numerical simulation to evaluate the thermal performance of engine cylinder Fins: Effect of fin geometry and fin material," *Materials Today: Proceedings*, vol. 49, pp. 1590-1598, 2022/01/01/ 2022.
- [19] 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, no. 8, pp. 1393-1401, 2011/06/01/ 2011.
- [20] B. Li, S. Jeon, and C. Byon, "Investigation of natural convection heat transfer around a radial heat sink with a perforated ring," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 97, pp. 705-711, 2016/06/01/ 2016.
- [21] M. Bosnjakovic, A. Cikiric, S. Muhic, and M. Stojkov, "Numerical analysis of tube heat exchanger with perforated star-shaped fins," in *Fluids* vol. 5, ed, 2020.
- [22] Siddhartha, S. Rath, and S. K. Dash, "Thermal performance of a wavy annular finned horizontal cylinder in natural convection for electronic cooling application," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 128, p. 105623, 2021 DA - 2021/11/01/ 2021.
- [23] Y. Q. Kong, L. J. Yang, X. Z. Du, and Y. P. Yang, "Impacts of geometric structures on thermo-flow performances of plate fin-tube bundles," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 107, pp. 161-178, 2016/09/01/ 2016.
- [24] 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, no. 1, pp. 1-16, 2009 DA - 2009/01/01/ 2009.
- [25] C. K. Mangrulkar, A. S. Dhoble, A. R. Deshmukh, and S. A. Mandavgane, "Numerical investigation of heat transfer and friction factor characteristics from in-line cam shaped tube bank in crossflow," *Applied Thermal Engineering*, vol. 110, pp. 521-538, 2017/01/05/ 2017.
- [26] P. Pongsoi, S. Pikulkajorn, C.-C. Wang, and S. Wongwises, "Effect of fin pitches on the air-side performance of crimped spiral fin-and-tube heat exchangers with a multipass parallel and counter cross-flow configuration," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 54, no. 9, pp. 2234-2240, 2011 DA - 2011/04/01/ 2011.
- [27] A. Kumar, J. B. Joshi, and A. K. Nayak, "A comparison of thermal-hydraulic performance of various fin patterns using 3D CFD simulations," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 109, pp. 336-356, 2017 DA - 2017/06/01/ 2017.
- [28] B. Singh and S. K. Dash, "Natural convection heat transfer from a finned sphere," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 81, pp. 305-324, 2015/02/01/ 2015.
- [29] H. Bilirgen, S. Dunbar, and E. K. Levy, "Numerical modeling of finned heat exchangers," *Applied Thermal Engineering*, vol. 61, pp. 278-288, 2013.

- [30] B. Yazicioğlu and H. Yüncü, "Optimum fin spacing of rectangular fins on a vertical base in free convection heat transfer," *Heat and Mass Transfer*, vol. 44, no. 1, pp. 11-21, 2007/11/01 2007.
- [31] M. M. Ali and S. and Ramadhyani, "EXPERIMENTS ON CONVECTIVE HEAT TRANSFER IN CORRUGATED CHANNELS," *Experimental Heat Transfer*, vol. 5, no. 3, pp. 175-193, 1992/07/01 1992.
- [32] J.-Y. Jang and L.-K. Chen, "Numerical analysis of heat transfer and fluid flow in a three-dimensional wavy-fin and tube heat exchanger," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 40, no. 16, pp. 3981-3990, 1997/10/01/ 1997.
- [33] A. Sadeghianjahromi, S. Kheradmand, H. Nemati, J. S. Liaw, and C. C. Wang, "Compound heat transfer enhancement of wavy fin-and-tube heat exchangers through boundary layer restarting and swirled flow," *Energies*, vol. 11, pp. 1-9, 2018.
- [34] W.-X. Chu, W.-J. Sheu, C.-C. Hsu, and C.-C. Wang, "Airside performance of sinusoidal wavy fin-and-tube heat exchangers subject to large-diameter tubes with round or oval configuration," *Applied Thermal Engineering*, vol. 164, p. 114469, 2020 DA - 2020/01/05/ 2020.
- [35] D. Fares *et al.*, "Three-dimensional assessment of thermal-hydraulic behaviour in heat exchangers fitted by wavy annular fins," *Thermal Science*, vol. 26, no. 101, pp. 485-493, 2022.

Chapitre 2. Etude numérique CFD

2.1 Introduction

Les logiciels de simulation des échanges thermiques existant sur le marché actuellement utilisent principalement trois méthodes de résolution numérique : la méthode des différences finies, la méthode des éléments finis (*Comsol multiphysics*) et la méthode des volumes finis (Fluent et *StarCCm+*). Le code de calculs utilisés dans ce travail « Fluent v6.2 » s'appuient sur la méthode des volumes finis pour la modélisation des performances thermo-hydrauliques d'un échangeur de tubes circulaires munis d'ailettes annulaires ondulées (voir Figure. 2.1).

Ce chapitre porte sur la méthodologie numérique utilisée dans ce travail. Les paramètres géométriques de l'échangeur, le domaine de calcul pris en considération, ainsi que les conditions aux limites associées au problème étudié sont également présentés. Ces éléments sont indispensables pour la résolution des équations régissant le transfert thermique et l'écoulement du fluide, dans le but d'obtenir une modélisation correcte du phénomène. Le logiciel **Fluent**, conçu pour simuler l'écoulement turbulent des fluides, a servi à déterminer les champs de vitesses et de températures au sein d'une seule rangée de tubes à ailettes ondulées.

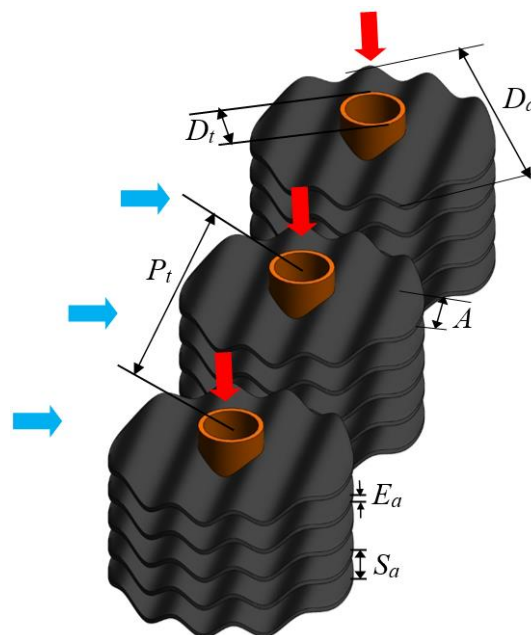


Figure 2.1 Géométrie d'un échangeur de tubes à ailettes annulaires sinusoïdales.

2.2 Formulation mathématique

2.2.1 Equations gouvernante le problème étudié

Avec la considération d'un échangeur thermique de tube à ailettes circulaires et à ailettes ondulées et sous la gamme proposée des nombres de Reynolds ($1030 \leq Re \leq 10300$), l'écoulement dans la présente étude a été assumé : tridimensionnel, incompressible, stationnaire et turbulent.

En se basant sur l'hypothèse de conservation de la masse, et en absence de toute source d'échange de matière, la variation de la quantité de masse en fonction du temps sera nulle (équation (2.1)). D'autre part, l'application du principe fondamental de la dynamique des fluides pour un écoulement newtonien estime que la variation de la quantité de mouvement du fluide dans tout volume élémentaire est égale à la somme des forces extérieures appliquées au volume (équation (2.2)). Finalement, le bilan d'énergie sur un volume de contrôle élémentaire conduit à l'équation (2.4), illustrant la variation de l'énergie et l'échange de chaleur avec l'extérieur.

➤ Equation de continuité :

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.1)$$

➤ Equation de quantité de mouvement :

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j + P \delta_{ij} - \mu (\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l})) + \overline{\rho u_i u_j} = 0 \quad (2.2)$$

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

$$-\overline{\rho u_i u_j} = \mu_t (\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}) - \frac{2}{3} (\rho k + \mu_t \frac{\partial u_l}{\partial x_l}) \delta_{ij} \quad (2.3)$$

➤ Equation de l'énergie :

$$\frac{\partial}{\partial x} (u_i (\rho E + P)) = \frac{\partial}{\partial x_i} (\lambda_{air} + \lambda_t) \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (2.4)$$

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

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\lambda_a \frac{\partial T}{\partial x_i}) = 0 \quad (2.5)$$

λ_a et λ_t sont, respectivement, la conductivité de l'ailette la conductivité thermique turbulent.

2.2.2 Régime d'écoulement

En régime turbulent, l'écoulement s'accompagne du développement instable de structures tourbillonnaires, de taille et de durée de vie très variées. Ce phénomène impose la décomposition du domaine en maillage très fin avec un pas de temps très court. Cette approche, appelée simulation numérique directe (DNS, Direct Numerical Simulation), est très coûteuse en termes de temps de calcul et de ressources informatiques. Dans le but de pallier ce problème, de nombreuses méthodes de résolutions des cas turbulents sont développées. Ces dernières s'appuient sur la décomposition des scalaires en une partie moyenne et une partie fluctuante.

La décomposition de Reynolds conduit à l'apparition d'inconnues supplémentaires qui nécessitent des modélisations complémentaires visant la fermeture du système d'équations. Ces grandeurs sont appelées le tenseur de Reynolds $(\overline{u_i u_j})$. L'échange thermique convectif est forcément sensible aux fluctuations de la vitesse compte tenu de la nature advectives des termes de flux turbulents. Ce flux aboutit à un mélange additionnel par rapport à celui induit par l'écoulement moyen. Plusieurs méthodes sont proposées afin de fermer ce système et résoudre les équations de Navier-Stokes. Les techniques les plus utilisées récemment dans les domaines industriel et académique sont basées sur la méthode statistique appelé RANS (Reynolds Average Navier Stokes), de par la fiabilité de cet outil du gain de temps et de ressources informatiques qu'elle offre par rapport aux autres méthodes LES et DNS [1].

Plusieurs modèles de turbulence RANS (Reynolds-Average Navier Stokes) ont été proposés au fil des années dans le but de résoudre ces équations. Le logiciel Fluent utilisé dans ce mémoire propose quatre modèles de turbulence : $k-\varepsilon$ (Standard; RNG; Realisable), $k-\omega$ (Standard; SST), LES, DES, ...etc. Conformément aux travaux numériques précédents portant sur les échangeurs munis d'ailettes ondulées [2-4], les simulations réalisées dans le cadre de cette recherche sont menées en régime stationnaire, en adoptant un modèle de turbulence $k-\omega$ (SST).

2.2.2.1 Modèle $k-\omega$ standard

Dans le calcul de la dynamique des fluides, le modèle de turbulence $k-\omega$ est un modèle empirique basé sur deux équations, qui est utilisé comme approximation pour les équations de Navier-Stokes moyennes de Reynolds (équations RANS). Le modèle tente de prédire la

turbulence par deux équations aux dérivées partielles pour deux variables, k et ω , la première variable étant l'énergie cinétique de turbulence (k) tandis que la seconde (ω) est le taux spécifique de dissipation de l'énergie cinétique de turbulence (k) en énergie thermique interne.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - Y_k \quad (2.6)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i \omega)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + P_\omega - Y_\omega \quad (2.7)$$

2.2.2.2 Modèle de turbulence $k-\omega$ SST

Le modèle de turbulence $k-\omega$ SST (shear-stress transport) est un modèle de viscosité turbulente à deux équations qui est utilisé pour de nombreuses applications aérodynamiques. Il a été conçu pour éviter la sensibilité de l'écoulement libre du modèle $k-\omega$ standard. Il s'agit d'un modèle hybride combinant les modèles $k-\omega$ et $k-\varepsilon$. Une fonction de fusion active le modèle $k-\omega$ près des parois et le modèle $k-\varepsilon$ dans l'écoulement libre du fluide. Cela garantit que ce modèle approprié est utilisé dans tout le champ d'écoulement [2].

- ✓ Les modèles SST présentent moins de sensibilité aux conditions de flux libre (écoulement à l'extérieur de la couche limite) que les autres modèles de turbulence.
- ✓ Le limiteur de contrainte de cisaillement aide le modèle $k-\omega$ à éviter une accumulation d'énergie cinétique turbulente excessive près des points de stagnation.
- ✓ Les modèles SST fournissent une plateforme pour des extensions supplémentaires telles que SAS et la transition laminaire-turbulence.

2.3 Méthodes de résolution

Pour des géométries complexes, les corrélations classiques de la mécanique des fluides et de l'échange thermique ne sont pas fiables pour estimer précisément les différents scalaires caractérisant ces phénomènes. Par ailleurs, les mesures expérimentales de ces échangeurs sont des procédures fastidieuses, coûteuses et lentes (fabrication des prototypes, caractérisation ...). Aussi, les modèles numériques présentent de nombreux avantages, Ils permettent en effet d'identifier les caractéristiques de l'écoulement avec une précision importante et un coût raisonnable, et d'accéder à toutes les quantités scalaires (vitesses, pression, température,) en tout point du domaine d'étude, alors que cela reste beaucoup plus difficile expérimentalement.

Cependant, le choix de la méthode numérique appropriée doit être fait en tenant compte des conditions aux limites, des conditions initiales, ainsi que des caractéristiques spécifiques du problème. Le choix de la méthode dépend aussi de plusieurs facteurs : la nature du fluide, son comportement thermodynamique, le type de milieu modélisé, ainsi que le caractère stationnaire ou instationnaire du problème.

Trois approches principales sont couramment utilisées pour la résolution de ce type d'équations :

- ✓ La méthode des différences finis (**MDF**).
- ✓ La méthode des éléments finis (**MEF**).
- ✓ La méthode des volumes finis (**MVF**).

2.3.1 Méthode des volumes finis (MVF)

La méthode des volumes finis, appelée aussi la méthode de volume contrôlé, provient essentiellement des travaux de S. Patankar [5]. Le principe global s'appuie sur l'application des lois de conservation des gradients gouvernant le problème physique sur un nombre fini (mais souvent très grand) de volumes élémentaires (le maillage). De plus, cette technique offre l'opportunité de diviser le domaine par des volumes élémentaires soit par des formes géométriques connues comme les parallélépipèdes soit par des formes quelconques, ce qui permet d'étudier des géométries complexes. Cette technique s'avère donc particulièrement adaptée à la modélisation en mécanique des fluides (résolution des équations de Navier-Stokes) [5]. L'inconvénient de cette méthode réside dans le temps de calcul et la mémoire relativement élevés requis par rapport aux autres techniques.

La MVF nous permet de transformer les équations aux dérivées partielles, comme celles de Navier-Stokes, en un système d'équations algébriques résoluble numériquement. Dans cette approche, les grandeurs physiques sont évaluées à des points discrets du domaine, appelés nœuds, chacun étant associé à un petit volume de contrôle qui l'entoure (voir Figure. 2.2). Cette méthode permet de garantir la conservation des quantités physiques au sein de chaque volume et sur l'ensemble du domaine de calcul.

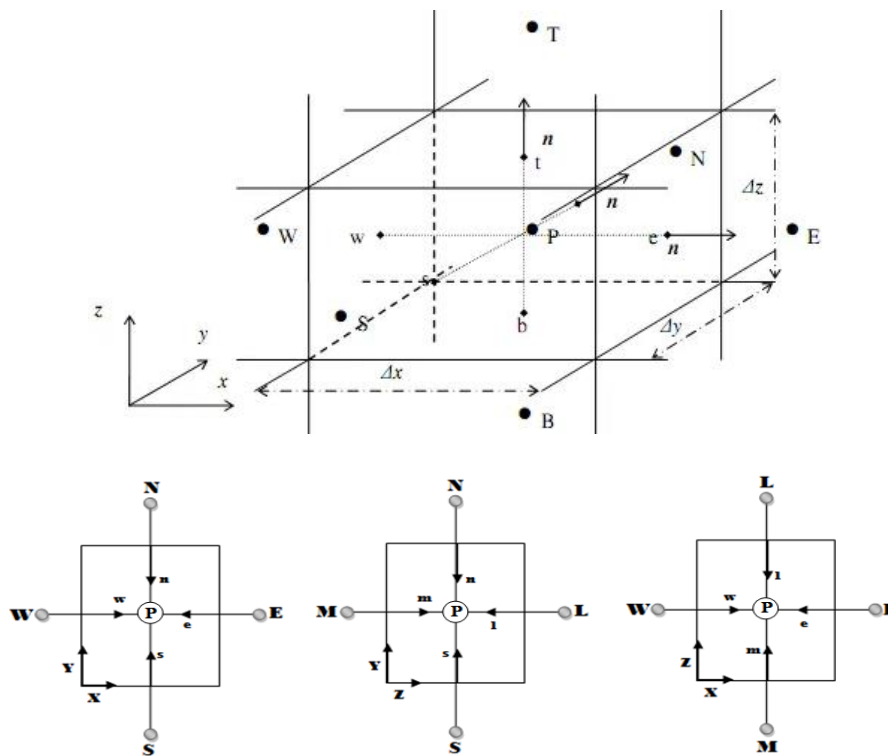


Figure 2.2 Volume de contrôle typique pour une situation 3D.

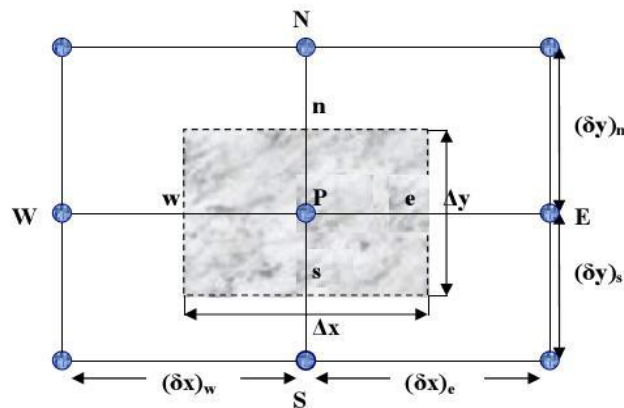


Figure 2.3 Volume de contrôle bidimensionnel [6].

La méthode des volumes finis repose sur l'utilisation de maillages non structurés, tels que les maillages triangulaires. Cette caractéristique la rend particulièrement adaptée aux géométries complexes et irrégulières. Cependant, la MVF présente un avantage important par rapport à la MEF dans le cadre des problèmes de mécanique des fluides. En effet, elle s'appuie sur la forme intégrale des lois de conservation, contrairement à la MEF qui utilise leur forme différentielle. Cette approche permet une meilleure précision et stabilité numérique, notamment lorsqu'il s'agit de capturer des gradients abrupts à l'intérieur du domaine, ce qu'on appelle la propriété de capture de choc.

Les lois de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie peuvent être formulées de manière équivalente sous forme intégrale. C'est cette formulation qui est exploitée dans la méthode des volumes finis.

Le principe fondamental de la MVF repose sur les étapes suivantes :

- La discrétisation du domaine en volumes de contrôle ;
- L'utilisation de la formulation intégrale des équations différentielles ;
- Le choix d'un schéma numérique pour approximer la variation des grandeurs physiques, suivi de l'assemblage des équations ;
- L'assurance que le modèle utilisé soit à la fois stable et convergent.

2.4 Résolution numérique du problème

Dans le cadre de ce mémoire, un modèle numérique basé sur la méthode des volumes finis est créé via le logiciel *Fluent* (v.6.2.) Les paramètres géométriques et thermo-physiques peuvent être facilement modifiés afin d'optimiser la géométrie de l'échangeur final. Dans cette étude, les simulations (CFD) sont appliquées à l'écoulement du côté de l'air (entre les ailettes et à l'extérieur des tubes). Les équations fondamentales décrivant la conservation de masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie sont présentées. Ensuite, une description du traitement des phénomènes stationnaire et symétrique est montrée. Finalement une explication du cas particulier de la simulation numérique de l'écoulement turbulent est exploitée.

2.4.1 Domaine de calcul

Avant de commencer les simulations numériques, nous devons créer le domaine de calcul. La figure (2.4) montre la configuration de l'échangeur de chaleur de tubes circulaires à ailettes annulaires sinusoïdales. L'air froid circule entre les ailettes sinusoïdales tandis que le fluide chaud circule à l'intérieur des tubes. Les corps solides comprenant les ailettes ondulées sinusoïdales sont en aluminium avec une conductivité thermique $\lambda_{al} = 202,4 W/m.K$. Les valeurs des paramètres géométriques de base d'une seule rangée de tubes à ailettes annulaires sinusoïdales sont récapitulées dans le tableau (2.1).

Dans ce travail, nous avons examiné différents angles d'inclinaison θ et espacement inter-aillettes S_a . Le domaine de calcul en 3D avec ses dimensions et ses conditions aux limites pour la simulation est représenté sur la Figure (2.5).

Le domaine de calcul à considérer dans cette étude est limité par les lignes droites qui présentent les conditions de la symétrie. Dans la direction (y), les lignes de symétrie sont passées à travers les plans centrés entre deux ailettes adjacentes. Suivant l'axe (z), les lignes de symétries sont passées à travers les centres des tubes et la plane centrée entre deux lignes adjacentes des tubes. Pour obtenir une vitesse uniforme de l'écoulement à l'entrée, la zone d'entrée est étendue 1,2 fois le diamètre de l'ailettes D_a , cependant, la zone de sortie est étendue 3,6 fois D_a pour éviter le retour de l'écoulement d'air [3, 7].

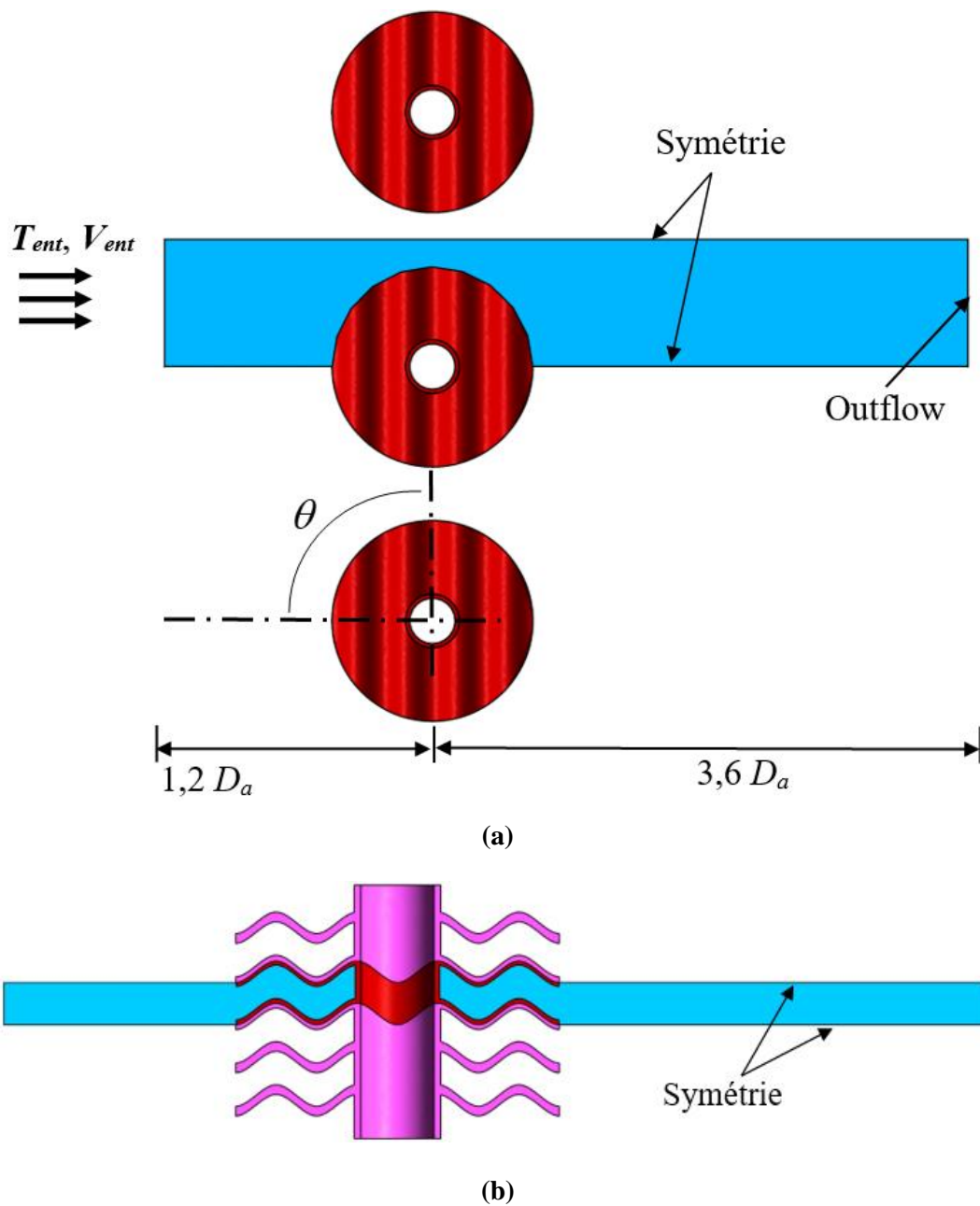


Figure 2.4 Domain de calcul en 2D : (a) Section transversale ; (b) Section longitudinale.

Paramètres	Longueur (mm)
Diamètre de tube, D_t	10
Diamètre de l'ailette	40
Espacement inter-ailettes, S_a	1–1,5–2–2,5–3
Epaisseur d'ailettes, E_a	0,5
Angle d'inclinaison, $\theta(^{\circ})$	0–10–22–35–90
Le pas transversal, P_t	50
Nombre d'ondes, N_{ond}	4
Amplitude d'onde, A	1,2

Tableau 2.1 Dimensions des échangeurs de chaleur utilisés dans la présente étude.

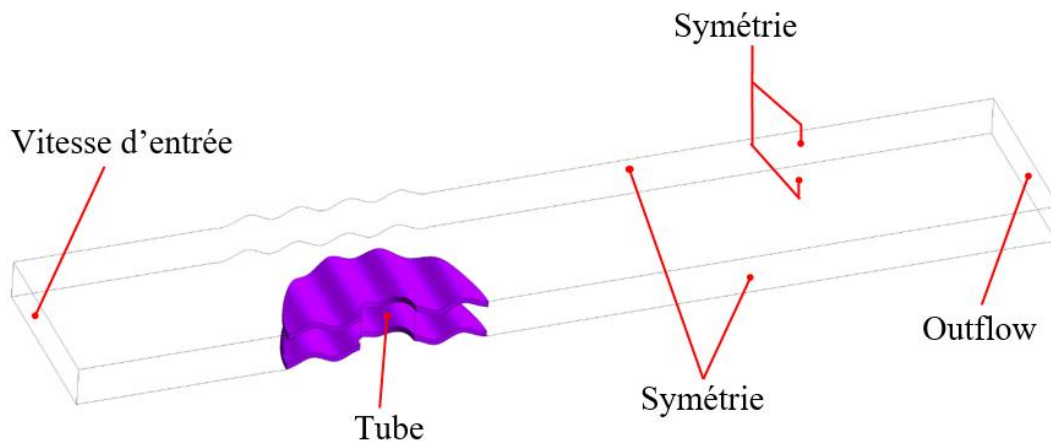


Figure 2.5 Domaine de calcul en 3D et conditions aux limites.

L'utilisation du logiciel Gambit permet aussi la génération du maillage et l'incorporation des conditions aux limites. Le maillage est une représentation discrète du domaine de calcul divisant ce dernier en un nombre fini de cellules. Pour établir un bon maillage, il faut respecter les critères suivants:

- Trouver un bon compromis entre le temps de calcul, la mémoire utilisée, le nombre de cellules et la précision des résultats.
- Capter le développement d'un gradient important des variables dynamiques et thermiques proches du bord d'attaque et dans les régions proches des parois ainsi que les phénomènes physiques qui auront lieu sur la jonction tubes-ailettes comme les tourbillons en fer-à-cheval.

Le traitement du temps de calcul est réalisé à partir d'une étude de la sensibilité aux maillages. Cette étude consiste à augmenter progressivement le nombre des cellules jusqu'à la phase où la variation de résultats sera négligeable. Les zones où les gradients de température,

de pression et de vitesse sont élevés (proche des surfaces d'ailettes et des tubes), le maillage doit être serré. Loin des parois où l'écoulement est relativement uniforme, le maillage grossi a été choisi (figure 2.6). Pour tous les cas, le nombre des mailles utilisés est varié dans l'intervalle [650.000 - 1.200.000 mailles] de type hexaédrique.

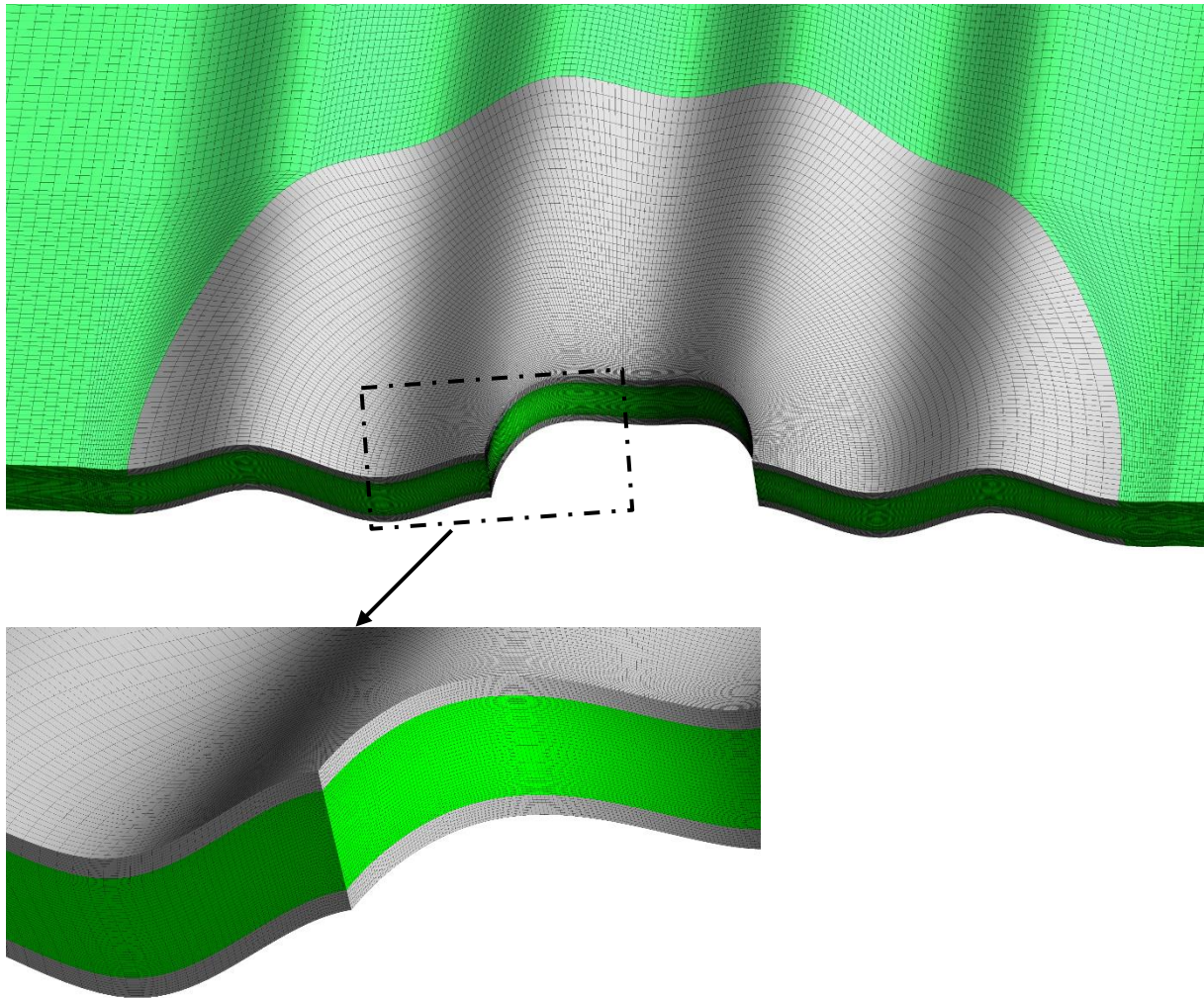


Figure 2.6 Maillage du domaine d'étude et des ailettes.

2.4.2 Conditions aux limites

Pour résoudre le système d'équations de notre problème, des conditions aux limites sont indispensables aux bords de la géométrie simulée, Figure (2.5.) Le Tableau (2.2.) donne un résumé sur tous les conditions appliquées dans la présente étude.

Surface physique	Température	Vitesse	Pression
Entrée	Valeur fixe (293K)	Vitesse fixe (1,5-3-5-8-12-15m/s)	Atmosphérique
Surface des ailettes	Calculé par Fluent	Egal à zéro	Calculé par Fluent
Surfaces extérieure des tubes	Valeur fixe (353K)	Egal à zero	Calculé par Fluent
Faces supérieure et inférieure de symétrie	$\frac{\partial T}{\partial y} = 0$	$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial w}{\partial y} = 0, v = 0$	$\frac{\partial p}{\partial y} = 0$
Cotés droit et gauche de la symétrie	$\frac{\partial T}{\partial z} = 0$	$\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\partial v}{\partial z} = 0, w = 0$	$\frac{\partial p}{\partial z} = 0$
Sortie	$\frac{\partial T}{\partial x} = 0$	$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial w}{\partial x} = 0$	$\frac{\partial P}{\partial x} = 0$

Tableau 2.2 Conditions aux limites.

2.4.3 Propriétés physiques

Le calcul des paramètres thermiques et dynamiques tel que : le nombre de Reynolds, le nombre de Nusselt, le flux thermique et le coefficient de performance est basé sur les propriétés physiques du fluide de travail qui dépendent généralement de la température et de la pression.

Dans ce travail de recherche, les propriétés du fluide de travail sont supposées constantes et sont prises pour la température moyenne de l'air dans tout le domaine de calcul sélectionné. Donc, les propriétés thermo-physiques de l'air sont : $\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3$, $C_p = 1006,43 \text{ J/kg.K}$, $\lambda_{air} = 0,0242 \text{ W/m.K}$ et $\mu = 1,7894 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$.

Dans les échangeurs de chaleur, les tubes sont généralement fabriqués en cuivre en raison de sa malléabilité et de sa ductilité. Les ailettes sont en aluminium et toutes les surfaces solides sont propres sans aucune résistance thermique supplémentaire. Les propriétés thermo-physiques de l'aluminium sont : $\lambda_{al} = 202,4 \text{ W/m.K}$; $\rho_{al} = 2719 \text{ kg/m}^3$; $C_p = 871 \text{ J/kg.K}$.

3.5 Outils de simulation GAMBIT et FLUENT

3.5.1 GAMBIT

Le GAMBIT est un logiciel de DAO (Dessin Assisté par Ordinateur) et de génération de maillage. Il permet de réaliser des géométries en 2D ou 3D et de construire le maillage. Largement répandus dans l'industrie (automobile, aéronautique, spatiale, ...etc.) en raison de son interface graphique puissante, il permet aussi de réaliser tout type de géométries complexes (fixes ou mobiles) associées à des maillages fixes ou adaptatifs structurés ou non structurés.

Il est principalement utilisé pour la définition et la création du modèle d'étude (surface ou volume), et permet notamment de :

- Dessiner des formes géométriques ou les importer depuis d'autres logiciels ;
- Travailler avec différents types de maillage (tester et valider la qualité du maillage) ;
- Définir les propriétés des surfaces ;
- Exporter les modèles pour une utilisation ultérieure.

Après avoir lancé le logiciel, l'interface de l'utilisateur est montrée sur la ci-dessous.

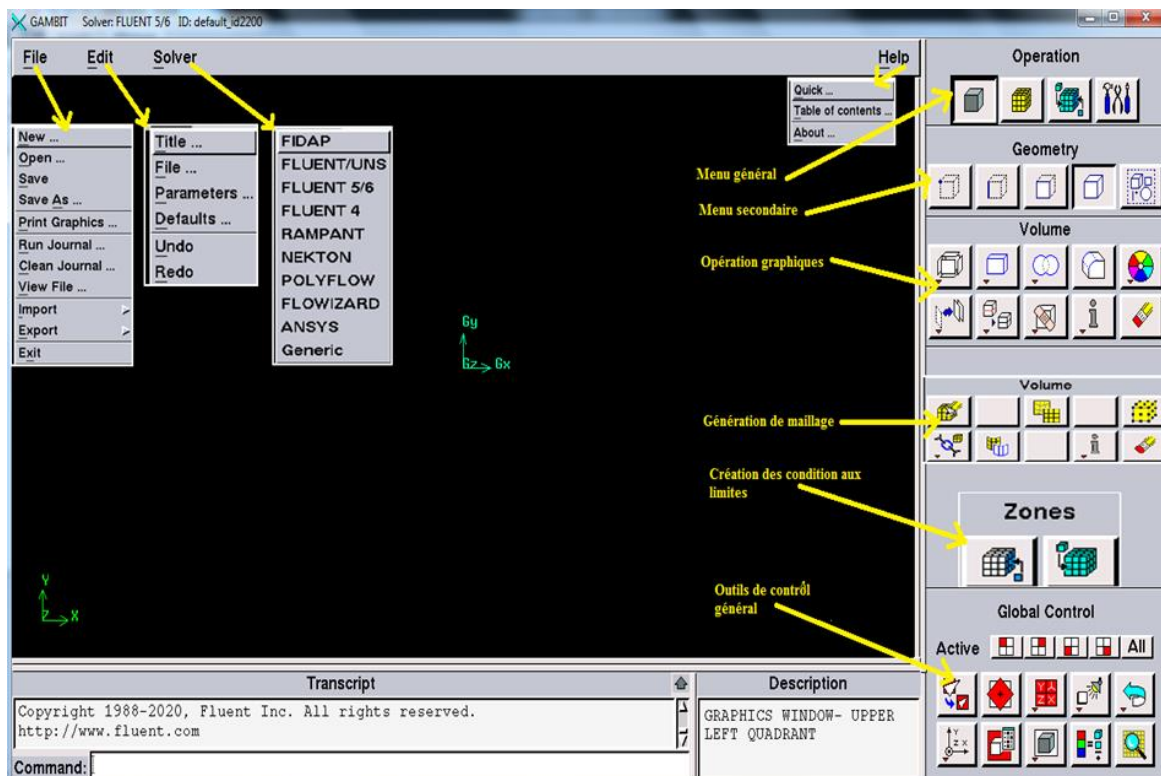


Figure 2.7 Vue globale de le fenêtre Gambit.

Les détails de la fenêtre principale sont affichés dans la figure (2.8.)

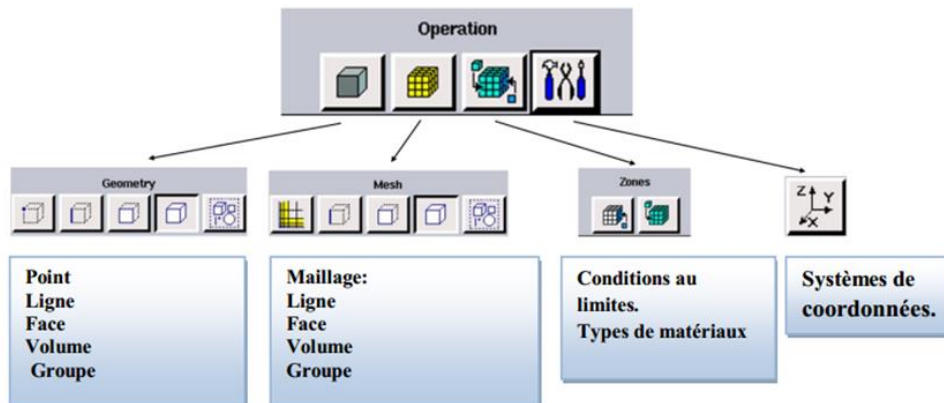


Figure 2.8 Détails du menu principale de Gambit.

3.5.2 Création de la géométrie sur Gambit

La première chose à faire quand on entre sur Gambit est de nommer le système qu'on va construire de telle manière de ne pas le perdre bêtement. 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. Sous GAMBIT, plusieurs types de maillage peuvent être utilisés : structurés, non structurés ou hybrides.

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 le présent travail, l'indépendance des résultats avec le maillage est étudiée pour $S_a = 2mm$ et $\theta = 0^\circ$ ondes sous la valeur la plus élevée de la vitesse d'entrée de l'écoulement.

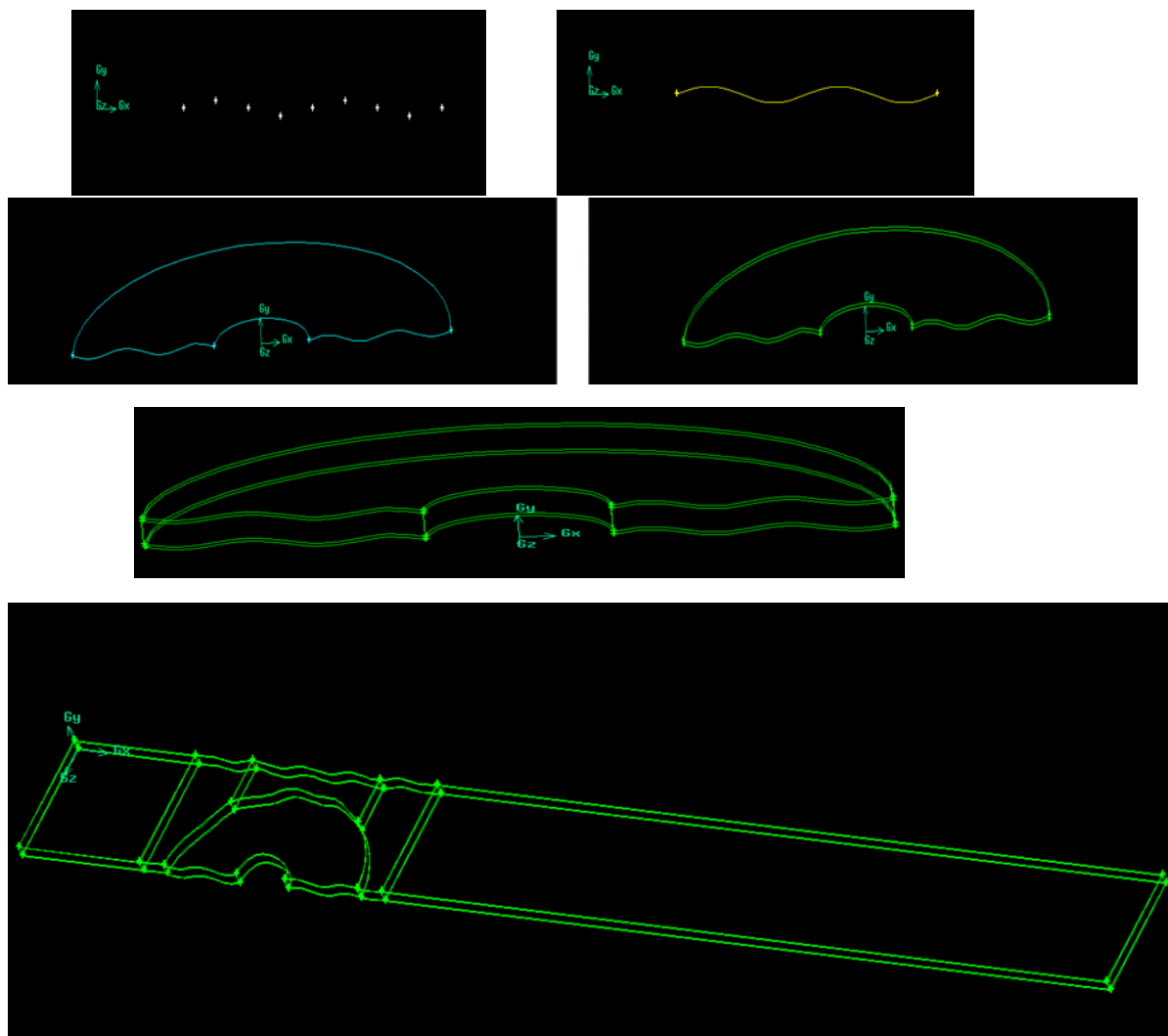


Figure 2.9 Étapes du dessin de la géométrie sur Gambit.

3.5.3 Maillage de la géométrie

Avant d'examiner les effets des paramètres géométriques sur les performances de transfert de chaleur, il est nécessaire d'adopter un système de grille approprié pour les calculs. La géométrie ainsi que le maillage sont créés par le logiciel "Gambit" qui permet des solutions étendues à des géométries complexes.

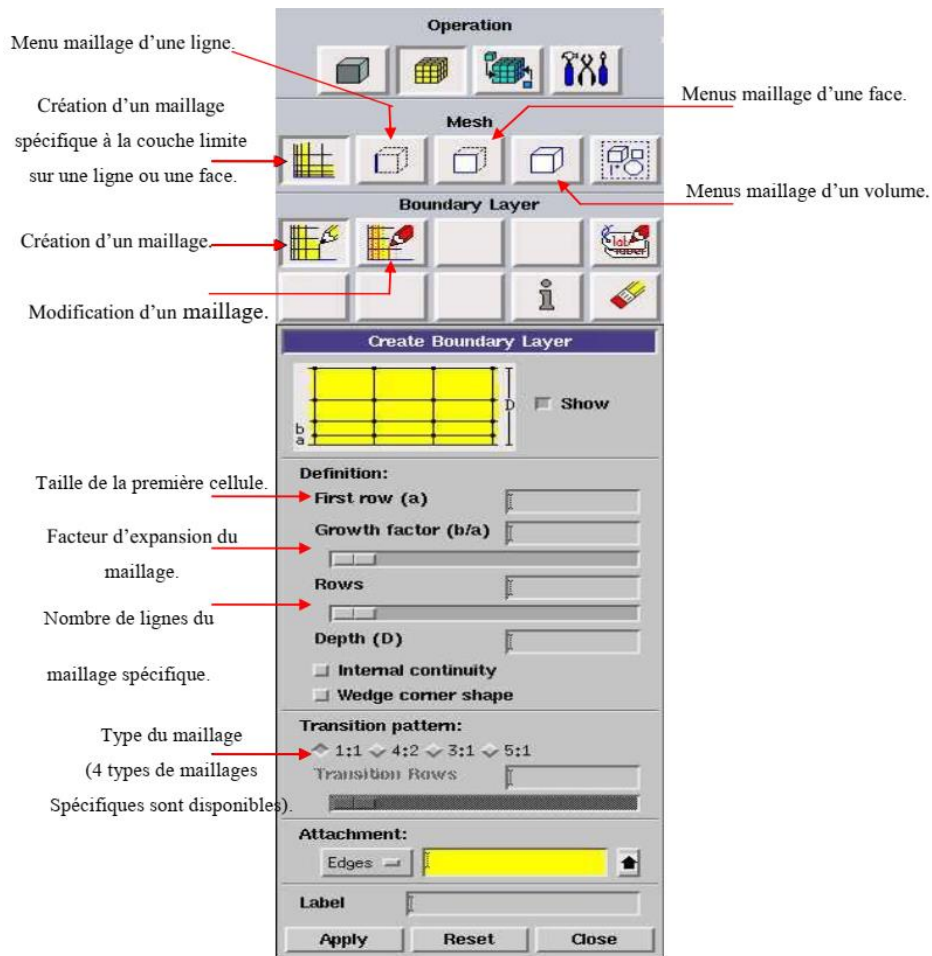


Figure 2.10 Menu Maillage spécifique pour la couche limite.

3.5.4 Etapes de calcul sur Fluent

Fluent est un logiciel de calculs numériques en dynamique des fluides CFD (computational fluid dynamics) destiné à effectuer de simulation numérique des problèmes d'écoulements fluides. Le package Fluent s'appuie sur la méthode des volumes finis pour résoudre les équations régissant le mouvement d'un fluide en écoulement.

Les étapes à suivre pour faire un calcul numérique par fluent sont les suivantes :

Étape 1 : Mise en place du problème (lire le fichier. msh) dans FLUENT :

- La première chose à faire quand vous entrez sous fluent est de choisir le type de résolution que Fluent va avoir à faire : résolution 2D ou 3D. Démarrer la version 3ddp de Fluent et lisez le fichier (exemple: E=0.1.msh).

File > Read > Case

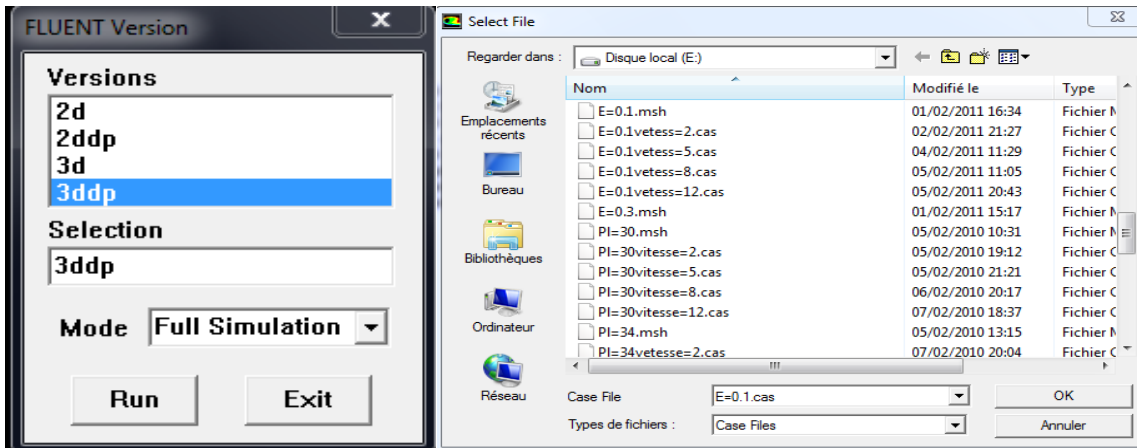


Figure 2.11 Ouvrir la fenêtre Fluent et lisez le fichier (.msh).

- Vérifier l'unité des dimensions du domaine de calcul : **Grid > Scale**

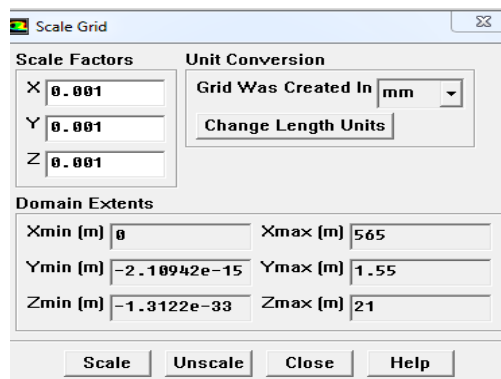


Figure 2.12 Changement de l'unité des dimensions de domaine de calcul.

- Préciser le solveur de propriétés : **Define > Models > Solver**

Pour notre cas, nous avons choisi un solveur basé sur la pression avec une formulation implicite pour un cas 3D et un écoulement stationnaire et une vitesse absolue. D'autres équations peuvent être rajoutées selon les phénomènes étudiés (transfert de chaleur, combustion, multi phases ...).

- Formulation de l'équation d'énergie : **Define > Models > Energy**

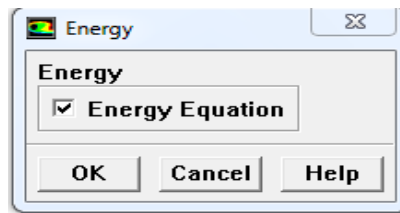


Figure 2.13 Activation de l'équation d'énergie.

- Définition du model de turbulence

> **Models > Viscous**

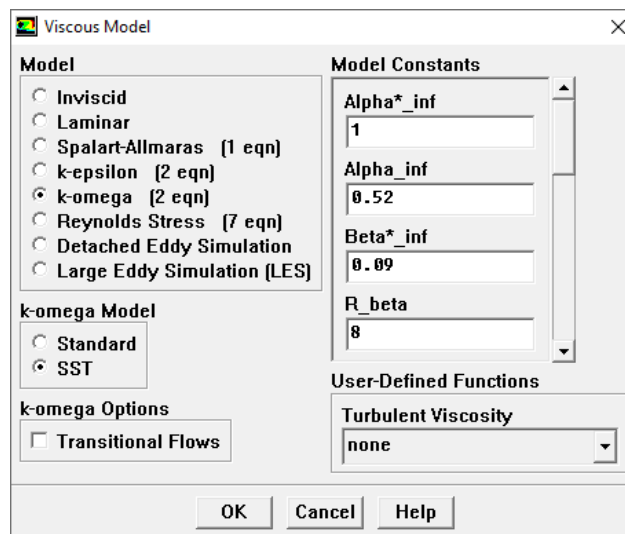


Figure 2.14 Définition du model de turbulence.

- Définir les propriétés des matériaux

Define > Materials...

C'est le choix du fluide ou solide utilisé avec l'introduction des données concernant les propriétés physiques.

- Définir les conditions de références : Introduction des conditions de fonctionnement (ici la pression, la température, la gravité).

Define > Operating Conditions...

- Définir les conditions aux limites :

Define > Boundary Conditions...

Les conditions aux limites pour chaque frontière seront définies avec la fenêtre "Boundary condition". Après avoir sélectionné, chaque fois, la frontière concernée il faut rentrer les conditions aux limites concernés.

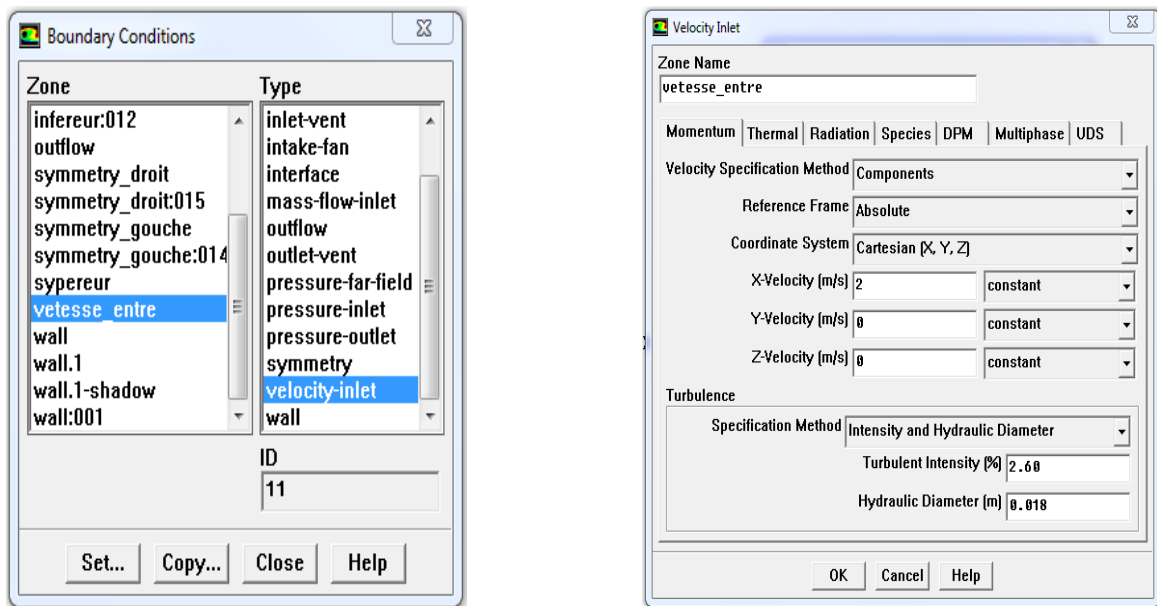


Figure 2.15 Définition des conditions aux limites.

Étape 2 : Solution

Choix du schéma de discrétisation : Pour la pression, les équations de quantité de mouvement, équation d'énergie et les deux équations du modèle de turbulence, le schéma « Upwind » avec une précision du 2^{ed} ordre, est fortement recommandé dans les écoulements de dominance convective. On doit choisir aussi les facteurs de sous-relaxations et l'algorithme PISO pour le couplage pression-vitesse.

Solve > Controls > Solution...

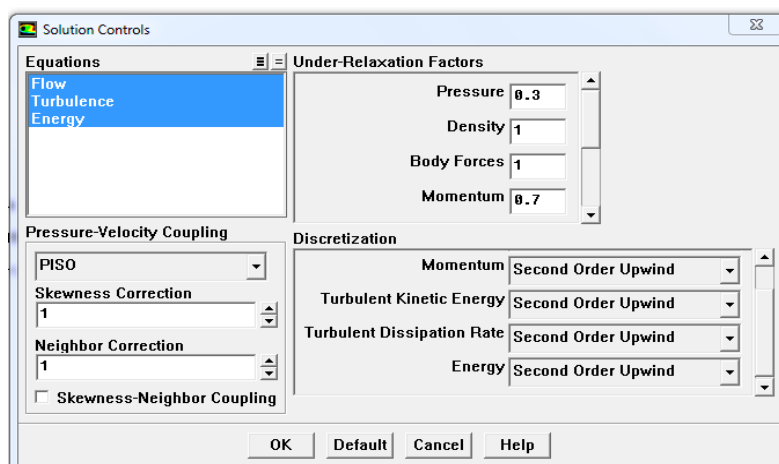


Figure 2.16 Choix des schémas de discrétisation.

- Faire activer l'option "plot" et choisir les critères de convergence.

Solve > Monitors > Residual...

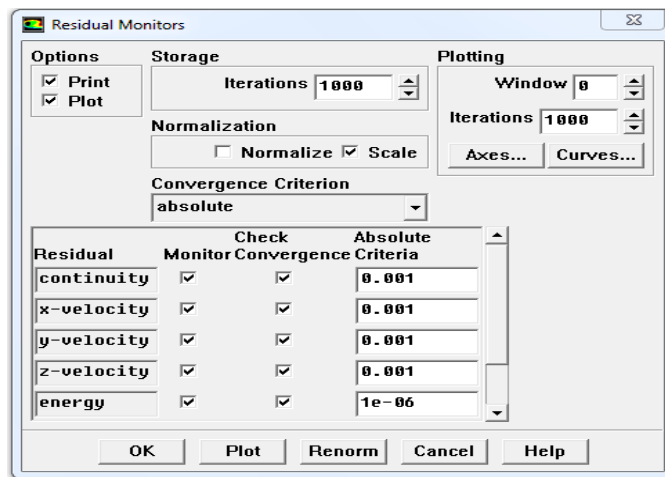


Figure 2.17 Choix des critères de convergence.

- Initialisation de toutes les variables avant de commencer les calculs

Solve > Initialize ...

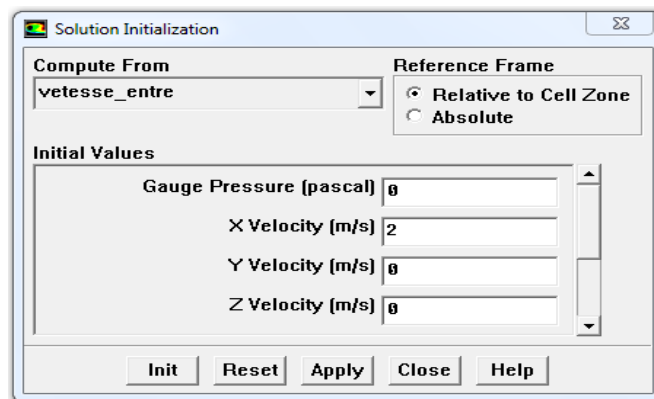


Figure 2.18 Enregistrement des données insérées.

- Lancement des itérations jusqu'à la convergence, puis enregistrer les résultats pour entamer ensuite la phase sortie graphique.

Solve > Iterate

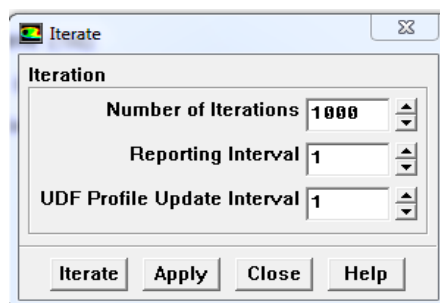


Figure 2.19 Lancement des itérations.

Références :

- [1] J. Jabbour, "Organic materials for the manufacture of heat exchangers for energy efficient systems : development and modeling," Ecole nationale supérieure Mines-Télécom Lille Douai, 2019MTLD0001, 2019.
- [2] H. Nemati and M. Moghimi, "Numerical Study of Flow Over Annular-Finned Tube Heat Exchangers by Different Turbulent Models," *CFD Letters*, vol. 6, no. 3, pp. 101-112, 01/16 2021.
- [3] A. Sadeghianjahromi, S. Kheradmand, H. Nemati, J. S. Liaw, and C. C. Wang, "Compound heat transfer enhancement of wavy fin-and-tube heat exchangers through boundary layer restarting and swirled flow," *Energies*, vol. 11, pp. 1-9, 2018.
- [4] F. Taouri, "Etude du comportement dynamique et thermique de deux écoulements du fluide dans un échangeur de chaleur (comparaison entre le cas simple et cas avec ailettes)," Master Master, Faculté de technologie Département de génie mécanique, Université Abou Bakr Belkaid-Tlemcen, 2013.
- [5] S. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. Hemisph. Publ. Corp, 1980.
- [6] F. Taouri, "Etude du comportement dynamique et thermique de deux écoulements du fluide dans un échangeur de chaleur (comparaison entre le cas simple et cas avec ailettes)," Mémoire de Master, Faculté de technologie Département de génie mécanique, Université Abou Bakr Belkaid-Tlemcen, 2013.
- [7] J. Gong, C. Min, C. Qi, E. Wang, and L. Tian, "Numerical simulation of flow and heat transfer characteristics in wavy fin-and-tube heat exchanger with combined longitudinal vortex generators," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 43, pp. 53-56, 2013.

Chapitre 3. Résultats et discussion

3.1 Introduction

Les résultats numériques obtenus pour un seul rangé de tubes à ailettes annulaires ondulées sont assemblés dans ce chapitre. Nous allons nous intéresser à l'étude numérique de l'influence des paramètres à savoir : angle d'inclinaison des ondes $\theta(^{\circ})$, espacement inter-ailettes S_a et le nombre de Reynolds Re sur les caractéristiques thermo-hydrauliques en régime turbulent stationnaire d'un échangeur thermique. Ces résultats ont été obtenus en utilisant le modèle de turbulence $k - \omega(SST)$.

D'après la recherche bibliographique du chapitre 1, la forme ondulée des ailettes annulaires génèrent des tourbillons en 3D dans l'écoulement, détruisent la couche limite et augmentent le mélange de l'écoulement, par conséquent, il est important de déterminer les caractéristiques thermo-hydrauliques de l'échangeur de chaleur en fonction de l'orientation des ondes de ces géométries d'ailettes. Nous présentons, dans ce chapitre, les résultats numériques de l'effet de l'angle d'inclinaison des ondes $0^{\circ} \leq \theta \leq 90^{\circ}$ et de l'espacement inter-ailettes $1mm \leq S_a \leq 3mm$ sur la distribution de température, le flux thermique échangé ϕ , la chute de pression ΔP et le critère de performance globale (K) pour l'intervalle du nombre de Reynolds $1030 \leq Re \leq 10300$.

3.2 Détermination des paramètres thermiques et dynamiques

Dans la présente étude, la détermination du flux thermique échangé entre les tubes et d'ailettes et l'air ambiant a été effectué en utilisant la relation suivante :

$$\phi = \dot{m}C_p(T_s - T_e) = \dot{m}(H_{sor} - H_{ent}) \quad (3.1)$$

H est l'enthalpie total du fluide, et elle est calculé par Fluent comme indiqué dans la figure ci-dessous.

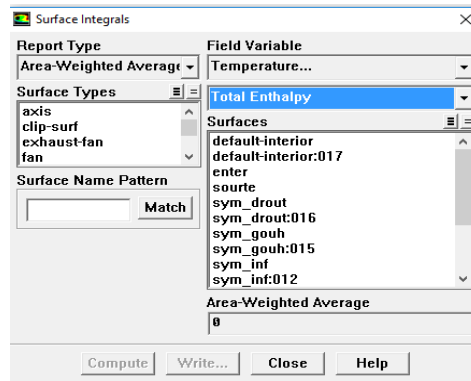


Figure 3.1 Méthode de calcul de l'enthalpie totale.

Le logiciel Fluent permet aussi le calcul de la chute de pression ΔP pour chaque géométrie et pour chaque vitesse d'écoulement de l'air :

$$\Delta P = P_{ent} - P_{sor} \quad (3.2)$$

P_{ent} et P_{sor} : représentent, respectivement, la pression totale du fluide à l'entrée et à la sortie du domaine de calcul.

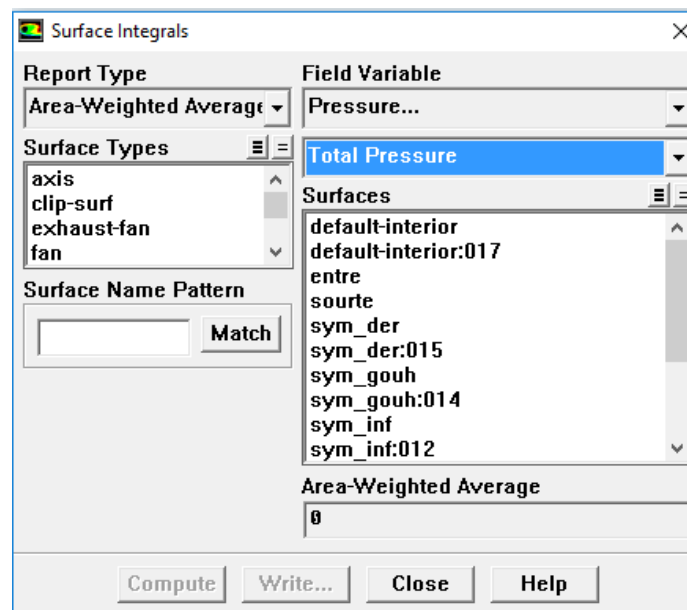


Figure 3.2 Méthode de calcul de la chute de pression.

Dans la présente étude, le coefficient de performance global K est également utilisé pour déterminer l'efficacité globale de l'échangeur de chaleur avec un volume donné. Il est défini comme le gain du flux thermique échangé par unité de consommation d'énergie :

$$K = \frac{\phi}{\Delta P \dot{V}} \quad (3.3)$$

$\dot{V} = V \cdot S_p$: Est le débit volumique de l'écoulement du fluide et S_p est la section de passage de l'écoulement.

3.3 Résultats et discussions

3.3.1 Effet de l'angle d'inclinaison des ondes

Pour l'espace inter-aillettes $S_a = 2\text{mm}$ un nombre d'ondes $N_{ond} = 4$ et un intervalle du nombre de Reynolds $1030 \leq Re \leq 10300$, l'impact de l'angle d'inclinaison θ (angle entre la direction des ondes et le sens de l'écoulement) sur le fonctionnement de l'échangeur thermique est présenté et analysé dans cette section de travail. La variation du flux thermique échangé avec le nombre de Reynolds pour les valeurs d'angle d'orientation des ondes $0^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$ est représentée sur la figure 3.3. Les courbes de cette figure montrent que, quel que soit la valeur de θ , il y a une amélioration du transfert thermique avec l'augmentation de Re en raison de l'augmentation du transfert convectif à haute vitesse. La figure montre aussi que la paramètre géométrique θ a une influence remarquable sur le flux thermique ϕ . Quel que soit la valeur de Re , un écoulement perpendiculaire avec les ondes donne les bonnes valeurs du ϕ par rapport aux autres cas. Quantitativement, l'ailette avec un angle $\theta = 0^\circ$ donne un flux thermique supérieur de 24,4% (à $Re = 1030$) et de 15,7% (à $Re = 10300$) comparativement avec le cas de $\theta = 35^\circ$. D'une autre part, l'ailette classique plane donne les faibles valeurs du flux thermique, cela est due au fait que la surface d'échange thermique est petite comparativement avec le cas des surfaces ondulées. La forme ondulée des ailettes intensifie également le mélange de l'écoulement du fluide et réduit l'épaisseur de la couche limite, améliorant ainsi considérablement l'échange de chaleur par convection.

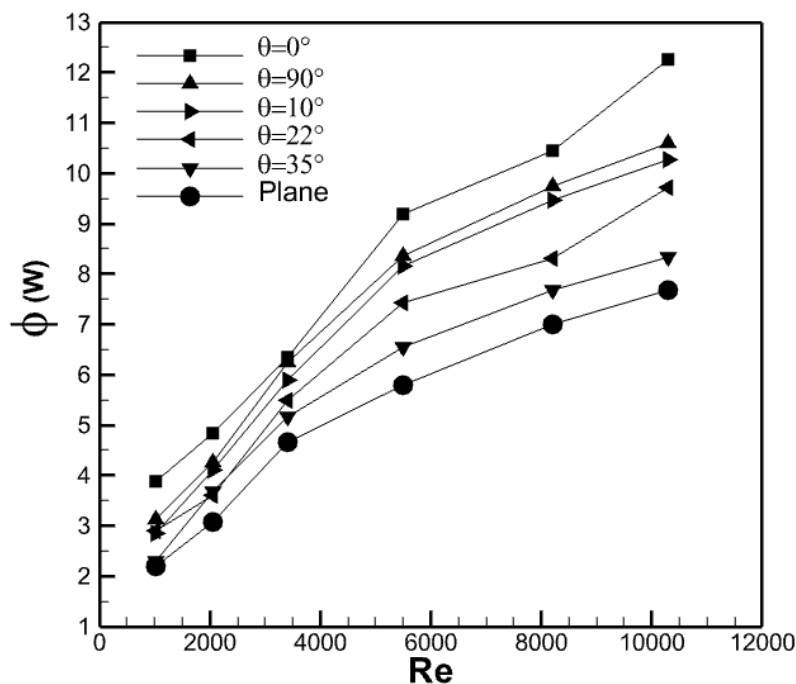


Figure 3.3 Effet de l'angle d'inclinaison des ondes sur le flux thermique échangé.

Pour enrichir davantage notre discussion sur l'effet de θ sur le flux thermique échangé, nous comparons dans la figure ci-dessous les contours de température pour trois configurations d'ailettes ($\theta=0^\circ$, $\theta=90^\circ$ et ailettes plane) avec $Re = 10300$ à la section transversale de $y = S_a/2$. Nous pouvons clairement voir qu'il existe un gradient de température significatif avec la direction de l'écoulement pour l'ailette avec $\theta=0^\circ$ comparativement au cas de $\theta=90^\circ$ et l'ailette plane, ce qui indique un bon échange thermique entre les surfaces des tubes à ailettes ondulées et l'air froid. Cela pourrait être dû au fait que quand les ondes sont perpendiculaires avec l'écoulement du fluide la zone de recirculation derrière les tubes diminue, le mélange du fluide augmente et détruite aussi la couche limite.

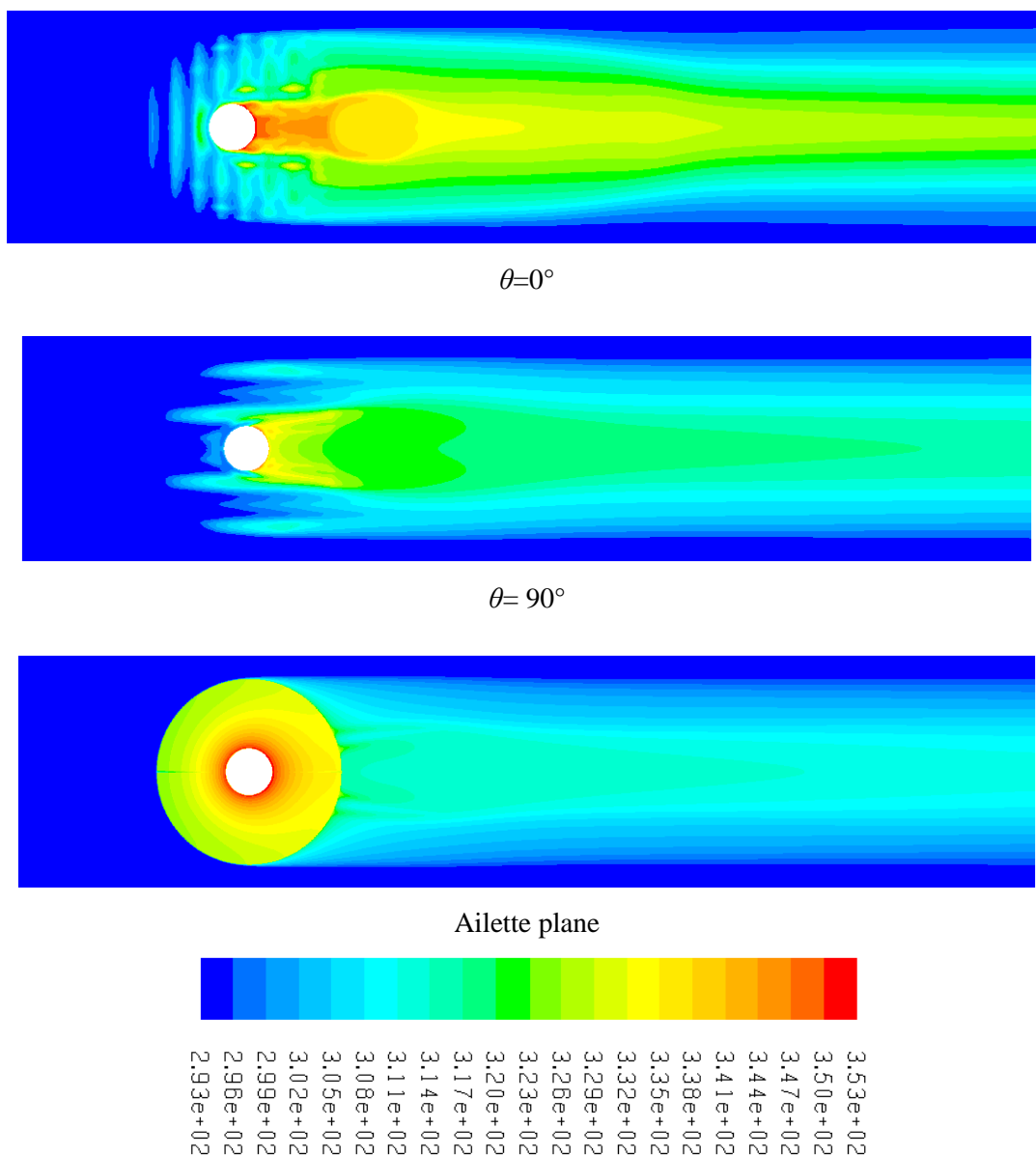


Figure 3.4 Contours de température pour trois formes d'ailette, à $Re= 10300$.

Dans la construction d'échangeurs de chaleur, la perte de charge admissible ΔP est limitée. En conséquence, l'évaluation du transfert de chaleur dans ces dispositifs est souvent suivie par des études de la chute de pression. La figure (3.5) représente les résultats de la variation de la chute de pression ΔP en fonction de l'angle d'inclinaison θ dans l'intervalle du nombre de Reynolds [1030-10300]. Les courbes de cette figure montrent que, quel que soit la valeur de θ , une augmentation du nombre de Reynolds entraîne une augmentation des valeurs de ΔP . Concernant la forme ondulée des ailettes, les ailettes avec des ondes inclinées de $\theta=90^\circ$ donnent les faibles valeurs de ΔP puisque la force de trainée est faible quand l'écoulement et les ondes sont parallèles. Lors de l'augmentation de θ de 0° à 90° , la valeur de ΔP diminue par 33,2% pour $Re = 1030$ et par 37,6% pour $Re = 10300$. Nous pouvons également observer que l'ailette plane génère les faibles valeurs de la chute de pression, quel que soit la valeur de Re . Cela est due au fait que les frottements, les zones de recirculation et la force de trainée sont très faibles avec l'absence des ondes.

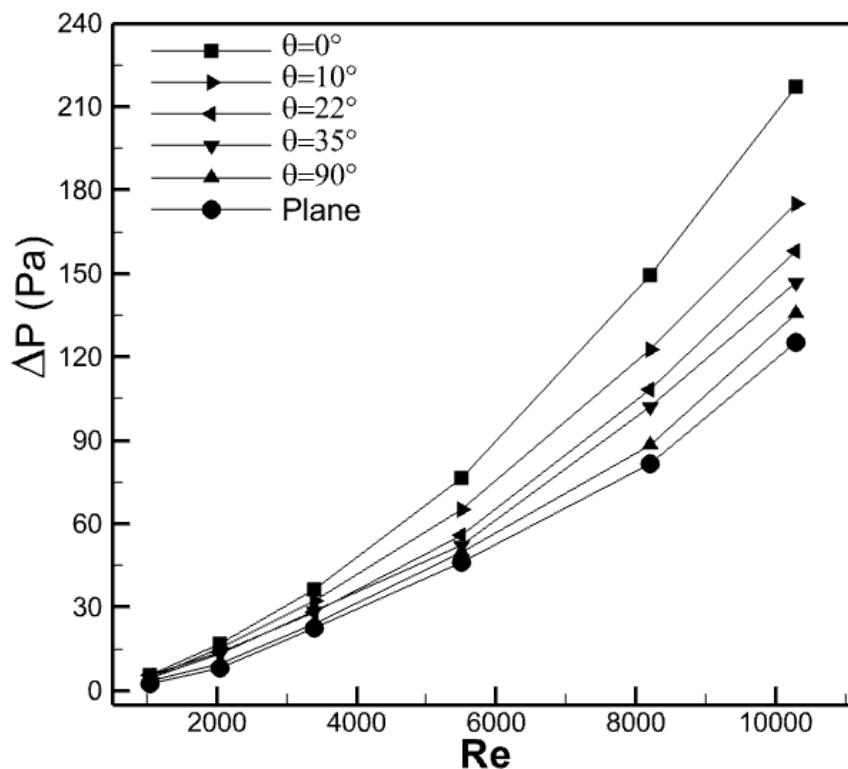


Figure 3.5 Effet de l'angle d'inclinaison des ondes sur la chute de pression.

Selon la conception de base des faisceaux de tubes à ailettes, une surface d'échange thermique totale requise doit être réalisée sans réduire l'intensité d'échange thermique et augmenter les pertes de charge. Par conséquent, le coefficient d'évaluation de performance K est utilisé aussi dans la présente étude pour déterminer l'impact de l'angle θ sur la

performance globale des échangeurs à ailettes annulaires avec des ondes sinusoïdales. Avec un espacement inter-aillettes $S_a = 2mm$, la figure ci-dessous montre la variation du coefficient K avec l'angle θ et le nombre de Reynolds. L'aillette avec $\theta = 90^\circ$ fournit des valeurs de K supérieur, non seulement au l'aillette conventionnel plane, mais aussi à toutes les autres ailettes ondulées pour n'importe quelle valeur de Re , ce qui est dû à l'amélioration utile du transfert de chaleur et aux pertes de charge réduits dans le cas de $\theta = 90^\circ$. Quantitativement, le critère d'évaluation de performance pour $\theta = 90^\circ$ est supérieur d'environ 37,7-61,9 % à celui de l'aillette avec un angle $\theta = 35^\circ$, selon Re . Généralement, le critère K de l'échangeur de chaleur à ailettes ondulées diminue à mesure que l'angle θ augmente pour l'intervalle $0^\circ \leq \theta \leq 35^\circ$.

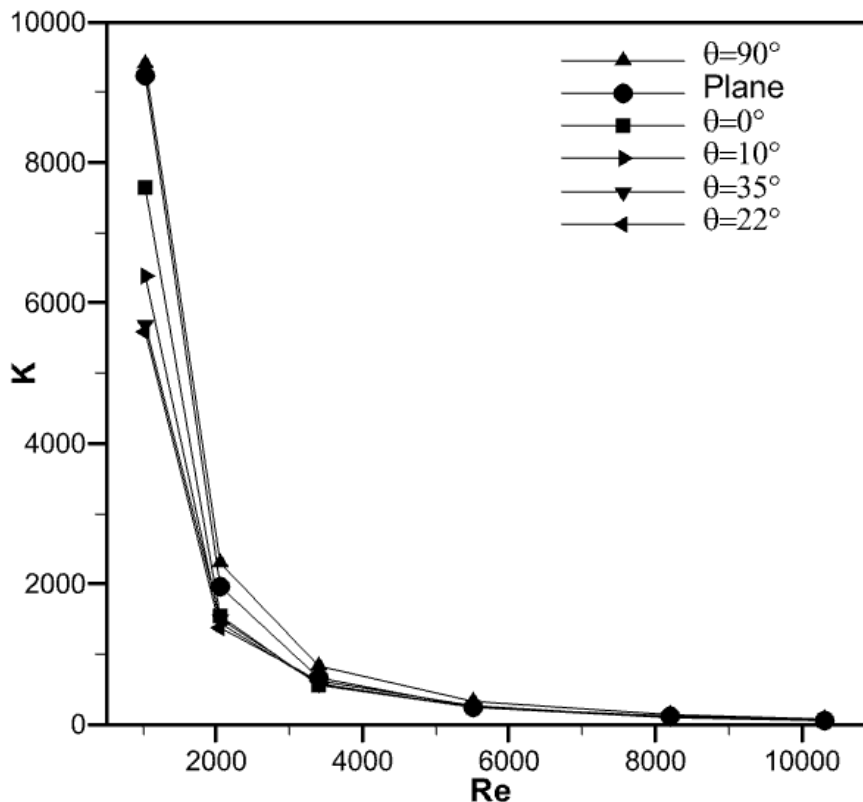


Figure 3.6 Variation du coefficient de performance en fonction de l'angle d'inclinaison des ondes.

3.3.2 Effet de l'espacement inter-aillettes

Généralement, on s'attend à ce qu'un écoulement avec un petit espace entre les ailettes ait une couche limite épaisse, réduisant ainsi les performances thermiques. Par conséquent, un grand soin doit être pris lors de la détermination de l'espacement des ailettes admissible dans la conception des faisceaux de tubes ailetés. Le modèle utilisé dans cette partie comprend des ailettes ondulées avec la meilleure valeur de l'angle d'inclinaison ($\theta = 90^\circ$), et l'espacement

des ailettes varie de 1 à 3 mm par un incrément de 0,5 mm. Le type du matériau des ailettes étudiées dans ce mémoire est celle fréquemment utilisés par les fabricants dans les échangeurs de chaleur (Aluminium).

La variation du flux de chaleur en fonction de l'espacement inter-ailettes S_a est présentée dans la figure 3.16 pour l'intervalle $1030 \leq Re \leq 10300$. De cette figure on peut constater que le flux de chaleur augmente avec l'augmentation de S_a jusqu'à un certain point (l'espacement optimal $S_a = 2mm$), et cette augmentation dépend de la valeur de Re . Tout ajout des ailettes après avoir atteint l'espacement optimal n'influe pas suffisamment le transfert de chaleur, car l'espacement des ailettes ne dépasse pas suffisamment l'épaisseur de la couche limite thermique. Quantitativement, l'espacement $S_a = 3mm$ fournit des valeurs de ϕ de 22,3-65,5 % plus élevées que ceux du cas $S_a = 1mm$.

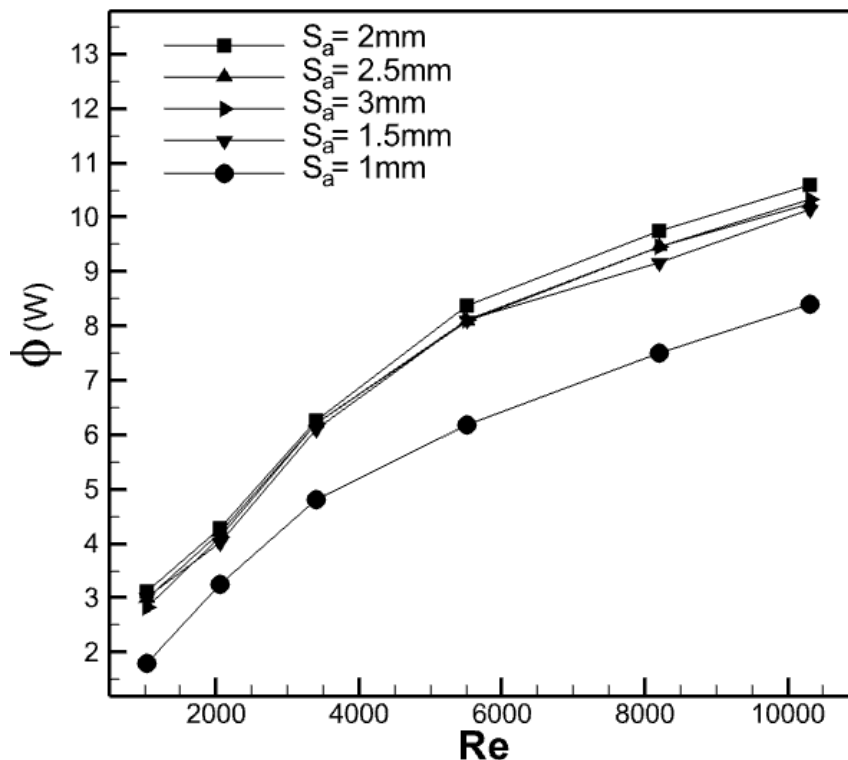


Figure 3.7 Effet de l'espacement inter-ailettes sur le flux thermique échangé.

La figure (3.8) montre la distribution de la température à l'intérieur des ailettes ondulées pour deux valeurs de S_a . Les résultats de cette figure montrent que le gradient de température suivant la direction de l'écoulement, pour l'espacement inter-ailettes $S_a = 1mm$ est élevé que le cas de $S_a = 2mm$. En conséquence, nous pouvons déduire que, sous le même

nombre de Reynolds, les caractéristiques de transfert de chaleur augmentent si nous élargissons l'espace inter-ailettes.

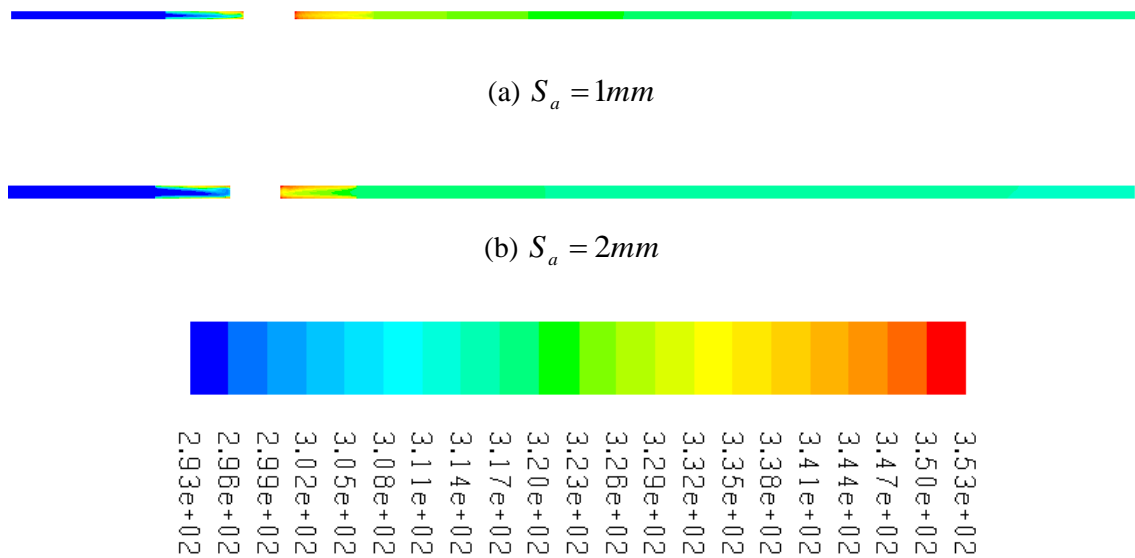


Figure 3.8 Contours de température pour : (a) $S_a = 1mm$; (b) $S_a = 2mm$ pour $Re = 10300$.

La figure 3.9 montre la variation de la chute de pression ΔP avec l'espace inter-ailettes S_a pour le cas de $\theta = 90^\circ$ et pour toutes les valeurs de Re . Quel que soit la valeur de S_a , une augmentation du nombre de Reynolds entraîne une augmentation de ΔP . D'une autre part, la chute de pression ΔP diminue, quel que soit la valeur de Re , avec l'augmentation du pas inter-ailettes. Cette diminution est due à la réduction de l'interaction entre les couches limites dynamiques quand la valeur de S_a augmente. Si l'espace entre deux ailettes annulaires ondulées augmente de 1 mm à 3 mm, la chute de pression diminue de : 191% (pour $Re = 1030$), 246% (pour $Re = 5500$) et de 212% (pour $Re = 10300$).

La figure (4.10) montre que le coefficient de performance K diminue avec l'augmentation du nombre de Re et la diminution de l'espace inter-ailettes. Cela est dû à l'amélioration du flux thermique ϕ et la réduction de la puissance de pompage ($\dot{V} \cdot \Delta P$) avec l'augmentation de S_a . Toutefois, le pourcentage d'amélioration du coefficient K avec l'augmentation de S_a entre 1 mm et 3mm varie selon la valeur de Re par : 147% (pour $Re = 1030$), 86,7% (pour $Re = 3400$) et 70% (pour $Re = 10300$).

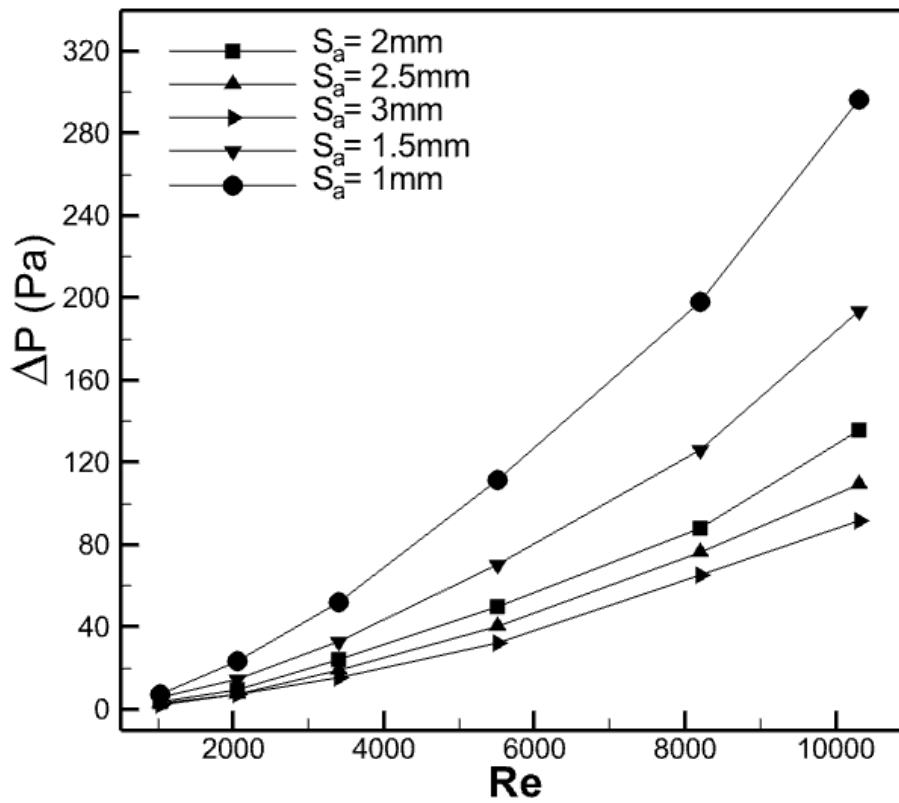


Figure 3.9 Effet de l'espacement inter-ailettes sur la chute de pression.

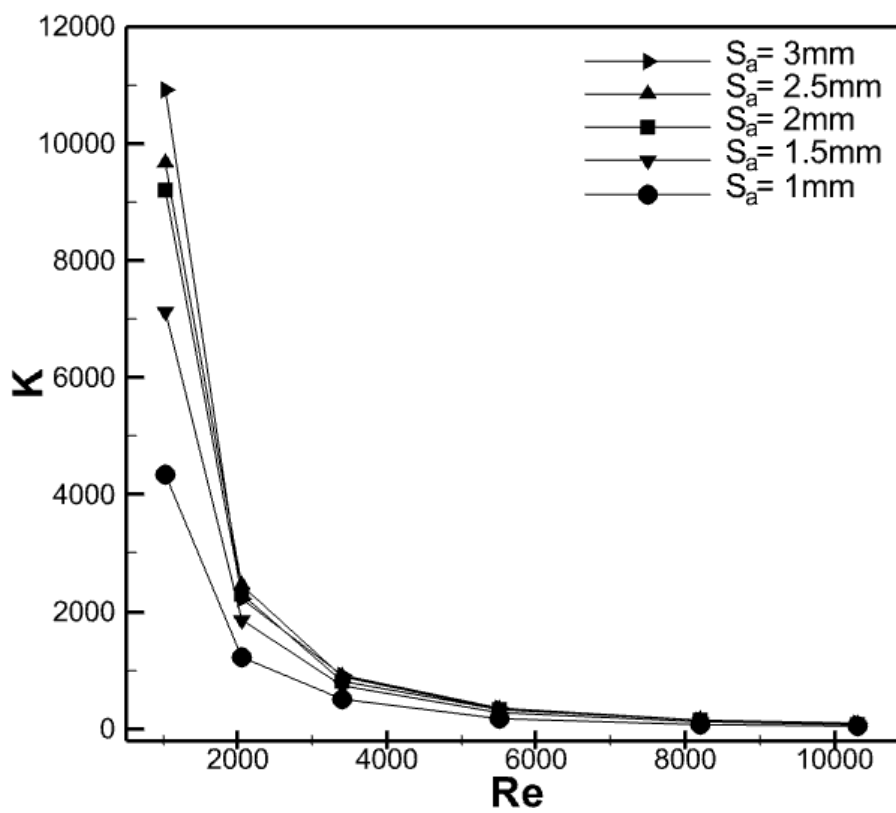


Figure 3.10 Effet de l'espacement inter-ailettes sur le coefficient de performance.

3.3.3 Effet du nombre de Reynolds

Les travaux de recherche mentionnés dans le chapitre 1 montrent que la valeur du nombre de Reynolds a une influence importante sur les caractéristiques thermo-hydrauliques des échangeurs thermiques de tubes ailetés. Ce nombre adimensionnel (qui représente le rapport entre les forces dynamiques et les forces visqueuses) est dépendant de la vitesse de l'écoulement, la longueur caractéristiques de la géométrie ainsi que de la nature du fluide.

Les résultats de la variation du flux thermique échangé ϕ , des pertes de charge ΔP et du coefficient K en fonction du nombre de Reynolds pour deux valeurs de θ et d'espacement inter-ailettes S_a sont représentés dans les tableaux (3.1) et (3.2), respectivement. Quel que la valeur de l'angle d'inclinaison et d'espacement inter-ailettes, les résultats de ces tableaux affirment que le flux thermique et la chute de pression augmentent avec le nombre de Reynolds. Pour $\theta = 90^\circ$ l'augmentation de Re entre 5500 et 10300 entraîne une augmentation du flux thermique ϕ par 26,6% et de la chute de pression ΔP par 171%. Cependant, les résultats de ces tableaux montrent que, quel que soit la géométrie de l'échangeur thermique, le coefficient de performance K diminue avec l'augmentation de Re . Cela est due à l'augmentation rapide de la puissance de pompage ($\Delta P \dot{V}$) comparativement avec l'amélioration lente du flux thermique.

Nombre de Reynolds	$\theta = 90^\circ$			$\theta = 0^\circ$		
	ϕ (W)	ΔP (Pa)	K	ϕ (W)	ΔP (Pa)	K
Re= 1030	3,12	3,61	9394	3,88	5,41	7646
Re= 5500	8,37	49,91	335	9,18	76,35	240
Re= 10300	10,6	135,5	83	12,27	217	60

Tableau 3.1 Effet de Re sur les performances de l'échangeur pour deux valeurs de θ .

Nombre de Reynolds	$S_a = 1\text{mm}$			$S_a = 3\text{mm}$		
	ϕ (W)	ΔP (Pa)	K	ϕ (W)	ΔP (Pa)	K
Re= 1030	1,8	7,37	4342	2,98	2,08	10920
Re= 5500	6,19	111,16	186	8,09	32,08	360
Re= 10300	8,39	296,5	50	10,26	91,57	85

Tableau 3.2 Effet de Re sur les performances de l'échangeur pour deux valeurs de S_a .

Conclusion générale

Le travail effectué dans ce mémoire est destiné à l'étude de l'intensification des échanges thermiques dans un échangeur de tube équipé de ailettes annulaires avec des ondes inclinées à différents angles lors d'un écoulement externe turbulent du fluide en convection forcée. Il explore en détail, l'impact de l'angle d'inclinaison des ondes et l'espacement inter-ailettes sur les performances énergétiques d'un échangeur de chaleur pour l'intervalle du nombre de Reynolds $1030 \leq Re \leq 10300$. Des simulations numériques en 3D ont été effectuées à l'aide du modèle de turbulence $k-\omega$ (*SST*) du code de calcul Fluent 6.2. L'étude porte principalement sur les échangeurs avec des ailettes à ondes sinusoïdales parallèles.

Les résultats numériques obtenus montrent l'impact de l'angle d'inclinaison θ et de l'espacement inter-ailettes S_a sur la distribution de température, le flux thermique échangé, la chute de pression et le coefficient de performance pour différents nombres de Reynolds.

A partir des résultats obtenus, on peut tirer les conclusions suivantes :

- Quel que soit la valeur de Re , un écoulement perpendiculaire avec les ondes donne les bonnes valeurs du flux par rapport aux autres cas. Quantitativement, l'ailette avec un angle d'ondes $\theta = 0^\circ$ donne un flux supérieur de 24,4% (à $Re = 1030$) et de 15,7% (à $Re = 10300$) comparativement avec le cas de $\theta = 35^\circ$.
- Les ailettes avec des ondes inclinées de $\theta = 90^\circ$ donnent les faibles valeurs de ΔP et les meilleures valeurs du coefficient de performance globale K .
- L'ailette classique plane donne les faibles valeurs de ΔP et du ϕ , quel que soit Re .
- Dans l'intervalle $1030 \leq Re \leq 10300$, la chute de pression diminue avec l'augmentation de S_a tandis que le flux thermique augmente jusqu'à une valeur optimale $S_a = 2mm$ puis reste approximativement constant.
- Quel que soit la forme de l'ailette, une augmentation du nombre de Re entraîne une augmentation du flux ϕ , de la chute de pression et une diminution du coefficient K .