



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

Republique Algérienne Democratique Et Populaire

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

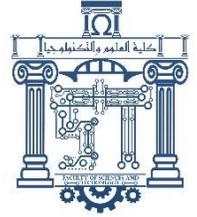
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة الشهيد Echikh Larbi Tébessi - تébessa -

Université Echahid Echikh Larbi Tébessi – Tébessa –

Faculté des Sciences et de la Technologie

Département de Génie Mécanique



MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du **diplôme** de **Master Académique**

Spécialité : **Énergétique**

Par : BEGHIL DJIHED

NADJAH BAHA EDDINE

Intitule

Influence de l'éspacement des ailettes sur le transfert thermique par convection libre au niveau de l'évaporateur d'une machine frigorifique

Présenté et soutenu publiquement, le 07/06/2023, devant le jury composé de :

Président : MDOUKI Ramzi
Encadreur : AGGOUN Rabah
Examineur : F.Z. Chelloug

PR Université de Tébessa
MCB Université de Tébessa
MAA Université de Tébessa

Promotion : 2022/2023

إهداء

الحمد لله الذي وفقني و أعانني لأصل لما عليه أنا الآن

أهدي مشروع تخرجي هذا إلى من وهبوني الحياة و علموني الحب و الأمل

إلى من أفضلها على نفسي التي سهرت ليالي من أجل راحتي و من إستيقظت فجرا من أجل الدعاء لي , التي ضحت من أجلي و لم تدخر جهدا في سبيل إسعادي , إلى التي لا تكفي الكلمات و العبارات على وصفها

«أمي الغالية»

إلى من نسير في دروب الحياة و يبقى من يسيطر على أذهاننا في كل مسلك نسلكه , الذي كان و مزال سندا لي في هذه الحياة إلى الذي لم يبخل علينا بالنفس و النفيس صاحب الوجه الطيب و الأفعال الحسنة

«أبي الغالي»

العم هو الأب الثاني , إلى عمي الحنون الذي اعتبره بمثابة أبي الذي لم يبخل عني اي شيء يستطيع فعله إلى كل العائلة «إخواتي , أخوالي , أعمامي , أبناء أعمامي , أصدقائي

« *Beghil Djihed* »

إهداء

الحمد لله الذي وفقني وأعانني لأصل إلى ما انا عليه الآن

أهدي مشروع تخرجي هذا إلى من وهبوني الحياة وعلموني الحب والأمل

إلى من تتذكرني في صلاتها ودعائها إلى من سهرت الليالي تنير دربي إلى من تشاركني أفراحي وأسائي

إلى نبع العطف والحنان إلى أجمل إبتسامة في حياتي و أروع إمراءة في الوجود

« أمي الغالية »

إلى من علمني أن الدنيا كفاح وسلاحها العلم والمعرفة إلى الذي لم يبخل علي بأي شيء إلى من سعى لأجل

راحتي ونجاحي إلى أعظم وأعز رجل في الكون إلى قدوتي في الحياة

« أبي الغالي »

إلى سنداي في الحياة ومن ساعداني في الماضي وراء العلم والنجاح

« أخي وأختي »

« *NADJAH BAHA EDDINE* »

Résumé

Notre travail vise à étudier l'influence de l'espacement des ailettes sur le coefficient de transfert de chaleur par convection libre entre l'évaporateur d'une machine frigorifique et l'ambiance.

Nous avons tenu compte de l'approximation de Boussinesq en régime permanent à trois dimensions en supposant que le fluide est incompressible au niveau de l'évaporateur constitué d'ailettes en aluminium verticales, avec une section rectangulaire traversées par des tubes en cuivre dans le plan médian des ailettes.

Nous avons fait une simulation numérique en utilisant les logiciels Gambit et Fluent. Les résultats obtenus montrant l'influence de la distance entre les ailettes sur le transfert de chaleur sont présentés sous formes de contours, lignes de courant et graphique.

ملخص

يهدف عملنا الى دراسة تأثير تباعد جنيحات مبادل حراري على معامل انتقال الحرارة بالحمل الطبيعي. أخذنا بعين الاعتبار تقريب بوسينيسك في جريان دائم وثلاثي الأبعاد مع افتراض أن المائع غير قابل للانضغاط على مستوى مبخر ذي جنيحات (الومينيوم) رأسية ذات مقطع مستطيل يعبرها انابيب نحاسية في مستواها المنصف.

قمنا بمحاكاة عددية باستخدام برنامج Gambit وFluent وتحصلنا على نتائج تبين تأثير المسافة بين الجنيحات على الانتقال الحراري على شكل بياني, خطوط تيار و التوزيعات درجة الحرارة والسرعة

Abstract

Our work aims to study the influence of the spacing of the fins on the coefficient of heat transfer by free convection between the evaporator of a refrigerating machine and the atmosphere.

We have taken into account the approximation of Boussinesq in three-dimensional steady state, assuming that the fluid is incompressible in the evaporator consisting of vertical aluminium fins, with a rectangular section crossed by copper tubes in the median plane of the fins.

We did a numerical simulation using Gambit and Fluent.

The results obtained showing the influence of the distance between the fins on the heat transfer are presented in the form of contours, current lines and graph.

Les mots clés

Echangeur de chaleur – Convection naturelle – Transfert de chaleur – Flux – Température Ecoulement – Gambit&Fluent – Evaporateur – Ailettes.

Table de matière

Résumé

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclature

Introduction générale

I.	Chapitre I Généralités sur le transfert de chaleur	2
I.1	Introduction	2
I.2	Définition du transfert de chaleur	2
I.3	Modes de transfert de chaleur	3
I.3.1	Conduction	3
I.3.2	Rayonnement.....	4
I.3.3	Convection thermique	6
II.	Chapitre II Généralités sur les échangeurs de chaleur	16
II.1	Introduction	16
II.2	Définition	16
II.3	Principe de fonctionnement	16
II.4	Critères de classification des échangeurs de chaleur	17
II.4.1	Type de contact	17
II.4.2	Classement suivant la disposition des écoulements.....	17
II.4.3	Classement suivant les types d'échange.....	19
II.4.4	Classement technologique	20
II.4.5	Classement fonctionnel	20
II.4.6	Classement suivant la compacité de l'échangeur	20
II.4.7	Types d'échangeurs de chaleur.....	21
II.5	Ailettes	25
II.5.1	Définition.....	25
II.5.2	Différents types d'aillettes	25
II.5.3	Intérêt des ailettes	27

II.5.4	Efficacité d'ailette	27
II.5.5	Objectif.....	27
II.6	Pompe à chaleur	28
II.7	Fluide frigorigène	30
II.7.1	Types de fluides frigorigènes utilisés	31
II.7.2	Principe de fonctionnement.....	31
II.7.3	Choix du fluide frigorigène	32
III.	Chapitre III Géométrie et modélisation mathématique	33
III.1	Introduction	33
III.2	Géométrie de l'échangeur	33
III.3	Modèle mathématique.....	35
III.3.1	Hypothèses simplificatrices.....	35
III.3.2	Équation de continuité.....	35
III.3.3	Équation de quantité de mouvement	36
III.3.4	Équation d'énergie	38
III.3.5	Conditions aux limites.....	39
III.3.6	Calcul du flux de chaleur échangé.....	39
IV.	Chapitre IV Simulation numérique avec Gambit &Fluent.....	42
IV.1	Introduction	42
IV.2	CFD.....	42
IV.3	Outil Gambit	43
IV.4	Méthode d'utilisation de Gambit	43
IV.4.1	Menu principal de Gambit.....	44
IV.4.2	Etapas départ 2D jusqu'à 3D	44
IV.5	Présentation du logiciel "Fluent"	49
IV.6	Principales étapes de simulation sous FLUENT	50
V.	Chapitre V: Résultats et Commentaires.....	58
V.1	Introduction	57
V.2	Résultats et commentaires.....	57
V.2.1	Distribution de la température	57
V.2.2	Distribution de la vitesse de l'air	60
V.3	Différence entre le flux de chaleur en 2D et 3D	63
V.4	Tableaux de résultats calculés	65
VI.	Conclusion Générale	66

<i>Annexe A</i>	68
A.1 destrubetion de la température d' air.....	68
A.2 Distribution de la vitesse de L'air	69
A.3 Evolution de la température des ailettes.....	70
A.4 Evolution de la température de l'air pour $x=d/2$	71
A.5 Evolution de la vitesse de l'air pour $x=d/2$	72
Annexe B.....	73
B.1 Corrélations pour le calcul du coefficient d'échange en convection naturelle 24	73
Bibliographie	75

Liste des figures

Figure I-1: Echange de chaleur par conduction.....	3
Figure I-2: régime d'écoulement en convection forcée.....	8
Figure I-3 : convection naturelle d'une plaque chaude.....	10
Figure I-4: Phénomène de la convection forcée.....	13
Figure II-1: Principe d'un échangeur à Co-courants.....	17
Figure II-2 : Principe d'un échangeur à contre courants.....	18
Figure II-3: Principe d'un Échangeur à courant croisé.....	18
Figure II-4: Principe d'un Échangeur à tête d'épingle.....	19
Figure II-5: Schéma d'un échangeur tubulaire.....	21
Figure II-6: Schéma d'un échangeur monotube en serpentin.....	21
Figure II-7: Schéma d'un échangeur coaxial cintré.....	22
Figure II-8: Schéma d'un échangeur à tubes séparés.....	22
Figure II-9: Schéma d'un échangeur à tubes à ailettes.....	23
Figure II-10: Principe d'un échangeur à tubes et calandre.....	24
Figure II-11: Schéma d'un échangeur à plaques.....	24
Figure II-12: Ailettes transversales.....	26
Figure II-13: Ailettes transversales.....	26
Figure II-14: Ailettes longitudinales.....	27
Figure II-15: fonctionnement d'une pompe à chaleur en hiver.....	28
Figure II-16: fonctionnement d'un condenseur.....	29
Figure II-17: Fonctionnement d'un évaporateur.....	30
Figure II-18 Schéma et cycle d'une machine frigorifique.....	32
Figure III-1: la chaleur de l'air ambiant au moyen des ailettes plus froides.....	33
Figure III-2: Présentation globale de la géométrie.....	33
Figure III-3: Dimensions des éléments de l'échangeur.....	34
Figure III-4: Domaine de calcul et Conditions aux limites.....	39
Figure IV-1: Menu principal de Gambit.....	44
Figure IV-2 : Maillage du domaine 2D.....	44
Figure IV-3 : Visualisation des faces du domaine.....	45
Figure IV-4 : Création du volume.....	46
Figure IV-5 : Maillage des volumes 3D.....	47
Figure IV-6 : Définition des conditions aux limites et des zones.....	48
Figure IV-7 : Affichage du pire élément et nombre de cellules.....	49
Figure IV-8 : Choix de la version de Fluent.....	51
Figure IV-9: Etablir les équations de l'énergie.....	51
Figure IV-10 : choix du modèle d'écoulement.....	52
Figure IV-11 : définir les propriétés physiques des matériaux.....	52

Figure IV-12 : Valeurs des conditions aux limites (fluide entrée)	53
Figure IV-13 : Valeurs des conditions aux limites (tube intérieur)	53
Figure IV-14 : choix de la gravité et paramètres de Boussinesq	54
Figure IV-15 : choix de la méthode de solution (coupled)	54
Figure IV-16 : choix des Résidus	55
Figure IV-17 : choix de la zone de calcul.....	55
Figure IV-18: Initialisation de la solution	56
Figure IV-19: Choix du nombre d'itérations	56
Figure IV-20: Allures de l'évolution des résidus de calcul	57
Figure V-1:Contour de la température dans les ailettes	58
Figure V-2: Contour de la température dans l'air pour $X=d/2$	59
Figure V-3: Lignes de courant de la vitesse de l'air pour $Z=1$ cm.....	61
Figure V-4:Lignes de courant de la vitesse de l'air pour $x=d/2$	62
Figure V-5: Variation du coefficient d'échange en fonction de l'écartement des ailettes (3D)	63
Figure V-6:Variation du coefficient d'échange en fonction de l'écartement des ailettes (2D)	64
Figure A-1:Contour de la température dans l'air $z=1$ cm.....	68
Figure A-2:Contour de la vitesse de l'air pour $X=d/2$	69
Figure A-3: Variation de la température d'ailettes en fonction de z	70
Figure A-4: Variation de la température de l'air en fonction de z	71
Figure B-1: Variation de la vitesse de l'air en fonction de z	72

Liste des tableaux

Tableau I-1:le tableau donne les valeurs de conductivité thermique pour une variété de matériaux	4
Tableau I-2:dimension des grandeurs.....	9
Tableau III-1:Conditions aux limites.....	39
Tableau V-1:variation de densité de flux et Température moyenne, coefficient d'échange par la distance.....	65
Tableau B-1:Corrélations pour le calcul des coefficients de transfert en convection naturelle.....	74

Remerciements

Nous souhaitons avant tout remercier notre encadreur de mémoire, Docteur AGGOUN Rabah, pour le temps qu'il a consacré pour nous apporter les outils méthodologiques indispensables à la conduite de ce travail.

Nous désirons aussi remercier les professeurs de l'université Echahid Echeikh Larbi Tébessi, qui nous ont fourni les outils nécessaires à la réussite de nos études universitaires. Nous tenons à remercier spécialement Docteur BOUAFANE Abdelkrim et Docteur MEKAHLIA Alla Eddine, qui nous ont aidés et guidés dans notre mémoire.

Nous voudrions exprimer notre reconnaissance envers les amis et collègues qui nous ont apporté leur soutien moral et intellectuel tout au long de notre démarche.

Un grand merci à notre camarade BRADJI Abderrahim, qui a grandement facilité notre travail. Enfin, nous tenons à témoigner toute notre gratitude à nos collègues KHALDI Nadjm Eddine et MOSTEFAOUI Mohamed Lazher pour leur soutien inestimable.

Nomenclature

❖ Nombres sans dimensions :

Nu : Nombre de Nusselt

Pr : Nombre de Prandtl

Re : Nombre de Reynolds

Re : Nombre de Rayleigh

Gr : Nombre de Grashof

❖ Lettres Grecques

β : Coefficient de dilatation thermique isobare [k^{-1}]

F_{12} : facteur de forme entre deux surfaces

ρ : Masse volumique du fluide (kg/m³)

μ : Viscosité dynamique du fluide [$kg\ m^{-1}s^{-1}$]

ν : Viscosité cinématique (m²/s)

λ : Conductivité thermique du fluide (W m⁻¹ K⁻¹)

σ : Constante de Stephan-Boltzmann (W m⁻² K⁻⁴)

θ : Température adimensionnelle [k^{-1}]

α : coefficient d'absorption

ε : coefficient d'émission

Φ : flux de Rayonnement à grande Longueur d'onde entre les Surfaces S₁ et S₂ en [Watt]

φ : Densité de flux de chaleur

η : Efficacité (%)

φ_r : taux de transfert de chaleur réel

φ_i : taux de transfert de chaleur idéal

α : diffusivité thermique

❖ Lettres latines

- T_f : Température des tubes [k]
 T_∞ : Température de fluide loin de la paroi [k]
 C_p : chaleur spécifique de fluide ($J\ Kg^{-1}\ K^{-1}$)
 d_i : Diamètre intérieur du tube [m]
 d_e : Diamètre extérieure du tube [m]
 L : largeur de ailettes
 H : Longueur de l'échangeur, (m)
 t : Temps (s)
 U : vitesse suivant l'axe (OX)
 V : vitesse suivant l'axe (OY)
 W : vitesse suivant l'axe (OZ)
 L : longueur de caractéristique [m]
 g : accélération de la gravite [m^2s^{-1}]
 d : Distance entre les ailettes [m^2]
 Δt : écart de température [k]
 P : pression [Pa]
 V : Volume [m^3]
 q : Densité de flux de chaleur [$w\ m^3$]
 V : Vitesse moyenne du fluide ($m. s^{-1}$)
 h : Coefficient d'échange par convection, ($W\ m^{-2}k^{-1}$)
 e : épaisseur de ailettes
 S : Surface d'échange (m^2)
 S_g : terme de bousinsque
 u : Composante du vecteur vitesse selon l'axe (Ox) (m/s)
 v : Composante du vecteur vitesse selon l'axe (Oy) (m/s)
 w : Composante du vecteur vitesse selon (Oz) (m/s)
 x, y, z : Les coordonnées cartésiennes (m)

Introduction Générale

Les échangeurs de chaleur ont été utilisés dans diverses industries pour un large éventail d'applications. Certaines de ces applications peuvent être trouvées dans le secteur de chauffage, domaine de climatisation, production d'électricité, récupération de la chaleur perdue, et traitement de produits chimiques, etc.

Une grande partie de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés, donc les échangeurs de chaleurs sont des dispositifs très utilisés dans la vie industrielle.

Les échangeurs thermiques sont des dispositifs destinés à favoriser l'échange thermique entre deux fluides ou plus sans que les fluides ne se mélangent

Le but de ce travail est d'étudier l'effet de la distance entre les ailettes d'un échangeur de chaleur jouant le rôle d'un évaporateur de pompe à chaleur sur la valeur du flux d'échangé par convection naturelle avec l'ambiance.

Pour atteindre notre but, nous allons diviser notre mémoire en cinq chapitres

Dans le **premier chapitre**, nous allons présenter un aperçu général sur les modes de transferts thermiques ainsi que les grandeurs liées à ces phénomènes physiques et les principales lois régissant ces modes.

Le **deuxième chapitre** sera consacré à des généralités sur les échangeurs de chaleur et de leurs types. En plus, nous allons aborder les composants de la pompe à chaleur.

Dans le **troisième chapitre**, on parlera de l'échangeur étudié et sa géométrie ainsi que des équations de modélisation avec des simplifications et les conditions aux limites de notre problème

Quant au **quatrième chapitre**, il nous montrera la méthode utilisée pour dessiner la géométrie requise dans le programme "Gambit", en mentionnant les étapes de calcul dans le programme "Fluent"

Enfin, dans le **cinquième chapitre**, nous présenterons les résultats obtenus par simulation numérique sous formes graphique et tableau ainsi que les discussions et les analyses nécessaires.

Chapitre I

*Généralités sur le transfert de
chaleur*

I.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous allons présenter un aperçu général sur les modes de transferts thermiques ainsi que les grandeurs liées à ces phénomènes physiques et les principales lois régissant ces modes. Les principes de la thermodynamique énoncent que la chaleur ou l'énergie calorifique ne disparaît pas, elle se déplace ou se transforme sous une autre forme d'énergie. Au cours d'un échange de chaleur entre deux corps physiques, c'est toujours le plus chaud qui cède de l'énergie au profit du plus froid, l'échange thermique s'arrête lorsque les deux corps ont atteint l'équilibre (la même température).

I.2 Définition du transfert de chaleur

Lorsque deux systèmes sont à des températures différentes, le système le plus chaud cède de la chaleur au plus froid. Il y a échange thermique ou encore transfert thermique entre ces deux systèmes. Cette situation se rencontre dans de nombreuses situations industrielles (moteurs thermiques ou même électriques, centrales électriques au fuel, au gaz, etc., électronique) ou domestique (chauffage de l'habitat). Un transfert d'Énergie donne lieu à un flux de chaleur qui correspond à un déplacement de l'énergie du plus chaud vers le plus froid. Comme on le verra par la suite, le flux de chaleur dont la densité locale est notée φ est une grandeur vectorielle, ce qui signifie qu'un flux de chaleur est caractérisé non seulement par son intensité mais aussi par sa direction. Il est défini en chaque point de l'espace et a l'unité d'une densité surfacique de puissance (W/m^2). Il existe trois modes essentiels de transferts de chaleur: la conduction, le rayonnement et la convection.

L'énergie thermique est l'énergie cinétique d'agitation microscopique d'un objet, qui est due à une agitation désordonnée de ses molécules et de ses atomes. Les transferts d'énergie thermique entre corps sont appelés transferts thermiques. Ils jouent un rôle essentiel en thermodynamique. Deux corps ayant la même température sont dits en équilibre thermique. Si leur température est différente, le corps le plus chaud cède de l'énergie au corps le plus froid : il y a alors transfert de chaleur. [1]

I.3 Modes de transfert de chaleur

I.3.1 Conduction

I.3.1.1 Définition

La conduction thermique est le mode de transfert de chaleur provoqué par une différence de température entre deux régions d'un même milieu ou entre deux milieux en contact sans déplacement appréciable de matière.

C'est en fait l'agitation thermique qui se transmet de proche en proche, une molécule ou un atome cédant une partie de son énergie cinétique à son voisin (la vibration de l'atome se ralentit au profit de la vibration du voisin).

I.3.1.2 Loi de Fourier

Ce transfert de chaleur spontané d'une région de température élevée vers une région de température plus basse obéit à la loi dite de Fourier (établie mathématiquement par Jean-Baptiste Biot en 1804 puis expérimentalement par Fourier en 1822). [2]

La densité de flux de chaleur est proportionnelle au gradient de température

$$\vec{\varphi} = -\lambda \vec{\text{grad}}T \quad \text{I-1}$$

φ : Densité de flux de chaleur (w)

λ : conductivité thermique du matériau considéré (w/m. k)

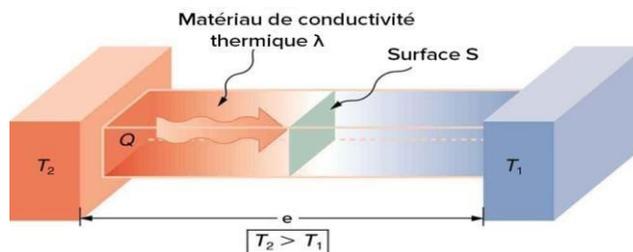


Figure I-1: Echange de chaleur par conduction

I.3.1.3 Conductivité thermique:

La conductivité thermique ou conductibilité thermique est une grandeur physique caractérisant le comportement des matériaux lors du transfert thermique par : conduction.

Notée λ cette grandeur apparaît par exemple dans la loi de Fourier, elle représente l'énergie (quantité de chaleur) transférée par unité de surface et de temps sous un gradient de température dans le système international d'unité, la conductivité thermique est exprimée en Watt par mètre-kelvin ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$). plus la conductivité thermique est élevée, plus le matériau est conducteur de chaleur, plus elle est faible, plus le produit est isolant. la conductivité dépend principalement de la nature du matériau et de la température

Matériaux	Conductivité thermique
Cuivre	401
Argent	429
Or	317
Aluminium	237
Acier	60.5
Calcaire	2.15
Bakélite	1.4
Eau	0.613
Air	0.0263

Tableau I-1: Valeurs de la conductivité thermique pour une variété de matériaux

I.3.2 Rayonnement

I.3.2.1 Définition

Les corps émettent de l'énergie par leur surface, sous forme d'un rayonnement d'ondes électromagnétiques, et ce d'autant plus que leur température est élevée. Inversement, soumis à un rayonnement, ils en absorbent une partie qui se transforme en chaleur. Le rayonnement est un processus physique de transmission de la chaleur sans support matériel. Ainsi, entre deux corps, l'un chaud, l'autre froid, mis en vis-à-vis (même séparés par du vide), une transmission de chaleur s'effectue par rayonnement du corps chaud vers le corps froid : le corps chaud émet un flux ϕ_1 et absorbe une partie du flux ϕ_2 émis par le corps froid. Comme $\phi_1 > \phi_2$, le bilan du flux est tel que le

CHAPITRE I. GÉNÉRALITES SUR LE TRANSFERT DE CHALEUR

Corps chaud cède de l'énergie au corps froid. A l'inverse, le bilan du flux peut être retrouvé sur le corps froid qui émet moins d'énergie qu'il n'en absorbe. [3]

On définit :

Coefficient d'émission

$$\epsilon = \frac{\text{flux émis}}{\text{flux incident}} \quad \text{I-2}$$

Coefficient d'absorption

$$\alpha = \frac{\text{flux absorbé}}{\text{flux incident}} \quad \text{I-3}$$

Coefficient de réflexion

$$\rho = \frac{\text{flux réfléchi}}{\text{flux incident}} \quad \text{I-4}$$

La conservation de l'énergie implique:

$$\alpha + \epsilon + \rho = 1 \quad \text{I-5}$$

I.3.2.2 Puissance échangée entre deux corps

Entre deux corps noirs, l'un chaud (température T_1), l'autre froid (température T_2), en vis-à-vis total (c'est à dire que tout le flux émis par l'un des corps est reçu par l'autre), le flux net échangé s'écrit:

$$\varphi = \text{flux émis} - \text{flux absorbé} = \sigma S(T_s^4 - T_a^4) \quad \text{I-6}$$

σ : constante de Stéffan-Boltzman

$$\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} (\text{w. m}^2. \text{k}^{-4}) \quad \text{I-7}$$

Si les deux corps ne sont pas en vis-à-vis total, le flux net échangé entre deux corps s'écrit:

$$\varphi = S \sigma F_{12} (T_s^4 - T_a^4) \quad \text{I-8}$$

T : température de la surface (K).

F_{12} : facteur de forme entre les surfaces S_1 et S_2 .

S : aire de la surface (m^2)

φ : flux de rayonnement à grande longueur d'onde entre les surfaces S_1 et S_2 (W).

Remarque :

Dans le cas de l'échange thermique par rayonnement, le problème qui se pose est la détermination du facteur de forme

I.3.3 Convection thermique

I.3.3.1 Définition

Le phénomène de convection se réfère au transfert thermique qui a lieu dans les fluides liquides ou gaz en mouvement. La convection est le processus de transfert thermique déterminé par le mouvement des particules élémentaires d'un fluide- liquide ou gaz- entre des zones ayant des températures différentes ; ce mouvement entraîne un mélange intense des particules fluides, qui échangent de l'énergie (chaleur) et de la quantité de mouvement (impulsion) entre elles. Ayant toujours lieu dans un milieu elle a comme caractéristique de base le fait que le transfert de chaleur est intimement lié au mouvement de ce milieu (d'ailleurs son nom vient du verbe latin *convehere* qui signifie porter avec soi). Il convient de distinguer la convection forcée (mouvement créé par une différence de pression) dans laquelle le fluide est mis en mouvement par un apport d'énergie mécanique extérieure (pompe, soufflerie, ventilateur, ...) de la convection naturelle (libre) dans laquelle le fluide prend, en son sein, l'énergie nécessaire au mouvement par suite de la variation de masse volumique associée à une variation de température. Par exemple : si le fluide est isotherme, il

N'y a pas de mouvement. Pour exprimer la quantité de chaleur transmise par convection entre une paroi solide et un fluide, on doit utiliser la loi de Newton suivante :

$$\Phi = h S(T_p - T_f) \quad \text{I-9}$$

Φ : Flux de chaleur transmis par convection (W)

h : Coefficient de transfert de chaleur par convection ($W m^2k^{-1}$)

T_p : Température de surface du solide ($^{\circ}C$)

T_f : Température du fluide loin de la surface du solide ($^{\circ}C$)

S : Aire de la surface de contact solide/fluide (m^2)

I.3.3.2 Étude du phénomène de convection

Pour étudier la convection, nous allons traiter les points suivants [4] :

- 1- Couches limites
2. Dépendance du coefficient de convection h
3. Détermination de h , Analyse dimensionnelle

I.3.3.2.1 Couches limites

L'étude des écoulements au voisinage des parois est nécessaire pour la détermination des échanges thermiques par convection entre un solide et le fluide qui l'entoure. Considérons un fluide qui s'écoule le long d'une surface S . Loin de la surface, le fluide a une vitesse moyenne V_m et une température moyenne T_m . Au voisinage immédiat de la surface, la température du fluide est très voisine de celle de la surface. La vitesse du fluide est celle de la surface qui est quasiment nulle.

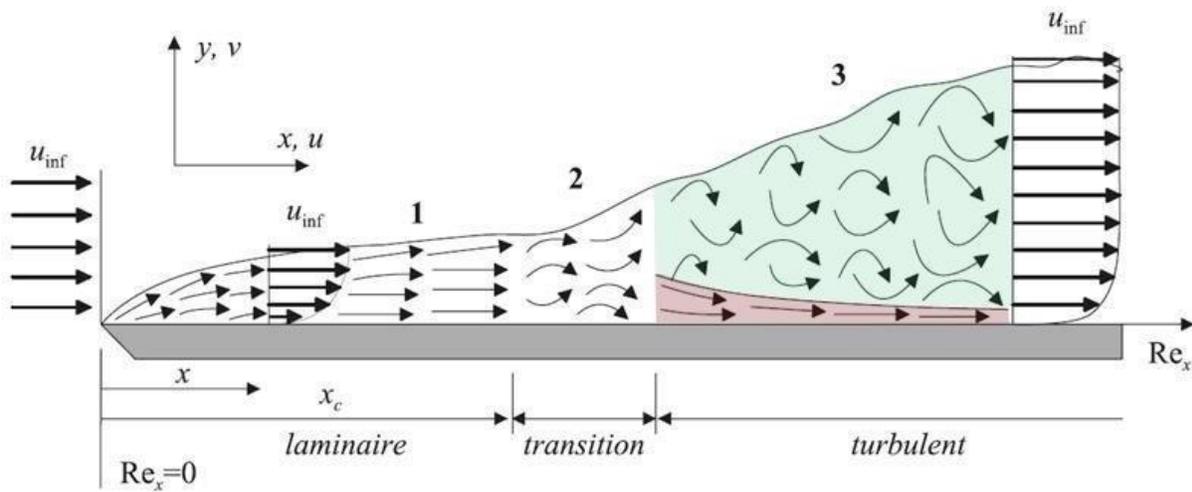


Figure I-2: régime d'écoulement en convection forcée

I.3.3.2 Dépendance du coefficient de convection

Le coefficient h dépend de plusieurs paramètres et l'échange de chaleur est d'autant plus actif, (h plus grand) lorsque :

- 1- la vitesse v d'écoulement du fluide est plus grande ;
- 2- sa masse volumique ρ est plus grande
- 3- sa chaleur spécifique c_p est plus grande
- 4- sa conductivité thermique λ (ou sa diffusivité thermique a) est plus forte
- 5- sa viscosité cinématique $P(m^2.S^{-1}) = \mu/\rho$ est plus faible

h peut également dépendre des dimensions de la paroi, de sa nature et de sa forme. En première approximation on peut écrire :

$$h = h(c_p, \lambda, \mu, D, \rho, v)$$

I-10

I.3.3.2.3 Analyse dimensionnelle

Les dimensions de ces diverses grandeurs :

Grandeur	Dimension	Grandeur	Dimension
h	$MT^{-3}\theta^{-1}$	μ	$ML^{-1}T^{-1}$
c_p	$L^2T^{-2}\theta^{-1}$	ρ	ML^{-3}
λ	$MLT^{-3}\theta^{-1}$	v	LT^{-1}
D	L	/	/

Tableau I-2: Dimension des grandeurs

I.3.3.3 Convection Naturelle

Le phénomène de convection naturelle (ou libre) a pour origine les variations de la masse volumique au sein d'un fluide, liées aux variations de sa température. Donc, la mise en mouvement du fluide n'est pas due à une cause extérieure, mais à la distribution de la température à l'intérieur même du fluide.

C'est celle pour laquelle le mouvement du fluide est créé par des différences de densité, celles-mêmes dues à des différences de température existant dans le fluide.

Dans la convection naturelle, le mouvement résulte de la variation de la masse volumique du fluide avec la température; cette variation crée un champ de forces gravitationnelles qui conditionne les déplacements des particules fluides. La convection naturelle est due au contact du fluide avec une paroi plus chaude ou plus froide et qui crée des différences de masse volumique, génératrice du mouvement au sein du fluide. On retrouve dans plusieurs applications industrielles ce mode de transfert de chaleur; par exemple, dans les échangeurs de chaleur où deux fluides sont en mouvement, séparés par une paroi solide s'échangent de l'énergie calorifique.

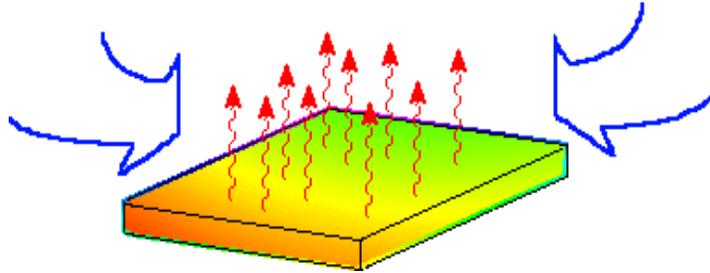


Figure I-3 : convection naturelle d'une plaque chaude

I.3.3.3.1 Approximation de boussinesq

En 1903, à l'époque même où Bénard et Rayleigh s'intéressaient à la convection, Boussinesq propose une simplification de ces équations de conservation de façon à ne conserver que les ingrédients nécessaires et suffisants à la convection thermique. Cette approximation suppose que les différentes propriétés thermodynamiques et de transport du fluide sont indépendantes de la température et de la pression, et que le fluide est incompressible. Elle néglige aussi les variations de densité, là où elles ne sont pas multipliées par la gravité g , et considère que la masse volumique ρ dépend linéairement de la température et de la concentration, ce qui se traduit par : [5]

$$\rho = \rho_0[1 - \beta(T - T_0)] \quad \text{I-11}$$

Avec :

$$\beta = \frac{-1}{\rho_0} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad \text{I-12}$$

T_0 : représente la température de référence (ambiante).

β : le coefficient dilatation thermique.

L'approximation repose alors sur l'incompressibilité ($\frac{\partial \rho}{\partial T} = 0$) où les points énoncés précédemment permettent de simplifier les équations afin de ne s'intéresser qu'aux effets de la

Poussée d'Archimède. Pour un écoulement incompressible, l'équation de continuité est remplacée par une contrainte de divergence nulle $div \mathbf{v} = 0$

I.3.3.2 Nombres adimensionnels utilisés en convection naturelle

Il y a quatre nombres sans dimension utilisés en convection naturelle [6]

- **Nombre de Prandtl**

C'est le rapport entre la diffusion viscosité (ν) et la diffusivité thermique (α). Le nombre de Prandtl est utilisé dans de nombreuses applications d'ingénierie et scientifiques, telles que le transfert de chaleur dans les conduites et les écoulements naturels.

On peut écrire :

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = P = \frac{\mu c_p}{\lambda} \quad \text{I-13}$$

- **Nombre de Nusselt**

Le nombre de Nusselt (Nu) est un nombre sans dimension utilisé en thermique pour caractériser le transfert de chaleur par convection. Il est nommé d'après le physicien allemand Wilhelm Nusselt.

Le nombre de Nusselt peut être calculé en utilisant la relation suivante :

$$Nu = \frac{hL}{\lambda} \quad \text{I-14}$$

Où :

h est le coefficient de transfert de chaleur par convection,

L est la longueur caractéristique

λ est la conductivité thermique du fluide.

Le nombre de Nusselt est utilisé pour calculer le coefficient convectif dans les deux cas forcé et naturel.

□ Nombre de Grashof

Le nombre de Grashof (Gr) est un nombre sans dimension utilisé en mécanique des fluides pour caractériser la convection libre dans un fluide. Il correspond au rapport des forces de gravité sur les forces visqueuses. Il permet de caractériser le transfert thermique par convection dû au déplacement naturel d'un fluide, par l'intermédiaire du calcul du nombre de Nusselt.

Il peut s'exprimer par :

$$Gr = \frac{g\beta\Delta TL^3}{\nu^2} \quad \text{I-15}$$

β : coefficient de dilatation thermique du fluide

$$\beta = \frac{1}{T} \quad \text{Pour un gaz parfait } (K^{-1})$$

L : est la longueur caractéristique (m)

ν : est la viscosité cinématique du fluide. (m^2/s)

□ Nombre de Rayleigh

Deux types de nombre de Rayleigh sont rencontrés dans la littérature en fonction du type de conditions aux limites thermiques. Pour une condition de température imposée (condition de Dirichlet), le nombre de Rayleigh noté Ra_t est le produit du nombre de Grashof (Gr) et du nombre de Prandtl (Pr) :

$$Ra_t = Gr \times Pr = \frac{g\beta\Delta TL^3}{\nu\alpha} \quad \text{I-16}$$

Pour une condition de densité de flux de chaleur imposée (condition de type Neumann), le nombre de Rayleigh noté Ra_q s'écrit :

$$Ra_q = Gr \times Pr = \frac{gQqL^3}{\vartheta\alpha} \quad \text{I-17}$$

I.3.3.4 Convection forcée

I.3.3.4.1 Définition

La convection forcée est celle dans laquelle le mouvement est provoqué par un procédé mécanique indépendant des phénomènes thermiques, c'est donc un gradient de pression extérieur qui provoque les déplacements des particules du fluide. L'étude de La transmission de chaleur par convection est donc étroitement liée à celle de L'écoulement des fluides. [7]

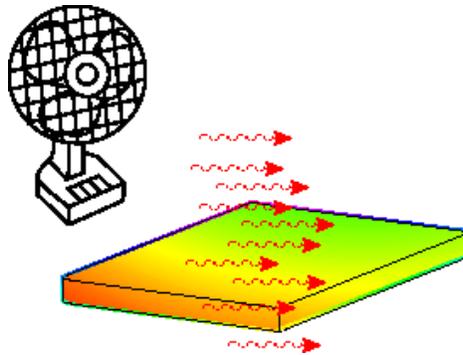


Figure I-4: Phénomène de la convection forcée

I.3.3.4.2 Nombres adimensionnels utilisés en convection forcée

L'application de l'analyse dimensionnelle et la similitude montre que la relation liant le flux de chaleur transféré par convection aux variables dont il dépend peut-être recherchée sous la forme d'une relation entre trois nombres adimensionnels :

$$Nu = f(Re, Pr) \quad \text{I-18}$$

Définis par :

✓ **Nombre de Nusselt**

$$Nu = \frac{hL}{\lambda} \quad \text{I-19}$$

✓ **Nombre de Reynolds**

C'est Reynolds, ingénieur Anglais spécialiste de l'hydrodynamique qui introduit ce nombre qui est constamment utilisé dans les calculs d'écoulements. L'écoulement peut être laminaire, transitoire ou turbulent. Dans le premier cas, le fluide s'écoule sous forme des filets parallèles aux parois, dans le troisième cas, la notion de filet n'existe plus, le mouvement des particules de fluide est aléatoire. Et dans le second l'écoulement de fluide est intermédiaire entre laminaire et turbulent. Pour connaître le régime d'écoulement, nous utilisons le nombre de Reynolds. Ce nombre est en fonction de la masse volumique ρ , de sa viscosité dynamique μ , de sa vitesse moyenne et du diamètre hydraulique.

Il s'exprime par la relation suivante :

$$Re = \frac{\rho U D}{\mu} \quad \text{I-20}$$

Avec :

μ : la viscosité dynamique ($\text{kg.m}^{-1}.\text{S}^{-1}$)

ρ : la masse volumique (kg.m^{-3})

D : dimension caractéristique (m)

U : la vitesse du fluide (m/s).

Le régime d'écoulement dépend du nombre du Reynolds. Dans le cas d'un écoulement interne dans une conduite, on a :

- Laminaire si $Re < 2300$
- De transition si $2300 < Re < 4\ 000$
- Turbulent si $Re > 4\ 000$

✓ Nombre de Prandtl

$$Pr = \frac{\rho}{a} \quad \text{I-21}$$

En pratique, on cherche une relation sous la forme suivante :

$$Nu = c \cdot Re^n \cdot Pr^m \quad \text{I-22}$$

c, n et m sont des constantes dépendant des caractéristiques du fluide et de la géométrie de la surface solide.

I.3.3.5 Convection mixte

Il existe une cause externe au mouvement du fluide mais insuffisante pour que la poussée d'Archimède puisse être négligée (frontière entre la convection libre et la Convection forcée). Le groupe adimensionnel qui détermine laquelle de ces convections est dominante est le nombre de Richardson Ri qui est le rapport du nombre de Grashof sur le carré du Nombre de Reynolds [8]

Si : $\frac{Gr}{Re^2} < 0.1$ c'est la convection forcée qui domine.

Si : $\frac{Gr}{Re^2} > 10$ c'est la convection naturelle qui domine.

Si : $0.1 < \frac{Gr}{Re^2} < 10$ c'est le domaine de la convection mixte (naturelle et forcée)

Chapitre II

Généralités sur les échangeurs de chaleur

II.1 Introduction

Les échangeurs de chaleur sont des équipements utilisés dans de nombreuses industries pour transférer de la chaleur d'un fluide à un autre. Il existe différents types d'échangeurs, tels que les échangeurs à contre-courant et les échangeurs à Co-courant, ainsi que différents designs, tels que les échangeurs à plaques et les échangeurs à faisceau tubulaire. Le fonctionnement d'un échangeur de chaleur repose sur le transfert de chaleur entre les fluides, qui dépend des coefficients d'échange thermique et des pertes de charge. Les échangeurs de chaleur ont de nombreuses applications dans les industries et dans les maisons, comme le chauffage et la climatisation. Le choix et la conception d'un échangeur de chaleur dépendent de nombreux critères, tels que le débit, la température et la pression des fluides, ainsi que des considérations économiques et de maintenance.

II.2 Définition

Un échangeur de chaleur est un système qui permet d'échanger la chaleur entre deux fluides ou plus. Dans un échangeur thermique, le fluide chaud et le fluide froid sont séparés par une paroi bien adaptée et par principe la transmission de la chaleur se fait du fluide chaud vers le fluide froid. [9]

II.3 Principe de fonctionnement

Le principe de fonctionnement d'un échangeur thermique est assez simple et implique la présence de deux fluides, de même nature ou non, séparés par une paroi faite d'un matériau très conducteur (aluminium, acier, inox ou encore en cuivre). Pour qu'il y ait échange de chaleur, il faut qu'il existe une différence de température entre les deux fluides. La chaleur circule, en effet, toujours du plus chaud vers le plus froid. Ainsi le fluide primaire va être chauffé dans l'échangeur thermique grâce à l'énergie créée lors de la combustion de gaz, de fioul ou produite par des résistances électriques. [10]

II.4 Critères de classification des échangeurs de chaleur

II.4.1 Type de contact

II.4.1.1 Échangeurs à contact direct

Le type le plus simple comprend un récipient ou canalisation dans lequel les deux fluides sont directement mélangés et atteignent la même température finale.

II.4.1.2 Échangeurs à contact indirect

Les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi. [11]

II.4.2 Classement suivant la disposition des écoulements

II.4.2.1 Échangeur à Co-courant (ou échangeur anti-méthodique)

Les deux fluides circulent parallèlement et dans le même sens. Dans un échangeur anti méthodique, la température de sortie du fluide froid est nécessairement moins élevée que la température de sortie du fluide chaud.

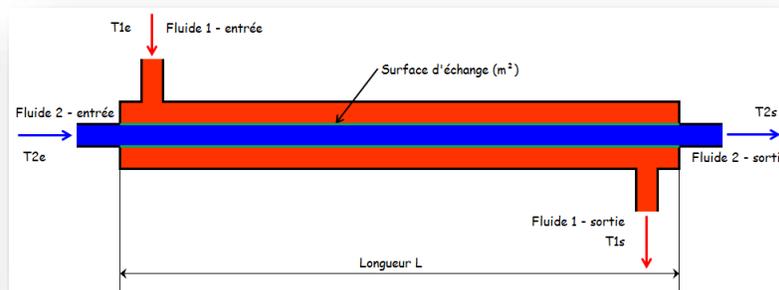


Figure II-1: Principe d'un échangeur à Co-courants

II.4.2.2 Échangeur à contre-courant (ou échangeur méthodique)

Les deux fluides circulent parallèlement mais dans les sens opposés. Dans un échangeur méthodique, le coefficient d'échange est sensiblement supérieur à celui d'un échangeur anti méthodique et la température de sortie du fluide froid peut être plus élevée que la température de sortie du fluide chaud.

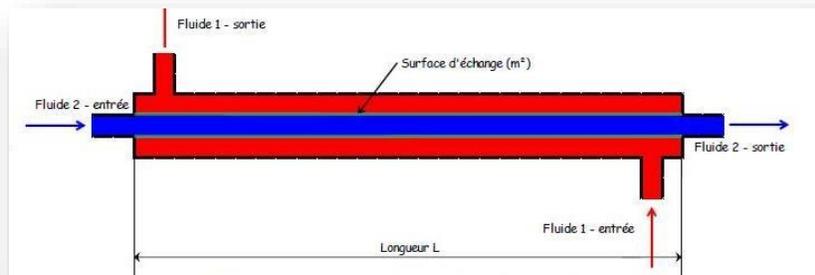


Figure II-2 : Principe d'un échangeur à contre courants

II.4.2.3 Échangeur à courant croisé

Les deux fluides circulent dans des directions plus ou moins perpendiculaires.

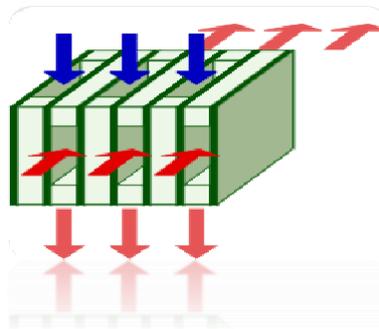


Figure II-3: Principe d'un Échangeur à courant croisé

II.4.2.4 Échangeur à tête d'épingle

Les deux fluides, nécessairement dans un état différent, peuvent être mis en contact comme c'est le cas dans les tours de refroidissement. Des buses pulvérisent l'eau à refroidir qui tombe dans l'air circulant dans la tour ; ce dernier s'échauffe, s'élève du fait de son changement de densité puis s'échappe à l'air libre. Un échange supplémentaire intervient par changement d'état : l'eau qui s'évapore refroidit celle qui reste liquide. Ça reste un échangeur à contre-courant mais avec plus d'échanges au prix de pertes d'eau. [12]

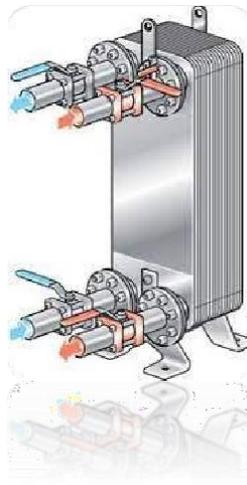


Figure II-4: Principe d'un Échangeur à tête d'épingle

II.4.3 Classement suivant les types d'échange

II.4.3.1 Échangeur sans changement de phase

Les échangeurs de chaleur sans changement de phase correspondent aux échangeurs dans lesquels l'un des fluides se refroidit pour réchauffer le deuxième fluide sans qu'il y ait changement de phase. Les températures des fluides sont donc variables, tout le long de l'échangeur. [13]

II.4.3.2 Échangeur avec changement de phase

Les échanges avec changement de phase sont caractérisés par trois cas différents : [13]

- ✓ L'un des fluides se condense alors que l'autre se vaporise : ces échangeurs sont rencontrés dans les machines frigorifiques.
- ✓ Le fluide secondaire se vaporise en recevant de la chaleur du fluide primaire, lequel ne subit pas de changement d'état. Ils sont appelés évaporateurs.
- ✓ Le fluide primaire se condense en cédant sa chaleur latente au fluide secondaire plus froid, lequel ne subit pas de transformation d'état.

II.4.4 Classement technologique

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants : [14]

- ✓ À *tubes* : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires.
- ✓ À *plaques* : à surface primaire ou à surface secondaire.
- ✓ *Autres types* : contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé

II.4.5 Classement fonctionnel

Le passage des fluides dans l'échangeur peut s'effectuer avec ou sans changement de phase, suivant le cas, on dit que l'on a un écoulement monophasique ou diphasique. On rencontre alors les différents cas suivants : [14]

- ✓ Les deux fluides ont un écoulement monophasique.
- ✓ Un seul fluide a un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs.
- ✓ Les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs condenseurs.

II.4.6 Classement suivant la compacité de l'échangeur

La compacité est définie par le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur.

- ✓ Échangeur compact $> 700\text{m}^2/\text{m}^3$
- ✓ Échangeur non compact $< 700\text{m}^2/\text{m}^3$

II.4.7 Types d'échangeurs de chaleur

Il existe différents types d'échangeurs selon les objectifs recherchés [15]:

- ✓ Échangeurs tubulaires
- ✓ Échangeurs à plaques
- ✓ Échangeurs frigorifiques

II.4.7.1 Échangeurs tubulaires

Ils sont constitués de tubes dont la paroi forme la surface d'échange. Ils comportent soit un tube unique (serpentin), soit deux tubes coaxiaux (échangeurs bitubes), soit un faisceau de tubes enferme dans une enveloppe appelée calandre ou bien un échangeur tube à ailettes [15]

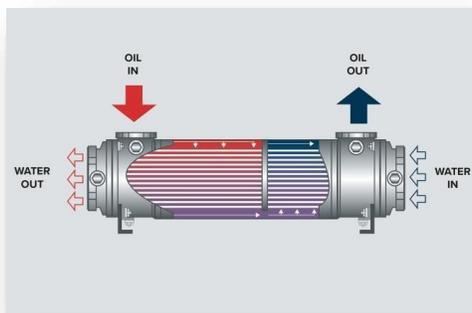


Figure II-5: Schéma d'un échangeur tubulaire

- **Échangeur monotube**

Dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentin.

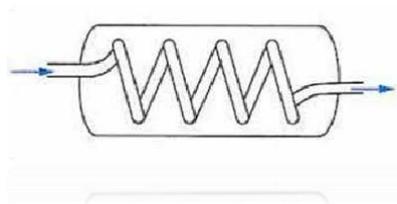


Figure II-6: Schéma d'un échangeur monotube en serpentin

- **Échangeur multitubulaire**

Existant sous quatre formes [16] :

- **Échangeur coaxial**

Dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur

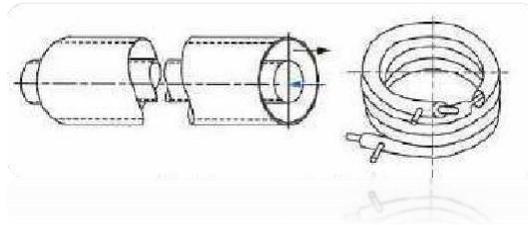


Figure II-7: Schéma d'un échangeur coaxial cintré

- **Echangeur à tubes séparés**

À l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre maintenus écartés par des entretoises, L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé.

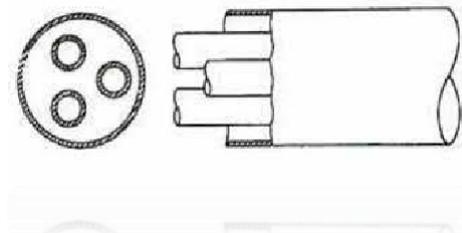


Figure II-8: Schéma d'un échangeur à tubes séparés

- **Echangeurs à tubes à ailettes**

Un échangeur à ailettes est un échangeur relativement simple ; il consiste en un conduit cylindrique ou rectangulaire sur lequel sont fixées des lames métalliques de différentes formes. Le fluide de refroidissement est en général l'air ambiant. La chaleur est transférée du fluide chaud circulant dans le conduit principal aux lames métalliques par conduction thermique ; ces lames se refroidissent au contact de l'air. Ce type d'échangeur est utilisé pour le chauffage dans les bâtiments :

de l'eau est chauffée dans l'installation de chauffage et circule dans des radiateurs qui sont des échangeurs à ailettes. On utilise également ce type d'installation pour refroidir les moteurs de voiture ou encore les moteurs en tout genre. Dans ce dernier cas, la chaleur due aux frottements et à l'induction magnétique (cas d'un moteur électrique) est directement transférée à la protection extérieure du moteur qui possède des ailettes fixées à sa surface. Le transfert thermique est limité notamment du côté du fluide de refroidissement par manque d'un système de circulation : l'air circule principalement par convection naturelle autour de l'échangeur. Cette limitation peut toutefois être supprimée par ajout d'un système de ventilation. Cet échangeur est très simple et peut prendre des formes particulières, ce qui le rend intéressant dans l'électronique.

Ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique.

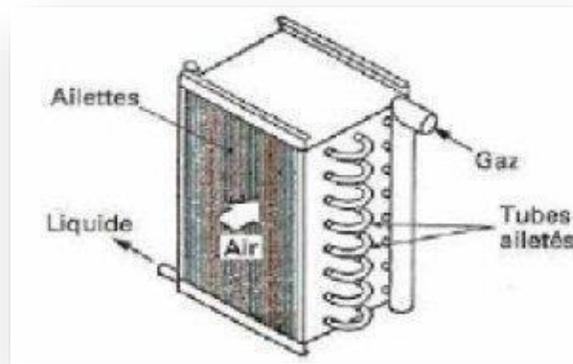


Figure II-9: Schéma d'un échangeur à tubes à ailettes

➤ **Echangeur à calandre**

Dans les échangeurs à tubes et calandre, l'un des fluides appelé fluide côté tubes circule à l'intérieur d'un ensemble de tubes parallèles appelé faisceau tubulaire. Ces tubes sont enfermés dans une enveloppe appelée calandre. L'autre fluide appelé fluide côté calandre circule à l'intérieur de la calandre mais à l'extérieur des tubes. Les tubes et la calandre sont donc soumis à la pression des fluides et doivent donc être construits pour y résister. C'est l'échangeur actuellement le plus répandu.

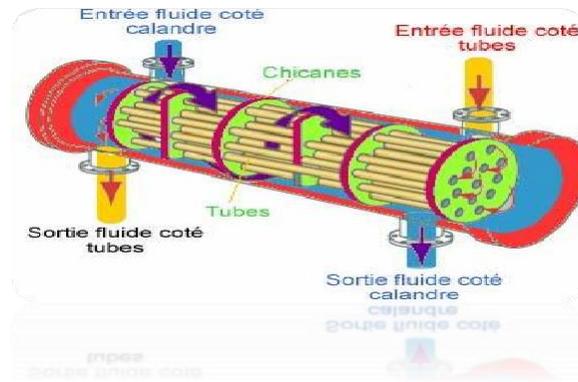


Figure II-10: Principe d'un échangeur à tubes et calandre

II.4.7.2 Echangeur à plaques

L'échangeur à plaques est un type d'échangeur de chaleur qui connaît un usage croissant dans l'industrie et dans le génie climatique. Il est composé d'un grand nombre de plaques disposées en forme de millefeuille et séparées les unes des autres d'un espace de quelques millimètres où circulent les fluides. Le périmètre des plaques est bordé d'un joint qui permet par compression de l'ensemble d'éviter les fuites, tant entre les deux fluides que vers l'extérieur. [17]

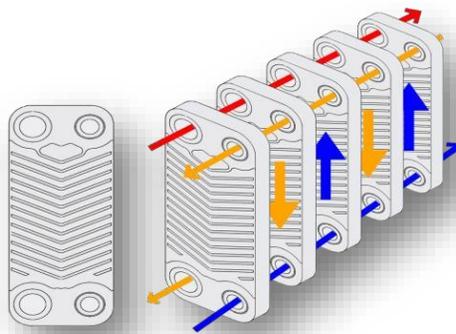


Figure II-11: Schéma d'un échangeur à plaques.

II.4.7.3 Échangeurs frigorifiques

Les changes avec changement de phase sont caractérisés par trois cas différents :

- ✓ L'un des fluides se condense alors que l'autre se vaporise : ces échangeurs sont rencontrés dans les machines frigorifiques.
- ✓ Le fluide secondaire se vaporise en recevant de la chaleur du fluide primaire, lequel ne subit pas de changement d'état. Ils sont appelés évaporateurs.
- ✓ Le fluide primaire se condense en cédant sa chaleur latente au fluide secondaire plus froid, lequel ne subit pas de transformation d'état.

Une installation frigorifique comporte au moins deux échangeurs de chaleur :

- ✓ Un condenseur dont le but est d'assurer le transfert de chaleur du fluide frigorigène au milieu extérieur.
- ✓ Un évaporateur dont le rôle est d'assurer le transfert de chaleur du milieu à refroidir au fluide frigorigène.

Ces deux échangeurs se caractérisent par un écoulement diphasique du fluide frigorigène.

II.5 Ailettes

II.5.1 Définition

Les ailettes sont des lames métalliques de différentes formes, dans les batteries de tubes à ailettes, elles sont fixées sur des conduits circulaires ou rectangulaires. Elles permettent d'augmenter l'échange thermique entre un corps solide et le milieu environnant en faisant augmenter la surface d'échange. [18]

II.5.2 Différents types d'ailettes

Dans la conception des échangeurs de chaleurs industriels à faisceaux de tubes à ailettes indépendantes, on distingue deux catégories essentielles d'ailettes : ailettes transversales et longitudinales.

□ Ailettes transversales

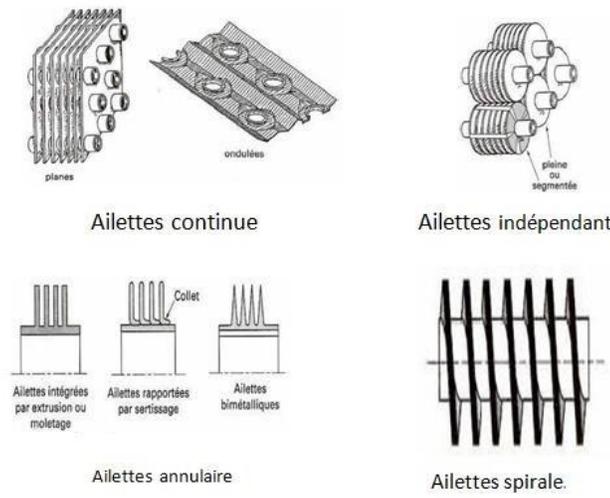


Figure II-12: Ailettes transversales

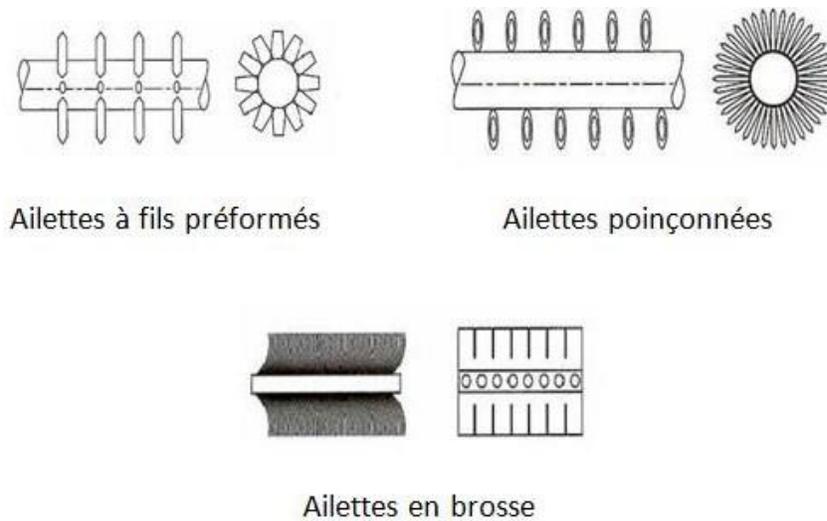


Figure II-13: Ailettes transversales

□ Ailettes longitudinales

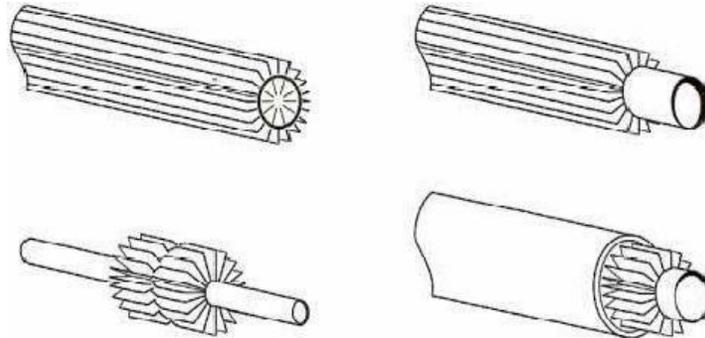


Figure II-14: Ailettes longitudinales

II.5.3 Intérêt des ailettes

L'intérêt essentiel est l'augmentation de la surface d'échange.

II.5.4 Efficacité d'ailette

L'efficacité d'une ailette est définie comme étant le rapport entre le taux de transfert de chaleur réel de l'ailette et son taux de transfert thermique idéal, qui existerait si elle était toute à la température de la base. [18]

$$\eta = \frac{\varphi_r}{\varphi_i} \quad \text{II-1}$$

φ_r : Taux de transfert de chaleur réel

φ_i : Taux de transfert de chaleur idéal

II.5.5 Objectif

On utilise des ailettes pour augmenter la surface de contact thermique comme par exemple le cas des tubes des radiateurs. Le transfert entre l'ailette et la paroi du dispositif se fait par conduction, alors que les échanges avec le fluide extérieur ont lieu par convection.

II.6 Pompe à chaleur

Une pompe à chaleur est, comme un réfrigérateur, une machine thermodynamique constituée d'un circuit fermé dans lequel circule un fluide de travail (fluide frigorigène). Ce circuit est composé de quatre éléments principaux : un compresseur, un détendeur et deux échangeurs de chaleur (le condenseur et l'évaporateur). Le but de cette machine thermodynamique est de transférer l'énergie d'un milieu froid (source froide) à un milieu chaud (source chaude).

Le fluide frigorigène circulant dans ce circuit fermé parcourt un cycle composé de quatre étapes. Lors de ces étapes, le fluide frigorigène va changer d'état (liquide ou vapeur) et va se trouver à différentes pressions et températures. Les détails de ces étapes sont présentés ci-dessous : [19]

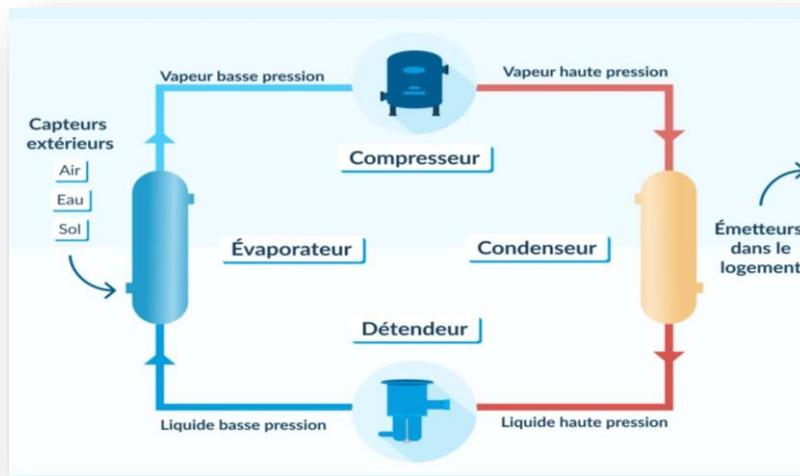


Figure II-15: fonctionnement d'une pompe à chaleur en hiver

□ Compression :

A l'entrée du compresseur, le fluide frigorigène est à l'état vapeur et à basse pression. Le compresseur comprime le fluide frigorigène (à l'état vapeur) pour augmenter sa pression et sa température.

De plus, il permet de faire circuler le fluide frigorigène dans le circuit fermé. A la sortie du compresseur, le fluide frigorigène est à l'état vapeur et à haute pression.

□ Condensation :

A l'entrée du condenseur, le fluide frigorigène est à l'état_vapeur et à haute pression.
En passant dans le condenseur, le fluide frigorigène (à haute température) cède son énergie thermique.
De ce fait, le fluide frigorigène se condense et passe à l'état liquide.

A la sortie du condenseur, le fluide frigorigène est à l'état_liquide et à haute pression.

Dans le cas d'une pompe à chaleur, l'énergie récupérée au condenseur est utilisée pour la production de chaleur à l'intérieur du bâtiment (pour le chauffage ou la production de l'eau chaude sanitaire).

Dans le cas d'un réfrigérateur, cette énergie est envoyée à l'extérieur du réfrigérateur.

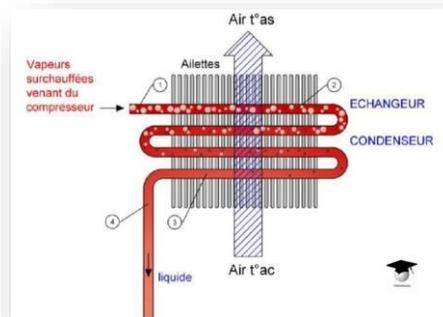


Figure II-16: fonctionnement d'un condenseur

➤ Détente :

A l'entrée du détendeur, le fluide frigorigène est à l'état liquide et à haute pression.

Lorsque le fluide frigorigène traverse le détendeur, sa pression ainsi que sa température diminuent.

Le détendeur thermostatique permet également de régler le débit de fluide frigorigène parcourant le circuit fermé. A la sortie du détendeur, le fluide frigorigène est à l'état de mélange et à basse pression.

□ **Evaporation :**

A l'entrée de l'évaporateur, le fluide frigorigène est à l'état en majorité liquide et à basse pression.

En passant dans l'évaporateur, le fluide frigorigène (à basse température) capte l'énergie thermique. De ce fait, le fluide frigorigène s'évapore et passe à l'état vapeur.

A la sortie de l'évaporateur, le fluide frigorigène est à l'état vapeur et à basse pression.

Dans le cas d'une pompe à chaleur, l'énergie thermique est captée à l'extérieur du bâtiment (dans l'air, l'eau, le sol).

Dans le cas d'un réfrigérateur, cette énergie est captée à l'intérieur du réfrigérateur.

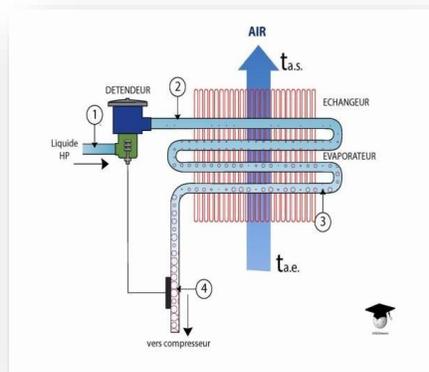


Figure II-17: Fonctionnement d'un évaporateur

II.7 Fluide frigorigène

Un fluide frigorigène est un fluide qui permet la mise en œuvre d'un cycle frigorifique. Il peut être pur ou un mélange de fluides purs présents en phase liquide, gazeuse ou les deux à la fois en fonction de la température et de la pression de celui-ci. Les fluides frigorigènes sont utilisés dans les systèmes de production de froid et du chaud (climatisation, congélateur, réfrigérateur etc.) [20]

La majorité des fluides utilisés sont des dérivés halogénés (Chlore ou Fluor) des hydrocarbures.

II.7.1 Types de fluides frigorigènes utilisés

Les fluides peuvent être classés en quatre familles : [21]

a) Famille des fluides inorganiques purs

Exemple : Eau (H₂O) ; R718

b) Famille des Hydrocarbures

Exemple : Isobutane ; R600a

c) Famille des Hydrocarbures halogénés

Les fluides de cette famille sont très largement utilisés mais font désormais l'objet d'interdictions, notamment pour des raisons de toxicité environnementale. Cette famille de fluides se divise en trois catégories qui sont les CFC, les HCFC et les HCF

- ✓ *LES CFC (Chloro-Fluoro-Carbures)*
- ✓ *LES HCFC (Hydro Chloro Fluoro Carbures)*
- ✓ *LES HFC (Hydro Fluoro Carbures)*

d) Famille des autres fluides

Exemple : éthylamine ; R631

II.7.2 Principe de fonctionnement

Dans une pompe à chaleur, le fluide frigorigène permet de transporter la chaleur de la source froide vers la source chaude. Pour cela, il effectue des cycles thermodynamiques pendant lesquels il subit 4 transformations :

- ✓ Évaporation (passage de liquide à gaz).
- ✓ Compression (montée en pression et en température)
- ✓ Condensation (passage de gaz à liquide)
- ✓ Détente (baisse de pression et de température).

Plus précisément, le cycle se déroule de la manière suivante :

Le fluide frigorigène liquide a besoin de chaleur pour s'évaporer. Il capte donc des calories dans l'air extérieur. Une fois évaporé, il est comprimé, ce qui augmente sa pression et sa température, puis il est condensé. Le passage de l'état gazeux à l'état liquide crée un dégagement de chaleur. Ce dernier est utilisé pour chauffer de l'air insufflé dans le logement ou de l'eau chaude à destination du circuit de chauffage central ou des sanitaires. Redevenu liquide, le fluide frigorigène est détendu afin de faire baisser sa pression et sa température. Il est alors prêt à recommencer le cycle à partir de l'évaporation et ceci de manière continue. [21]

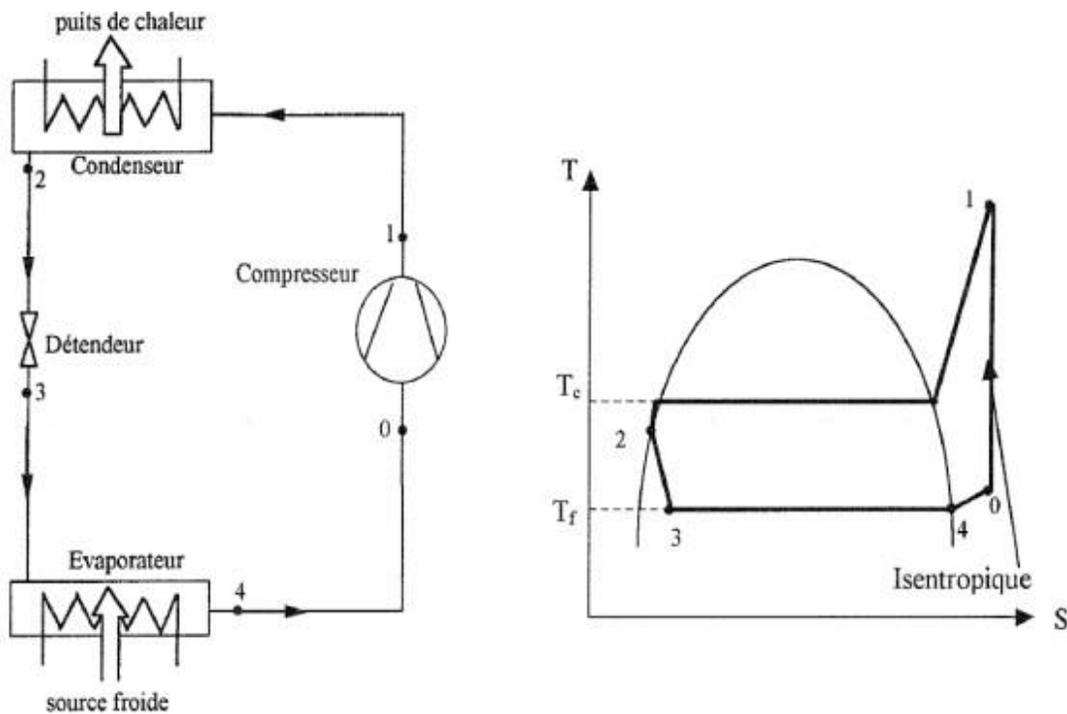


Figure II-18 Schéma et cycle d'une machine frigorifique

II.7.3 Choix du fluide frigorigène

En pratique, on choisit le fluide frigorigène, grâce à ses caractéristiques et applications suivantes [21] :

- 1) HFC qui substitue le R12 dans des installations neuves pour ne pas affecter la couche d'ozone.
- 2) Ayant une grande stabilité thermique et chimique
- 3) Ayant Une baisse toxicité et étant ininflammable
- 4) Ayant une excellente compatibilité avec la majorité des matériaux
- 5) Ayant bon prix

Chapitre III

*Géométrie et modélisation
mathématique*

III.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous allons présenter le problème traité ainsi que le modèle mathématique utilisé. Notre étude vise l'influence de la distance entre les ailettes d'un échangeur de chaleur jouant le rôle de l'évaporateur d'une machine frigorifique à compression sur le transfert de chaleur par convection naturelle. Le fluide frigorigène de refroidissement circule dans 6 tubes en cuivre qui traversent plusieurs ailettes en aluminium rectangulaires verticales, les tubes sont disposés en parallèle (figure III-1), l'évaporateur absorbe la chaleur de l'air ambiant au moyen des ailettes plus froides

III.2 Géométrie de l'échangeur

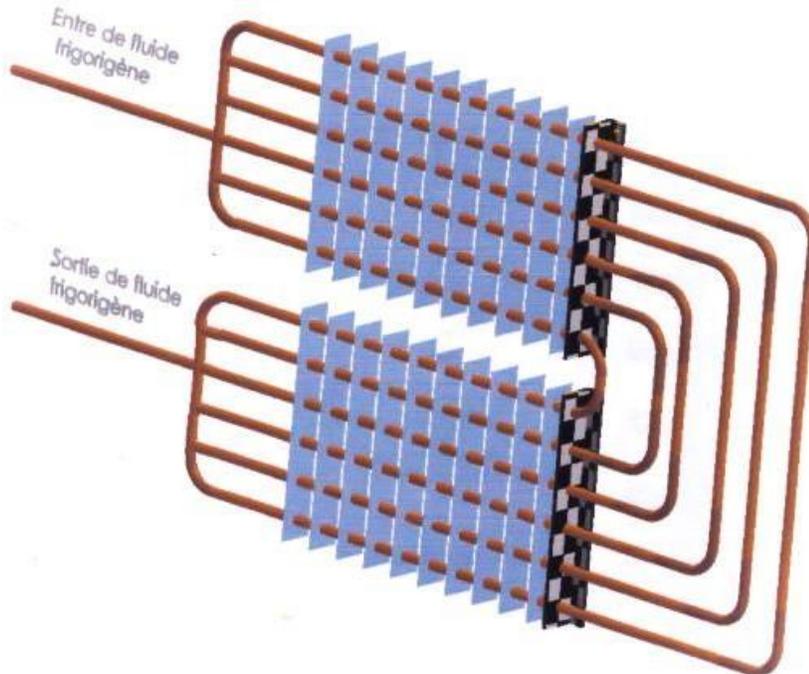


Figure III-2:Présentation globale de la géométrie

La figure suivante présente les éléments de l'échangeur (ailettes, tubes) avec leurs dimensions

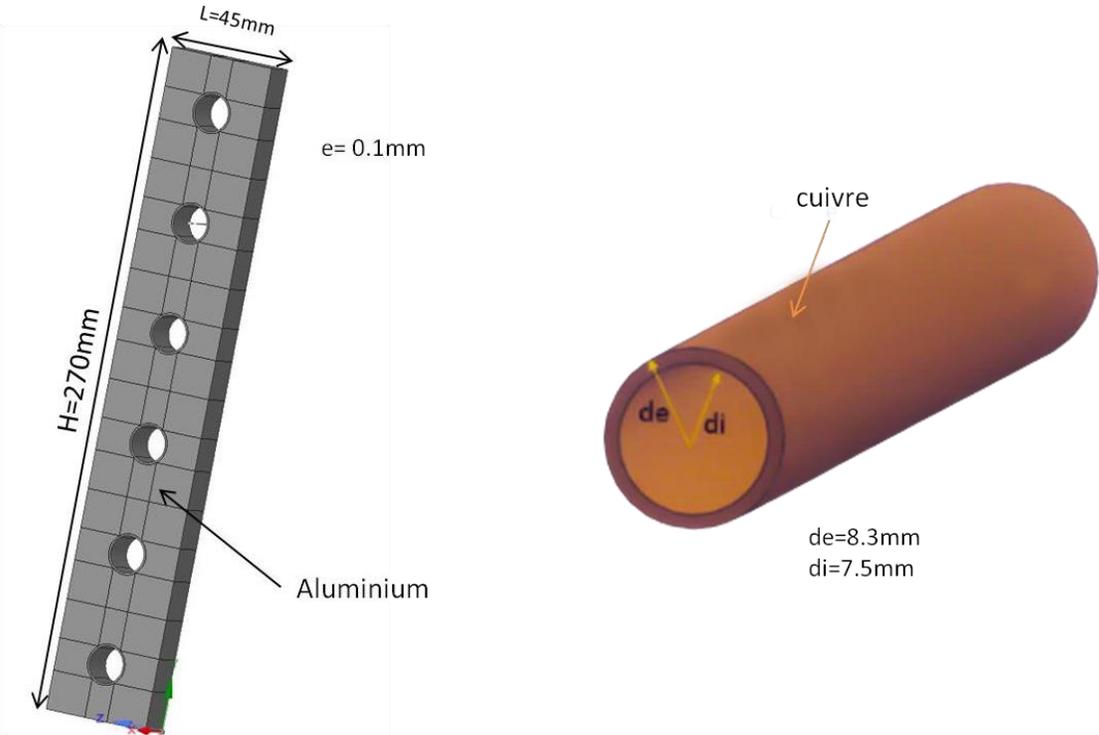


Figure III-3:Dimensions des éléments de l'échangeur

III.3 Modèle mathématique

On se limite au cas de deux ailettes. La formulation mathématique du phénomène de la convection est basée sur les équations qui relient les différents paramètres : pression, température et vitesse. Ces équations découlent des lois de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie.

III.3.1 Hypothèses simplificatrices

- Fluide newtonien et incompressible.
- Rayonnement négligeable
- Caractéristiques thermo physiques constantes $(\rho, c_p, \lambda, \mu)$
- Écoulement en régime stationnaire $\frac{\partial}{\partial t} = 0$

III.3.2 Équation de continuité :

C'est l'équation qui exprime la loi de conservation de la masse pour un volume de contrôle matériel. Elle s'exprime mathématiquement sous la forme différentielle suivante :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad \text{III-1}$$

$$\vec{V} = u\vec{i} + v\vec{j} + w\vec{k} \quad \text{III-2}$$

III.3.3 Équation de quantité de mouvement :

Le principe de conservation de la quantité de mouvement permet d'établir les relations entre les caractéristiques du fluide lors de son mouvement et les causes qui le produisent. Il indique que le taux de variation de la quantité de mouvement contenue dans le volume de contrôle est égal à la somme de toutes les forces extérieures qui lui sont appliquées. Par projection, on obtient les équations suivantes :

Sur (xx)

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad \text{III-3}$$

Sur (yy) :

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\rho g_y - \frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad \text{III-4}$$

III.3.3.1 Approximation de Boussinesq :

$$P = P_s + P_d; \quad P_d \ll P_s$$

On suppose qu'il y a continuité dans la variation de la pression de l'intérieur vers l'extérieur, donc :

$$-\frac{\partial P}{\partial y} - \rho g = 0 \quad \text{III-5}$$

La pression totale P s'écrit :

$$P = \rho g y + \frac{1}{2} \rho v^2 \quad \text{III-6}$$

$$P = \rho_{\infty} g y \quad \text{III-7}$$

$$\frac{\partial}{\partial y} (\rho_{\infty} g y) = -\rho_{\infty} g \quad \text{III-8}$$

$$-\rho g + \rho_{\infty} g = \rho g \left(\frac{\rho_{\infty}}{\rho} - 1 \right) \quad \text{III-9}$$

L'air est supposé gaz parfait :

$$P = \rho r T \quad \text{III-10}$$

$$P = \rho_{\infty} r T_{\infty} \quad \text{III-11}$$

$$\frac{\rho_{\infty}}{\rho} = \frac{T}{T_{\infty}} \quad \text{III-12}$$

$$\rho g \left(\frac{\rho_{\infty}}{\rho} - 1 \right) = \rho g \left(\frac{T}{T_{\infty}} - 1 \right) \quad \text{III-13}$$

$$= \rho g (T - T_{\infty}) \frac{1}{T_{\infty}} \quad \text{III-14}$$

$$Q = \frac{1}{T_{\infty}}$$

$$-\rho g - \frac{\partial P}{\partial y} = \rho g Q (T - T_{\infty}) \quad \text{III-15}$$

$$Sg = \rho Q g (T_{\infty} - T) \quad \text{III-16}$$

β : coefficient de dilatation thermique

g : accélération de la pesanteur

T_{∞} : température de l'air loin de la paroi de l'échangeur.

L'équation III.4 devient :

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -Sg + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad \text{III-17}$$

Sur (zz) :

$$\rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad \text{III-18}$$

III.3.4 Équation d'énergie :

Elle est obtenue par l'application du premier principe de la thermodynamique. Cette équation pour un fluide Newtonien incompressible, s'écrit sous la forme suivante :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = a \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad \text{III-19}$$

$a = \frac{\lambda}{\rho c_p}$: diffusivité thermique

c_p : Chaleur spécifique à pression constante

En final, nous obtenons un système d'équations différentielles d'ordre 2 couplées et non linéaires qu'on doit compléter par les conditions aux limites suivantes :

III.3.5 Conditions aux limites

Zone	Condition dynamique	Condition thermique
Entrée	$P = P_{atm}$	$T_c = T_\infty = T_{air} = 25^\circ\text{C}$
Sortie	$P = P_{atm}$	ND
Parois (ailettes)	$U = V = 0 \text{ (m/s)}$	ND
Tubes	$U = V = 0 \text{ (m/s)}$	$T_f = T_{tub} = 10^\circ\text{C}$

Tableau III-1: Conditions aux limites

ND : Non-Définie

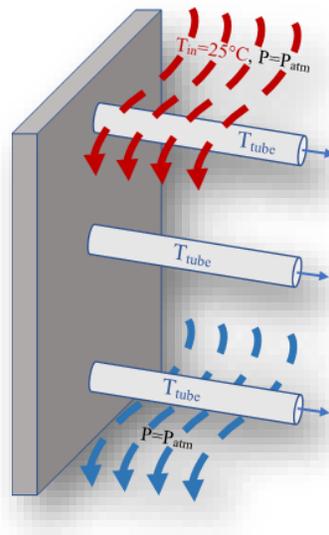


Figure III-4: Domaine de calcul et Conditions aux limites.

III.3.6 Calcul du flux de chaleur échangé :

On prend un élément de surface élémentaire $dS = dy dz ; T(x, y, z)$

Et on exprime la densité de flux de chaleur par la loi de Fourier

$$d\Phi = -\lambda dS \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} \quad \text{III-20}$$

$$\varphi = \frac{d\Phi}{dS} = -\lambda \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} \quad \text{III-21}$$

$$\Phi(y, z) = \iint -\lambda dS \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} \quad \text{III-22}$$

$$\Phi_{cond} = \int_0^H \int_0^L -\lambda \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} dydz \quad \text{III-23}$$

$$\Phi_{cond} = \Phi_{conv} \quad \text{III-24}$$

$$\bar{h} \Delta T = \Phi_{cond} \quad \text{III-25}$$

$$\frac{\Phi_{cond}}{S} = \bar{h} \Delta T \quad \text{III-26}$$

$$\bar{h} = \left(\frac{\Phi_{cond}}{S} \right) \frac{1}{\Delta T} = \frac{\varphi}{\Delta T} \quad \text{III-27}$$

III.3.6.1 Calcul numérique de la densité de flux

Le coefficient d'échange moyen convectif s'écrit :

$$\bar{h} = \frac{\Phi_{conv}}{S \Delta T} = \frac{\Phi_{cond}}{LH \Delta T} \quad \text{III-28}$$

L'élément de flux local peut s'écrire :

$$\frac{d\Phi^{(y,z)}}{dS} = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0} \quad \text{III-29}$$

$$= -\lambda \frac{T_p - T_{(1,y,z)}}{\Delta x} \quad \text{III-30}$$

$$\Phi_{cond} = \sum_{j=0}^J \sum_{k=0}^K \frac{-\lambda}{\Delta x} [T_{p(0,j,k)} - T_{(1,j,k)}] \quad \text{III-31}$$

$$\varphi = \frac{\Phi_{cond}}{S}$$

La résolution analytique de ces équations n'est pratiquement pas possible. Donc, l'utilisation des méthodes numériques s'avère indispensable. Dans notre étude, on va utiliser le logiciel FLUENT basé sur la méthode numérique des volumes finis. Les étapes de conception de la configuration en utilisant le logiciel Gambit ainsi que la procédure de simulation sous Fluent seront bien exposées dans le chapitre suivant.

Chapitre IV

Simulation numérique avec

Gambit & Fluent

IV.1 Introduction

Dans ce chapitre, le processus de simulation en réalité a été effectué avec Gambit et Fluent sur l'ordinateur personnel, où les étapes de dessin et de calcul de notre géométrie seront présentées avec les résultats donnés en détail

Rappelons-nous notre problème, qui est d'étudier l'effet de la distance entre les ailettes dans plusieurs cas (3D= 30Cas, 2D=50 Cas)

Avec mention de notre géométrie, qui exprime deux ailettes verticales rectangulaires traversées par 6 tubes séquentiels au milieu, ses caractéristiques

Longueur = 270 (mm), largeur = 45 (mm), l'épaisseur des ailettes $e = 0.1$ (mm), $V = 0$ ($\frac{m}{s}$)

$P = 1.01325 \cdot 10^5$ (Pas), $T_{tube} = 10$ (°C), $T_{en} = (25^\circ\text{C})$

IV.2 CFD

La CFD (Computational Fluid Dynamics) ou la dynamique des fluides numérique est la science permettant de prédire les caractéristiques des écoulements des fluides, le transfert thermique, le transfert de masse, les réactions chimiques En résolvant les équations différentielles qui régissent ces processus à partir d'un codage numérique.

L'écoulement des fluides est couramment étudié de l'une des trois manières suivantes :

- ✓ Dynamique des fluides expérimentaux.
- ✓ Dynamique des fluides théoriques :
 - Dynamique des fluides numérique (CFD).
 - Dynamique des fluides analytiques.

La CFD est principalement basée sur la résolution des équations gouvernant les phénomènes dynamique et thermique numériquement à l'aide d'un ordinateur.

Avantages de l'utilisation la CFD par rapport l'expérimental :

CFD fournit une base de données haute-fidélité pour diagnostiquer le champ d'écoulement. Simulation de phénomènes physiques difficiles à expérimenter (simulations grandeur nature : navires et avions ; Effets environnementaux : éoliennes, météo ; phénomènes dangereux : combustion, explosion, etc.).[23]

IV.3 Outil Gambit

Le logiciel Gambit est un préprocesseur qui permet de réaliser ou d'importer des géométries (surface ou volume) en 2D ou 3D simples ou complexes, il permet de créer plusieurs types de maillage (structuré, non structuré ou hybrides) en coordonnées cartésiennes, polaire, cylindrique ou axisymétriques et de spécifier le type de matériau (fluide ou solide) selon le bon vouloir de l'utilisateur. Le préprocesseur permet aussi de définir les conditions aux limites appropriées aux frontières du domaine de calcul. Il possède en outre de nombreuses possibilités d'extraction qui permettent l'utilisation de ses maillages par des logiciels industriels comme par exemple FLUENT.

IV.4 Méthode d'utilisation de Gambit :

Ce logiciel est utilisé pour définir et créer le modèle d'étude (surface ou volume) et de le mailler suivant le bon vouloir de l'utilisateur. Les différentes étapes d'utilisation de GAMBIT sont définies dans la notice suivante.

IV.4.1 Menu principal de Gambit

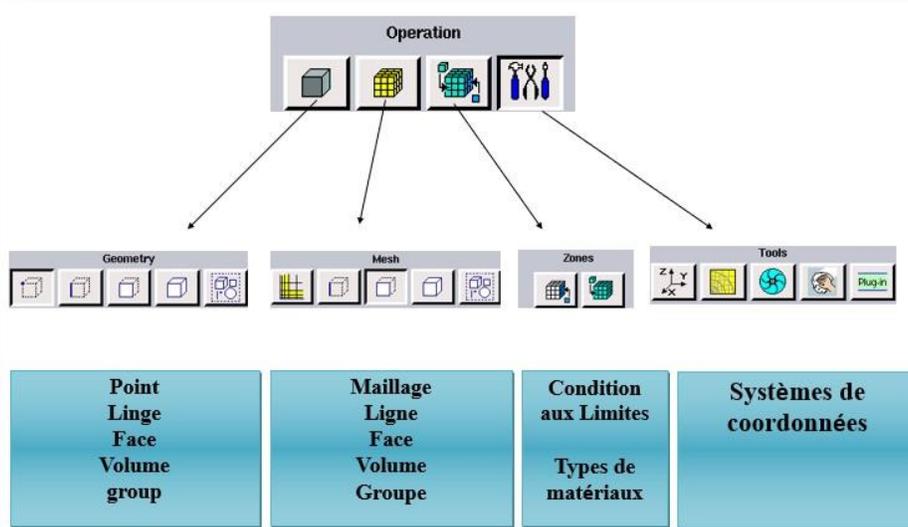


Figure IV-1: Menu principal de Gambit

IV.4.2 Etapes départ 2D jusqu'à 3D

Cas 2D :

Définir la géométrie

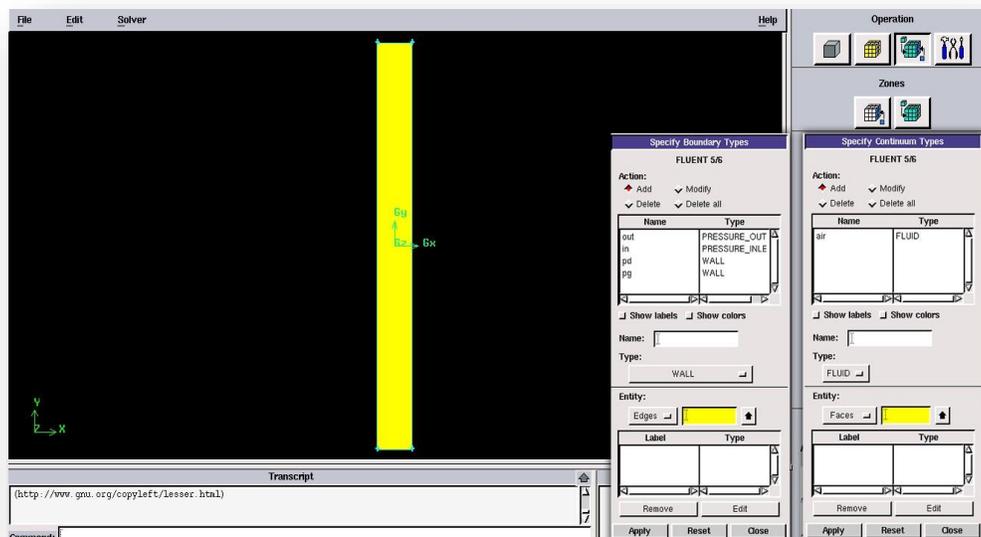


Figure IV-2 : Maillage du domaine 2D

Cas 3D :

Notre géométrie est construite sur Gambit en 3D. Vu sa complexité, on a choisi d'établir les surfaces simples existantes puis extruder pour obtenir les volumes.

IV.4.2.1 Création des surfaces du domaine

1^{er} Étape :

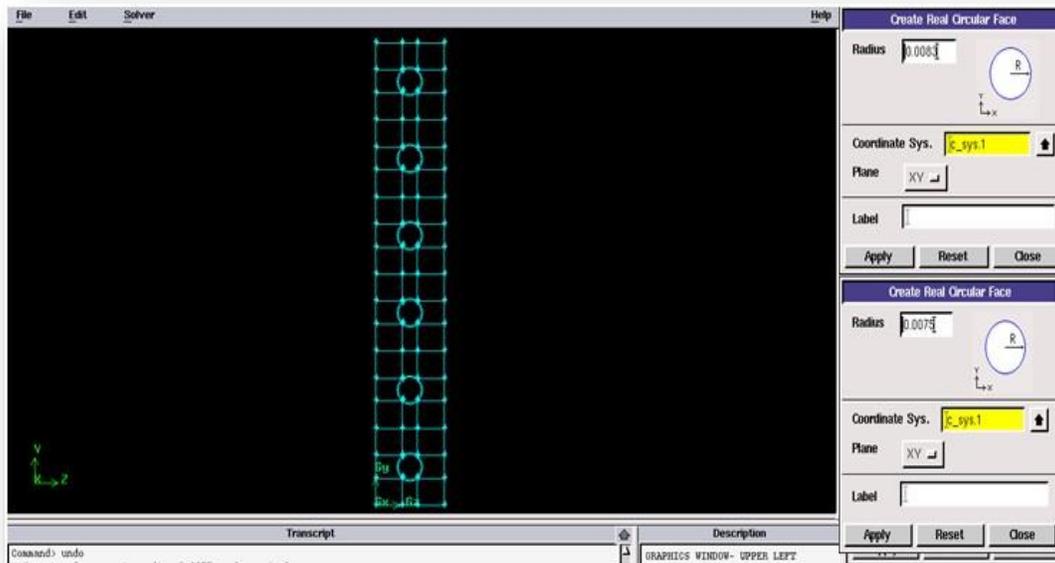


Figure IV-3 : Visualisation des faces du domaine

IV.4.2.2 Création du volume

2^{eme}Étape :

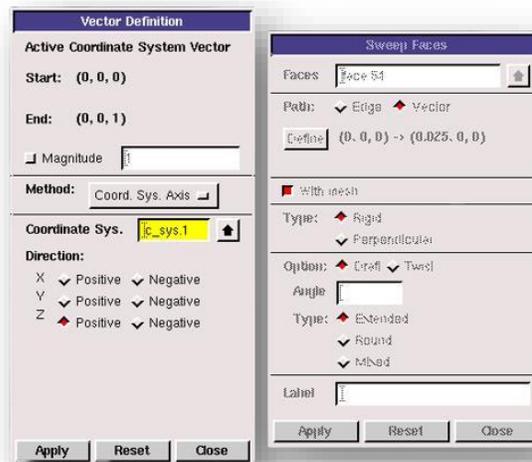
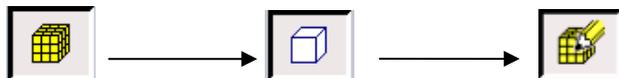


Figure IV-4 : Création du volume

IV.4.2.3 Création du maillage

3^{eme}Étape :



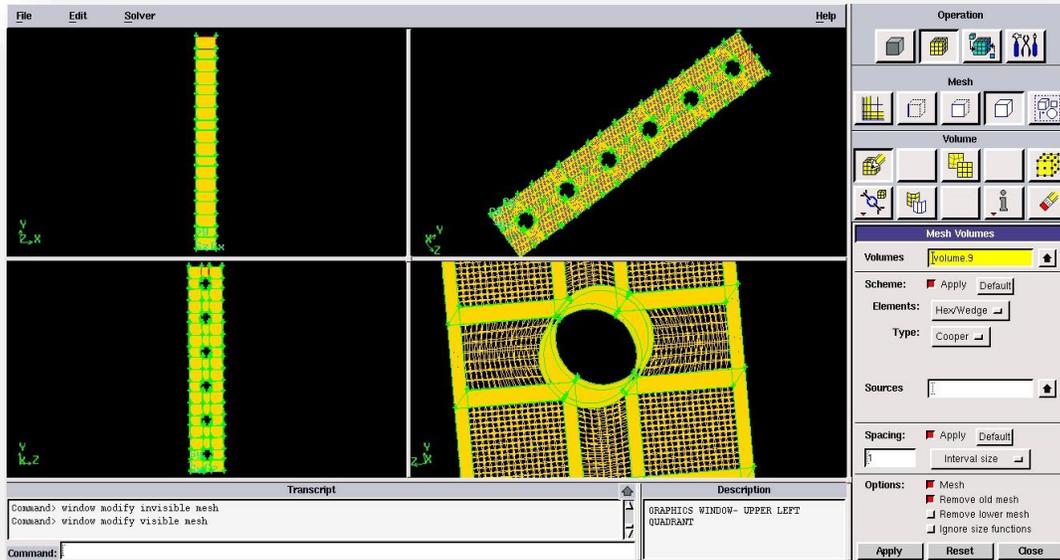


Figure IV-5 : Maillage des volumes 3D

IV.4.2.4 Conditions aux limites

Après la conception de la géométrie du système étudié, et la définition du maillage du domaine physique, nous allons spécifier les zones géométriques sur lesquelles nous allons appliquer les conditions aux limites.

Plusieurs types de conditions aux limites sont proposés dans le code de calcul FLUENT qu'on va l'utiliser.

Nous allons utiliser essentiellement trois conditions aux limites : pression inlet, pression outlet, wall.

- ✓ La première type " **pressure inlet** ", (pression d'entrée) est appliquée au niveau des entrée (entrée de fluide à la pression atmosphérique).
- ✓ La deuxième type " **pressure outlet** ", (pression de sortie) est appliquée au niveau des sorties (sortie de fluide à la pression atmosphérique).
- ✓ Le troisième type "**Wall** " appliqué sur tubes et aux ailettes.

IV.4.2.5 Définition des zones

Le domaine physique étudié est composé de deux zones :

- ✓ **Zone solide** : est représenté par le dissipateur thermique.
- ✓ **Zone fluide** : est représenté par le fluide qui entoure les ailettes et qui s'écoule à l'intérieur des ouvertures.

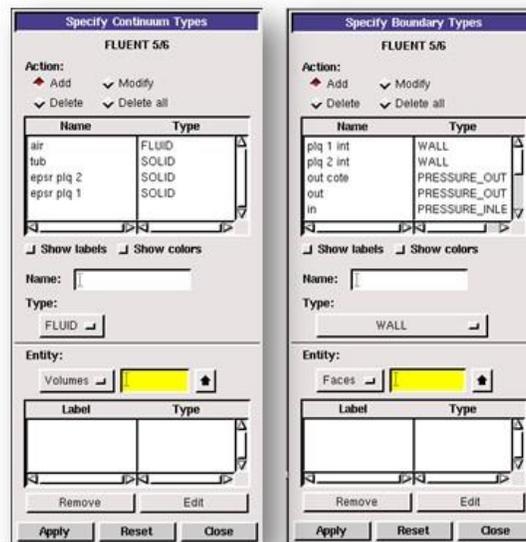


Figure IV-6 : Définition des conditions aux limites et des zones

IV.4.2.6 Affichage du pire élément

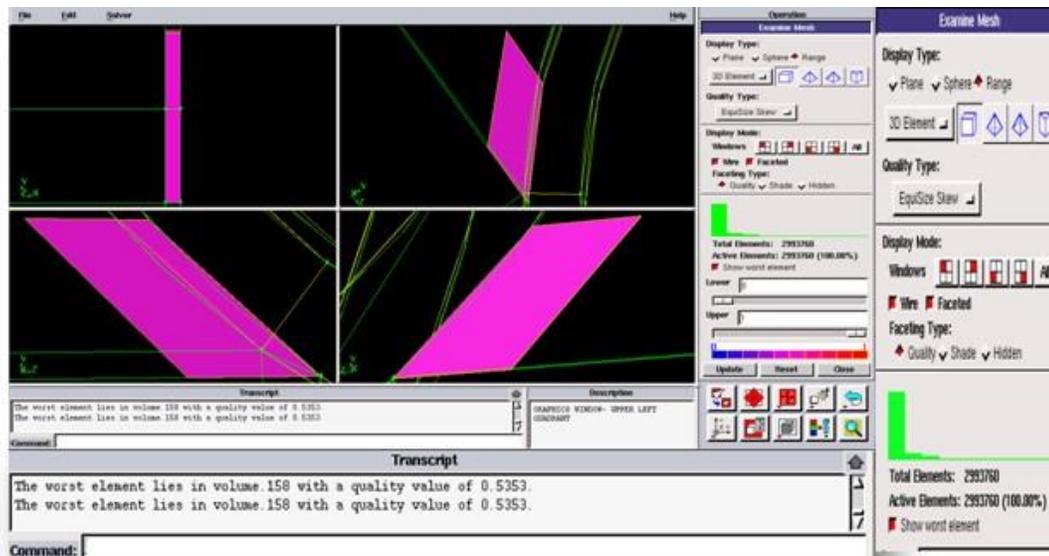


Figure IV-7 : Affichage du pire élément et nombre de cellules

IV.4.2.7 Exportation du maillage

Une fois que la géométrie a été créée, que les conditions aux limites ont été définies, il faut exporter le maillage, depuis le préprocesseur Gambit vers le solveur Fluent en format Msh (Msh=maillage en anglais) pour que Fluent soit capable de le lire et de l'utiliser.

On peut ensuite fermer Gambit en sauvegardant la session (si on souhaite l'ouvrir une autre fois) et lancer Fluent.

IV.5 Présentation du logiciel "Fluent"

Fluent est un code de calcul pour modéliser les écoulements des fluides et les transferts thermiques dans des géométries complexes. Il peut résoudre des problèmes d'écoulement avec des mailles non structurées, qui peuvent être produites pour des géométries complexes, avec une facilité relative. Les types de mailles supportées sont des mailles, en 2D, triangulaires ou quadrilatérales, ou en 3D tétraédriques/hexaédriques/pyramidales, et les mailles (hybrides) mélangées.

Fluent est écrit en langage de programmation C et utilise pleinement la flexibilité et la puissance offertes par ce langage (allocation de la mémoire dynamique). En outre, il utilise une architecture qui lui permet de s'exécuter sur plusieurs processeurs simultanés sur le même poste de travail ou sur des postes séparés. Ainsi, il a les capacités de modéliser :

- ✓ Ecoulements 2D ou 3D.
- ✓ Etats permanents ou transitoires.
- ✓ Ecoulements incompressibles ou compressibles incluant toute vitesse de régimes (subsoniques, transsoniques, supersoniques et hypersoniques).
- ✓ Ecoulement non visqueux, laminaire ou turbulent.
- ✓ Ecoulements Newtonien ou non.
- ✓ Transfert de chaleur forcé, par conduction, par convection ou radiatif.
- ✓ Les écoulements avec changements de phases.
- ✓ Ecoulements en milieu poreux.

IV.6 Principales étapes de simulation sous FLUENT

IV.6.1.1 Importation de la géométrie (MSH)

IV.6.1.2 Ouvrir la version de Fluent

Puisque la géométrie est en 2D, et un peu complexe, le choix du 2D double précision semble le plus approprié à notre simulation, alors, on l'a choisi comme suit :

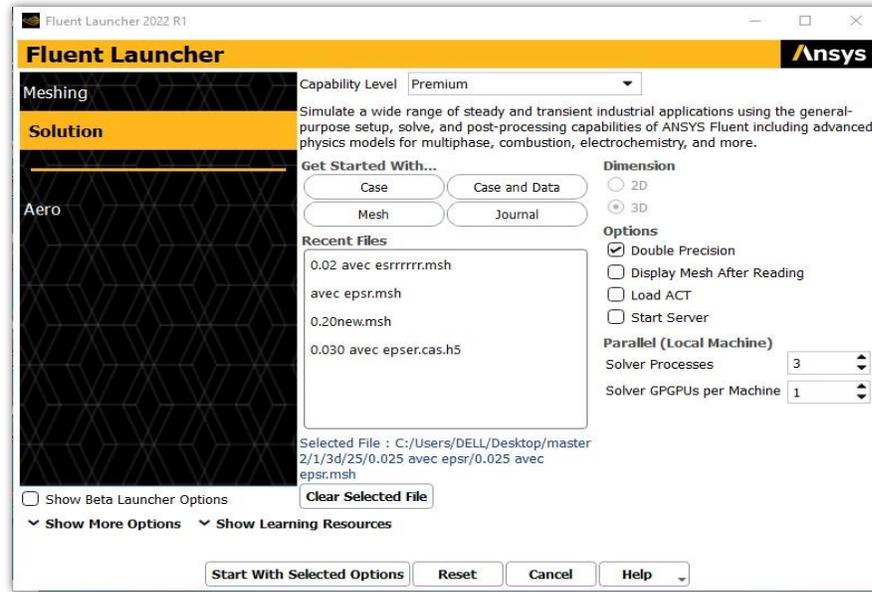


Figure IV-8 : Choix de la version de Fluent.

IV.6.1.3 Lire le fichier exporté (avec extension MSh) :

File → *Read* → *Mesh*

Pour commencer la simulation il faut importer le fichier (.msh) généré avec Gambit

IV.6.1.4 Autorisation du transfert de chaleur :

Setup → *Models* → *Energy*

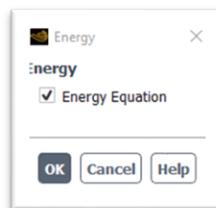


Figure IV-9: Etablir les équations de l'énergie

IV.6.1.5 Choix du type d'écoulement :

Setup → Models → Viscous (laminar)



Figure IV-10 : choix du modèle d'écoulement

IV.6.1.6 Définir les propriétés des matériaux :

Setup → Materials → Fluid → Air

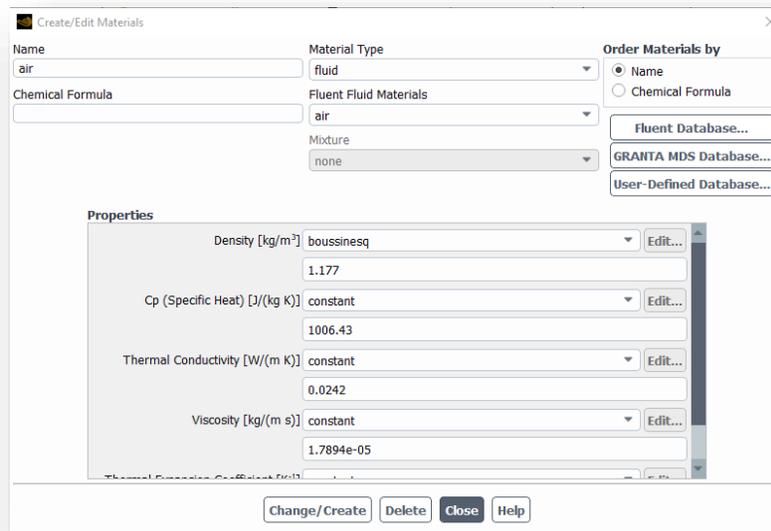


Figure IV-11 : définir les propriétés physiques des matériaux

IV.6.1.7 Conditions aux limites :

Les conditions aux limites pour chaque frontière seront définies avec la fenêtre Boundary condition, après avoir sélectionné chaque fois, la frontière concernée et faire rentrer les conditions aux limites de cette dernière ensuite valider. Il faut fixer les conditions aux limites

Setup → Boundary conditions → Inlet $T_{en} = 298K$

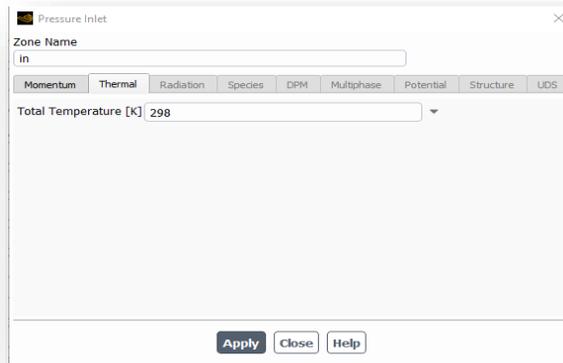


Figure IV-12 : Valeurs des conditions aux limites (fluide entrée)

Setup → Boundary conditions → TUB ITR $T_{tube} = 283K$

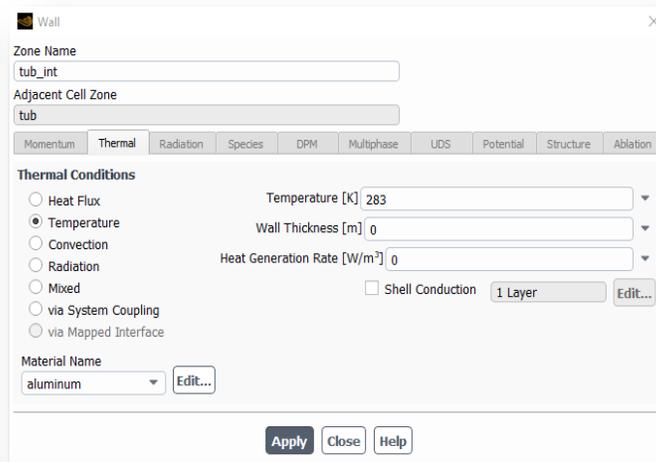


Figure IV-13 : Valeurs des conditions aux limites (tube intérieur)

IV.6.1.8 Conditions d'opération :

Physics —→ *Opération conditions*

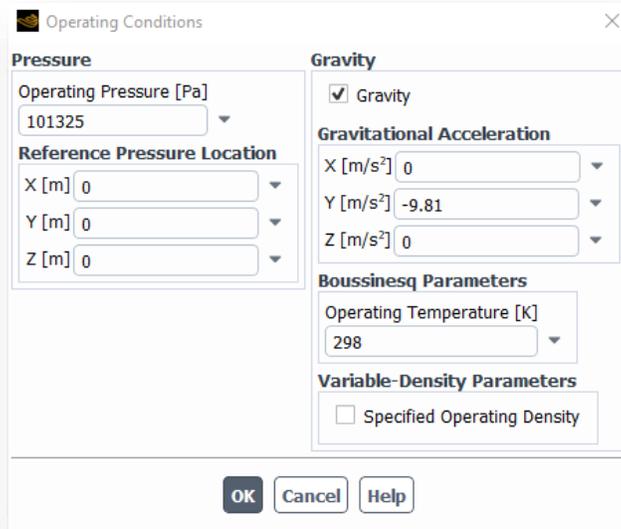


Figure IV-14 : choix de la gravité et paramètres de Boussinesq

IV.6.1.9 Choix de la méthode de solution

Solution —→ *Methods*

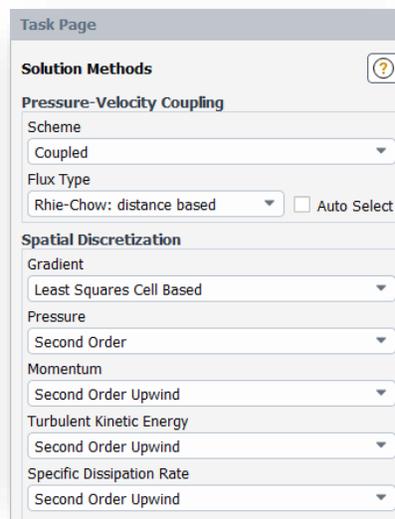


Figure IV-15 : choix de la méthode de solution (coupled)

IV.6.1.10 Choix des critères de convergence

Solution → *Monitors* → *Residual*

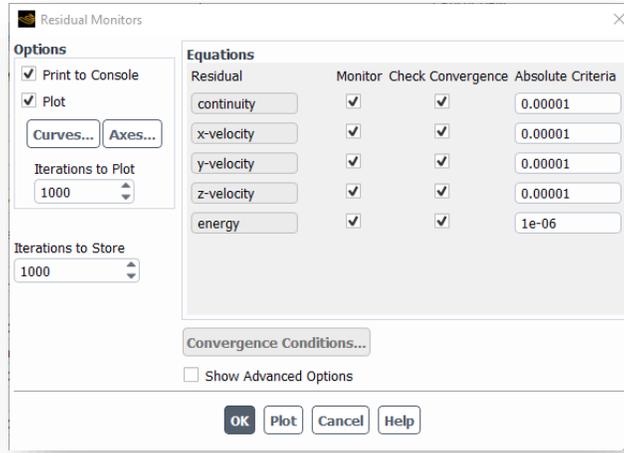


Figure IV-16 : choix des Résidus

Solution → *définitions* → *new* → *surface report* → *area – weighted- average*

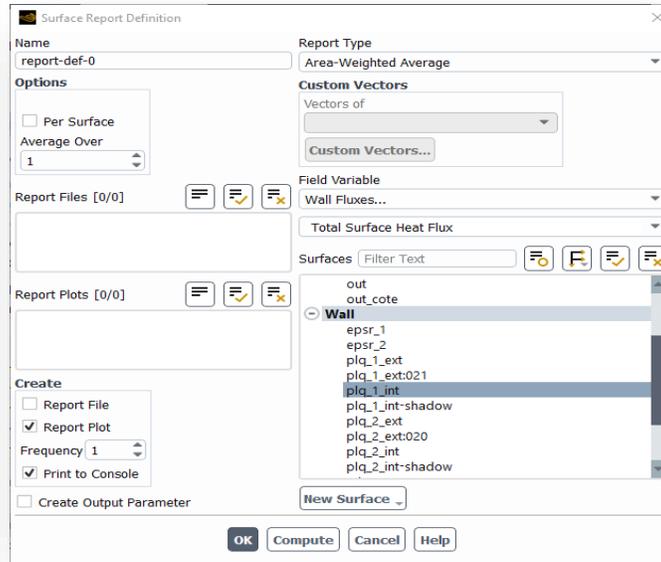


Figure IV-17 : choix de la zone de calcul

IV.6.1.11 Initialisation de la solution

Solution → *initialization* → *initialize*

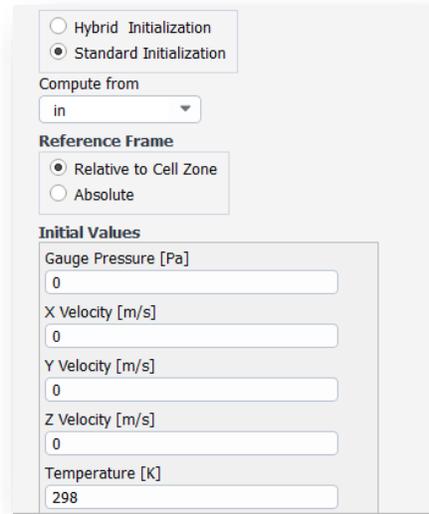


Figure IV-18: Initialisation de la solution

IV.6.1.12 Lancement du calcul

Solution → *run calculation* → *calculate*

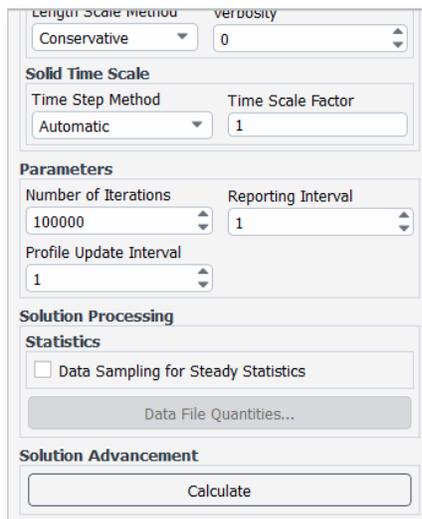


Figure IV-19: Choix du nombre d'itérations.

IV.6.1.13 Convergence des calculs

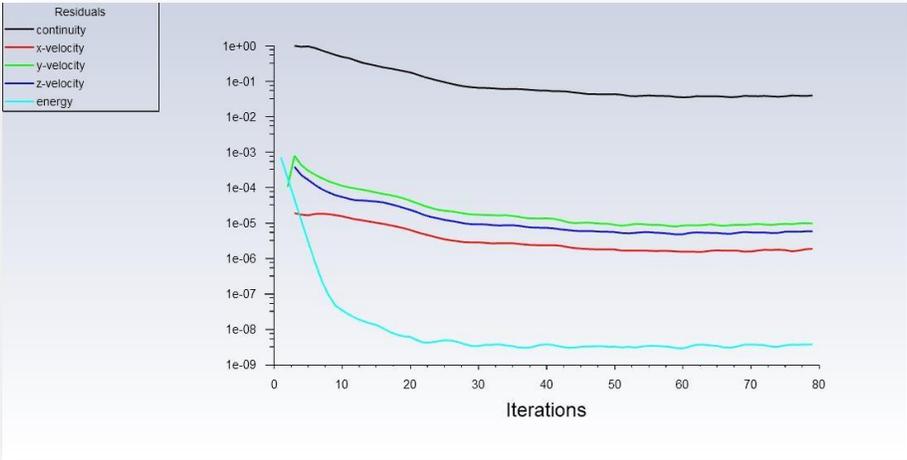


Figure IV-20: Allures de l'évolution des résidus de calcul.

Chapitre V

Résultats et Commentaires

V.1 Introduction

Dans ce chapitre nous présentons les résultats obtenus par simulation numérique de la convection naturelle dont la géométrie est montrée dans le chapitre 4. Les résultats obtenus en régime stationnaire illustrent l'influence de la distance entre les ailettes sur le transfert de chaleur. Nous allons donc examiner :

- La convergence et la stabilité du programme.
- Le champ de vitesse.
- Le champ de température.
- Le coefficient d'échange de chaleur (2D, 3D)

Les résultats seront présentés sous forme de lignes de courant et de contours .

V.2 Résultats et commentaires

V.2.1 Distribution de la température

Les deux figures suivantes représentent la distribution de la température dans les ailettes (figure V-1) et dans l'air (figure V-2) pour différentes valeurs de l'écartement entre les ailettes allant de 1 jusqu'à 25 mm

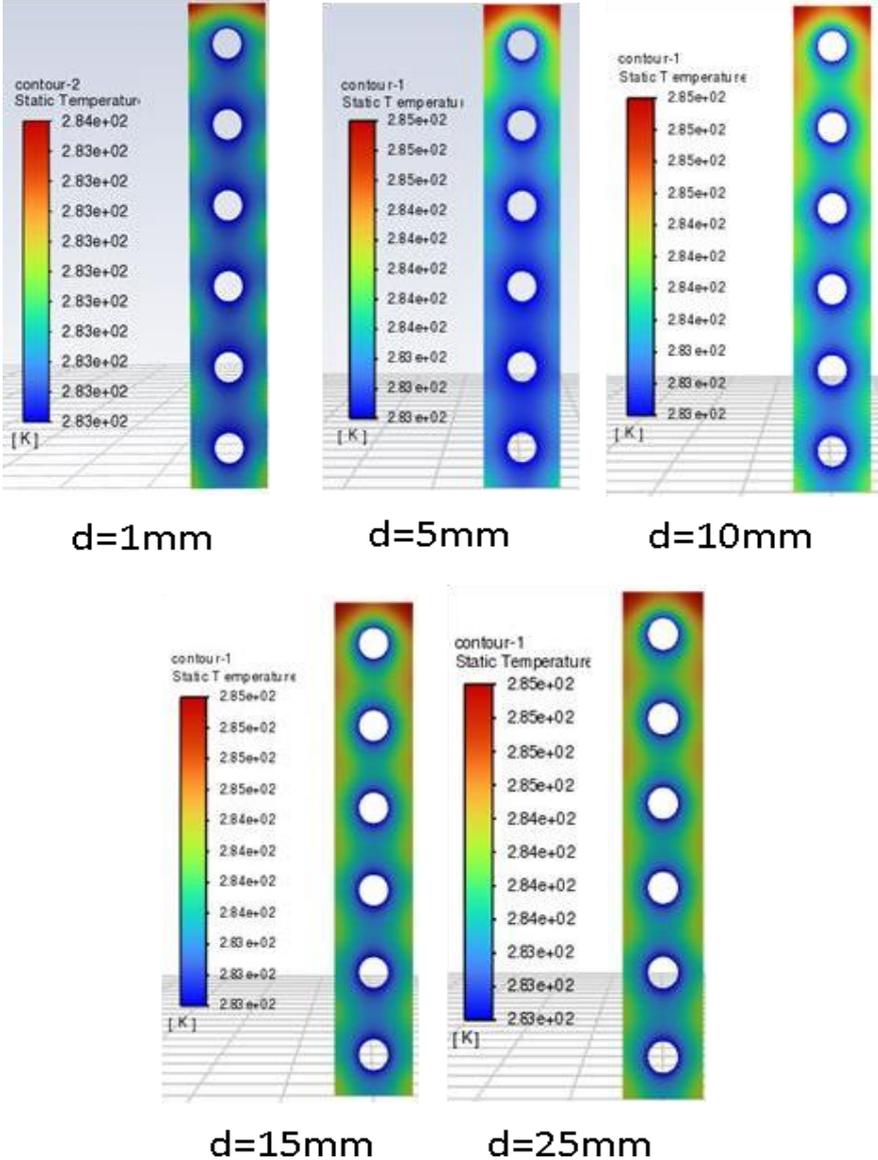


Figure V-1:Contour de la température dans les ailettes

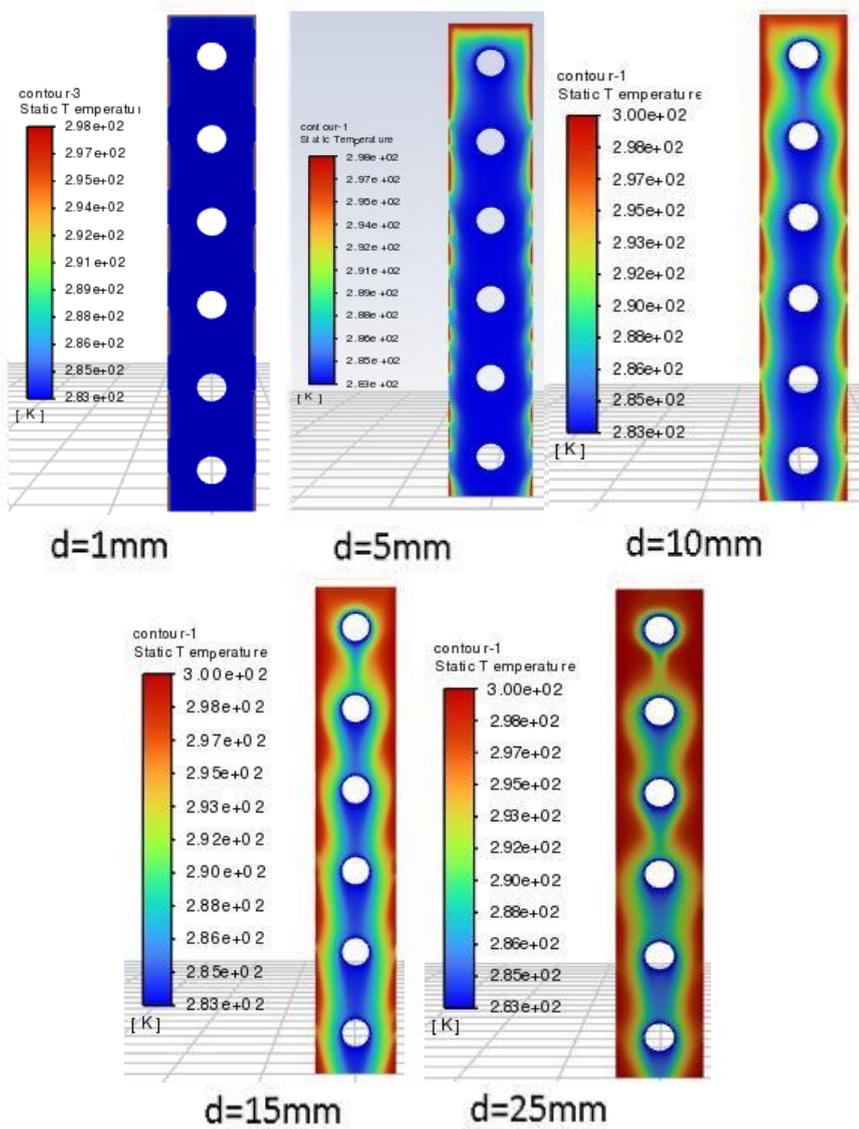


Figure V-2: Contour de la température dans l'air pour $X = \frac{d}{2}$

Commentaires

On observe que les ailettes sont plus chaudes en haut sur toute leur largeur à cause de l'air chaud et que la zone affectée s'agrandit sur les côtés au fur et à mesure que la distance entre les ailettes augmente. Cela peut être expliqué par l'augmentation de la quantité d'air mise en jeu qui influe sur les ailettes.

Il faut noter que le transfert de chaleur s'achève rapidement lorsque les ailettes s'approchent de plus en plus les unes des autres.

V.2.2 Distribution de la vitesse de l'air

Les figures suivantes montrent respectivement le contour de la vitesse de l'air pour $z=1\text{cm}$ (figure V-3) et les lignes de courant pour $x=d/2$ (figure V-4) pour différentes valeurs de l'écartement entre les ailettes allant de 1 jusqu'à 25 mm

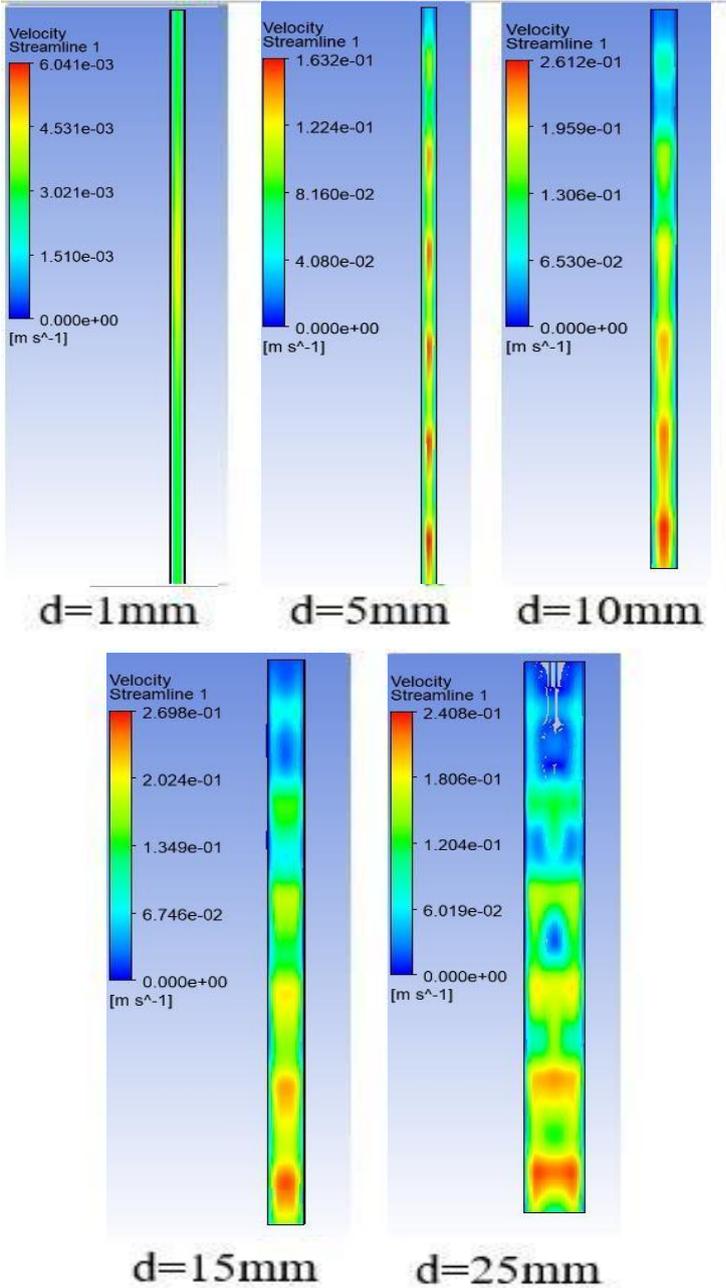


Figure V-3: Lignes de courant de la vitesse de l'air pour z=1 cm

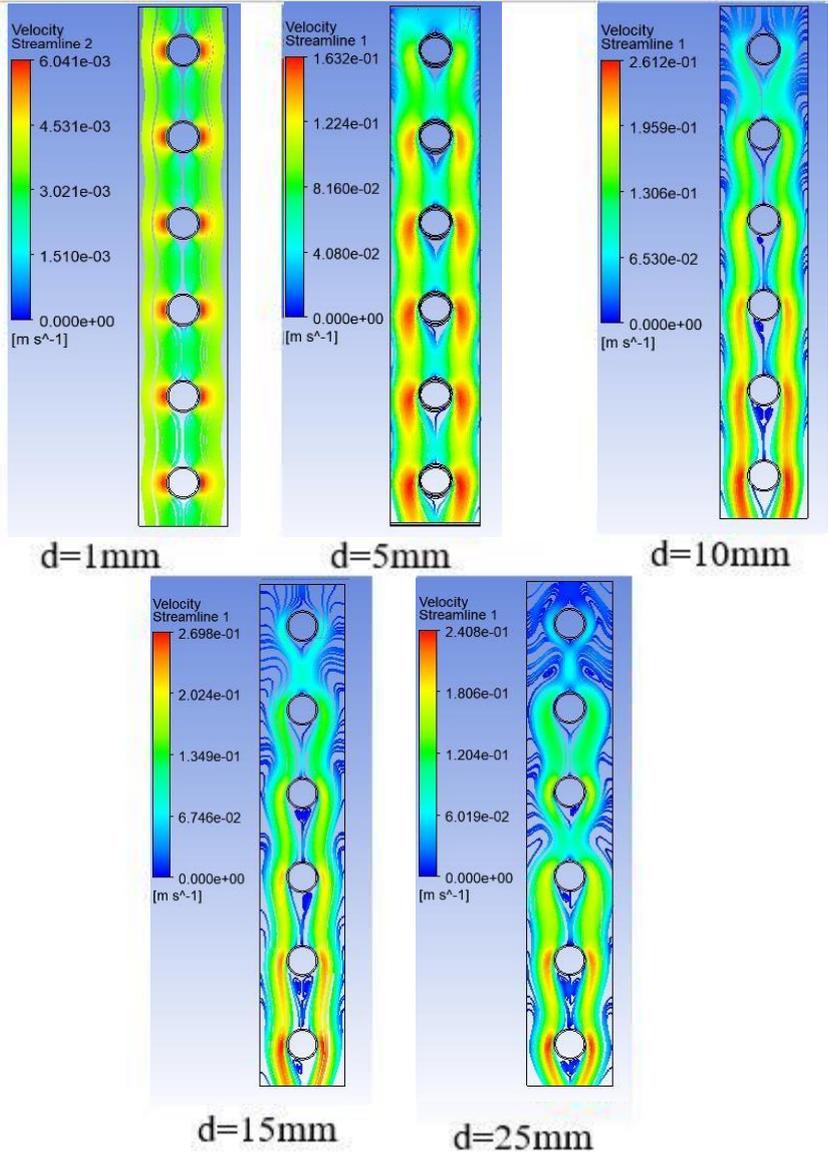


Figure V-4: Lignes de courant de la vitesse de l'air pour $x = \frac{d}{2}$

Commentaires

On remarque que l'air a un mouvement suivant les trois directions à l'entrée des ailettes (en haut) puis a tendance à suivre la direction verticale (suivant Y) et ce phénomène est d'autant plus visible que l'espace entre les ailettes faible. En plus, la valeur de la vitesse croît au voisinage des tubes notamment lorsque les ailettes sont éloignées.

Cela s'explique par le fait que, en se refroidissant, sa masse volumique augmente et l'air descend verticalement vers le bas à cause de la gravité.

V.3 Différence entre le flux de chaleur en 2D et 3D :

Cas 3D :

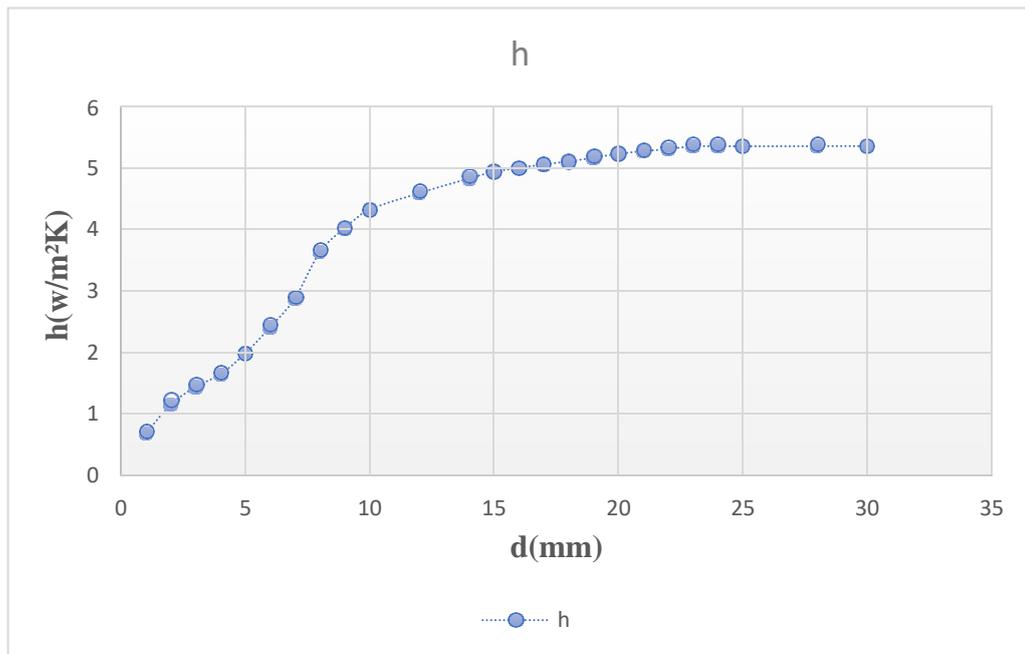


Figure V-5: Variation du coefficient d'échange en fonction de l'écartement des ailettes (3D)

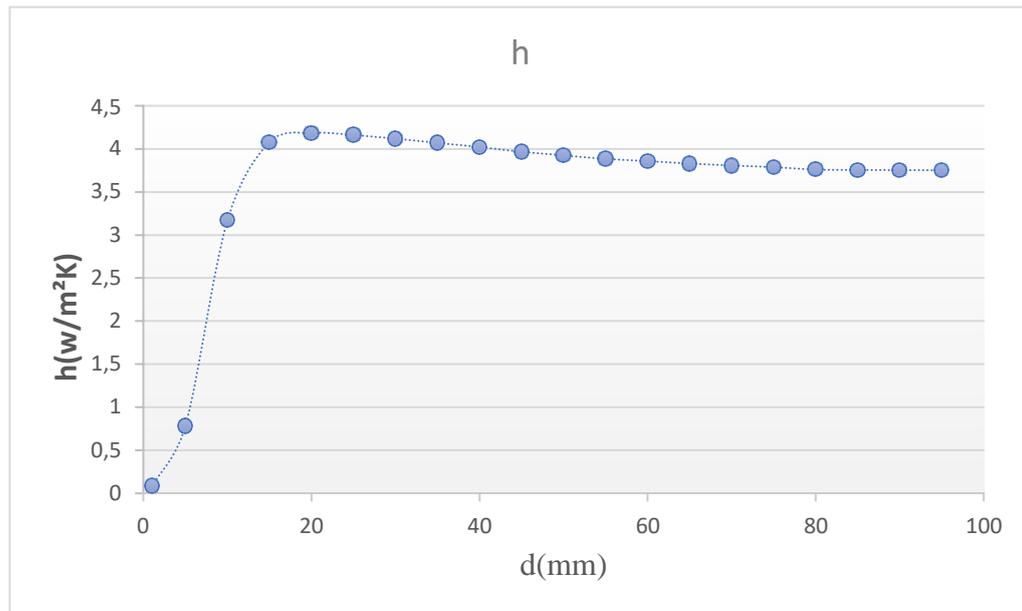


Figure V-6: Variation du coefficient d'échange en fonction de l'écartement des ailettes (2D)

Commentaires :

On note une augmentation marquée du coefficient d'échange au début dans les deux cas (2D et 3D) puis progressivement jusqu'à ce que le coefficient atteigne une valeur limite correspondant au cas d'une seule ailette.

Cette observation peut être expliquée physiquement par la séparation des couches limites des deux ailettes adjacentes ; c.-à-d. que chaque ailette assiste séparément à l'échange thermique.

En revanche, on note une légère augmentation du coefficient d'échange dans le cas de (3D) par rapport à (2D) estimée à : 36.82%

Dans ce cas, l'étude 3D ne peut être dispensée et demeure nécessaire.

V.4 Tableaux de résultats calculés

3D

d(mm)	Densité de flux (W m ⁻²)	h (Wm ⁻² K ⁻¹)	Température Moyenne de plaque(K)
1	10,11	0,68	283.13
2	17,04	1,15	283.21
3	21,23	1,44	283.26
4	24,16	1,64	283.28
5	28,65	1,95	283.35
6	35,18	2,41	283.40
7	41,86	2,88	283.48
8	52,30	3,63	283.61
9	57,69	4,02	283.66
10	61,82	4,32	283.70
12	65,51	4,59	283.74
14	68,76	4,83	283.77
15	70,26	4,94	283.78
16	71,06	5,003	283.80
17	71,85	5,06	283.80
18	72,45	5,11	283.81
19	73,28	5,17	283.82
20	74,16	5,23	283.83
21	74,76	5,27	283.84
22	75,22	5,31	283.84
23	75,88	5,35	283.84
24	75,89	5,36	283.84
25	75,90	5,36	283.84
28	75,90	5,36	283.84
30	75,91	5,36	283.84

2D

d(mm)	Densité de flux (W m ⁻²)	h (Wm ⁻² K ⁻¹)
1	1,24	0,08
5	11,71	0,78
10	47,58	3,17
15	61,16	4,08
20	62,78	4,18
25	62,42	4,16
30	61,77	4,12
35	61,05	4,07
40	60,32	4,02
45	59,49	3,97
50	58,87	3,92
55	58,26	3,88
60	57,86	3,86
65	57,46	3,83
70	57,11	3,81
75	56,81	3,79
80	56,56	3,77
85	56,33	3,76
90	56,14	3,75
95	55,98	3,74

Tableau V-1: Densité de flux, Température moyenne d'ailettes, Coefficient d'échange

Conclusion Générale

Le but de notre travail était d'étudier l'effet de la distance entre les ailettes de l'évaporateur d'une machine frigorifique sur la valeur du flux de chaleur échangé par convection naturelle entre les parois externes de l'échangeur et l'ambiance. L'échangeur est un ensemble d'ailettes planes verticales parallèles traversées par des tubes horizontaux dans lesquels circule le fluide frigorigène. Nous avons traité le problème en 3D.

Pour déterminer la valeur du flux de chaleur, il faut connaître le champ de température entre les ailettes en résolvant les équations gouvernant le phénomène dans le cas où l'air est supposé incompressible et le régime d'écoulement est stationnaire. On note que les équations différentielles sont non linéaires. Couplées et du second ordre qui ne sont résolubles que numériquement. Cela nous a poussés à utiliser les codes Gambit et Fluent, Nous avons changé la distance entre les ailettes dans l'intervalle allant de 1 à 28mm et à chaque fois nous faisons les calculs.

Les résultats obtenus ont montré que le flux de chaleur échangé augmente avec l'écartement des ailettes avant d'atteindre une valeur maximale pour $d=23\text{mm}$ après lequel il reste inchangé correspondant au cas d'une seule ailette.

Annexe A

A.1 destrubetion de la température d' air :

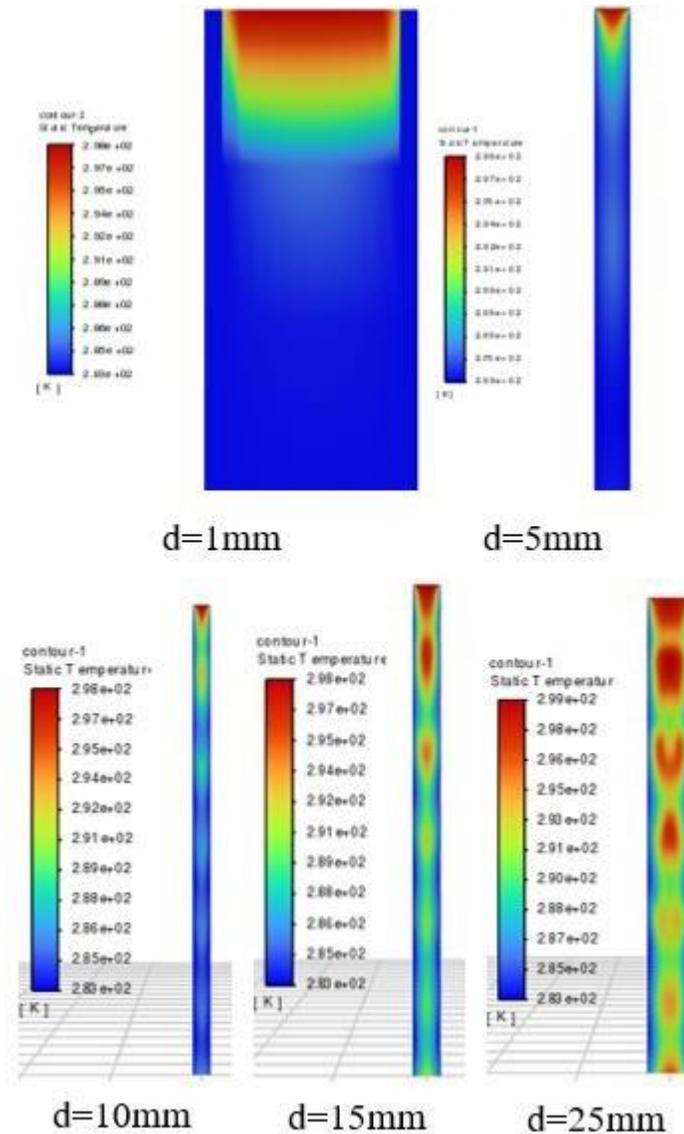


Figure A-1:Contour de la température dans l'air z=1 cm

A.2 Distribution de la vitesse de L'air :

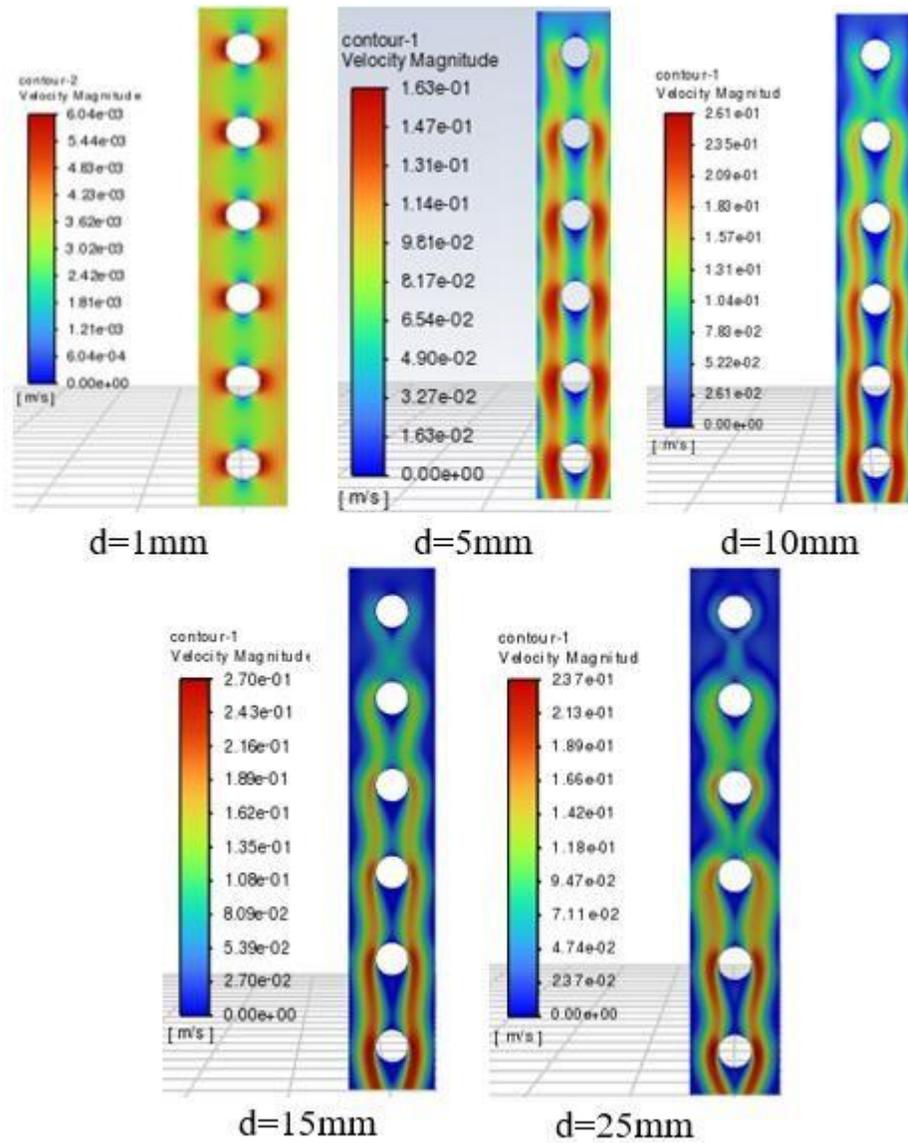


Figure A-2: Contour de la vitesse de l'air pour $X = \frac{d}{2}$

A.3 Evolution de la température des ailettes

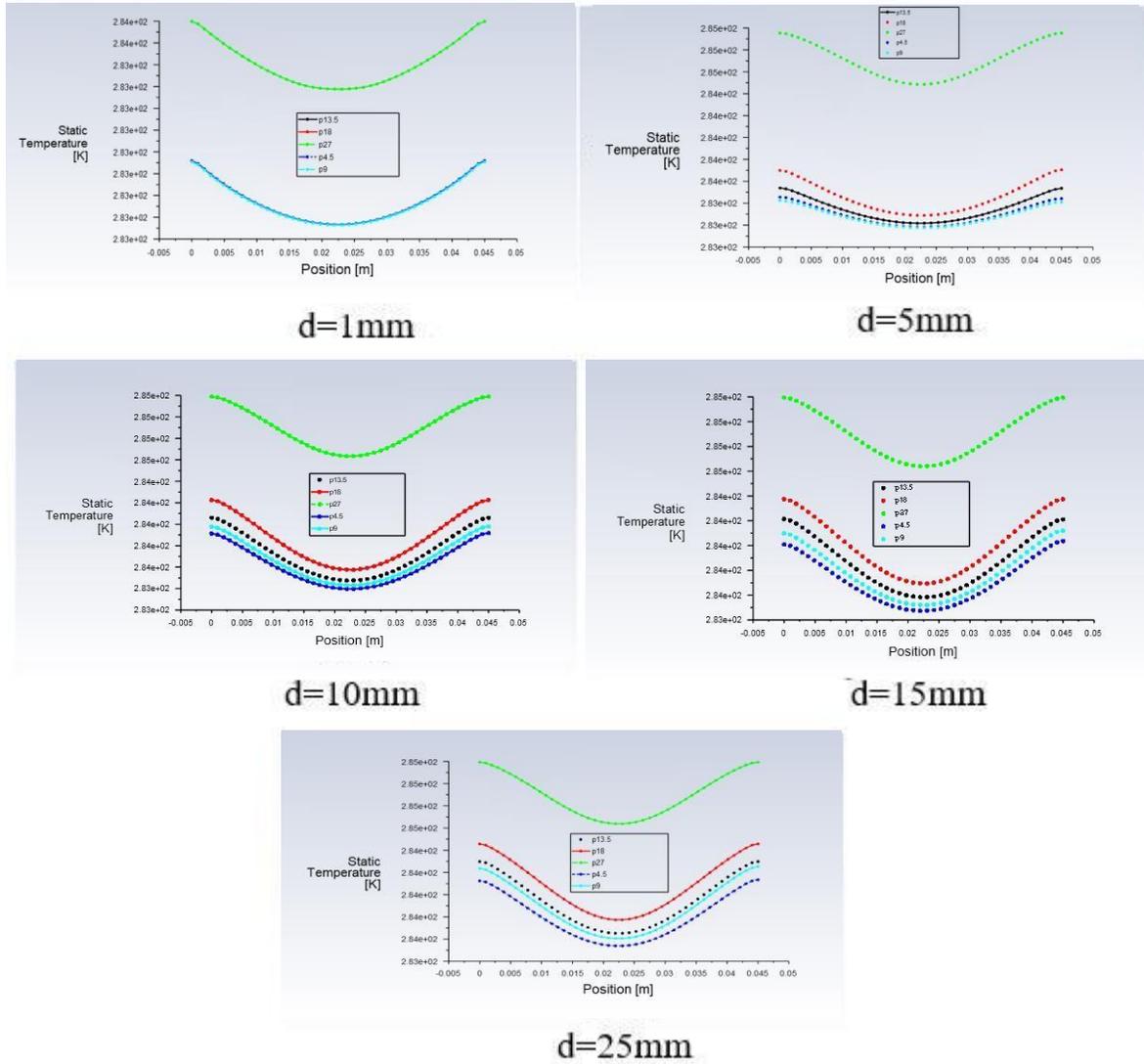


Figure A-3: Variation de la température d'ailettes en fonction de z

A.4 Evolution de la température de l'air pour $x = \frac{d}{2}$

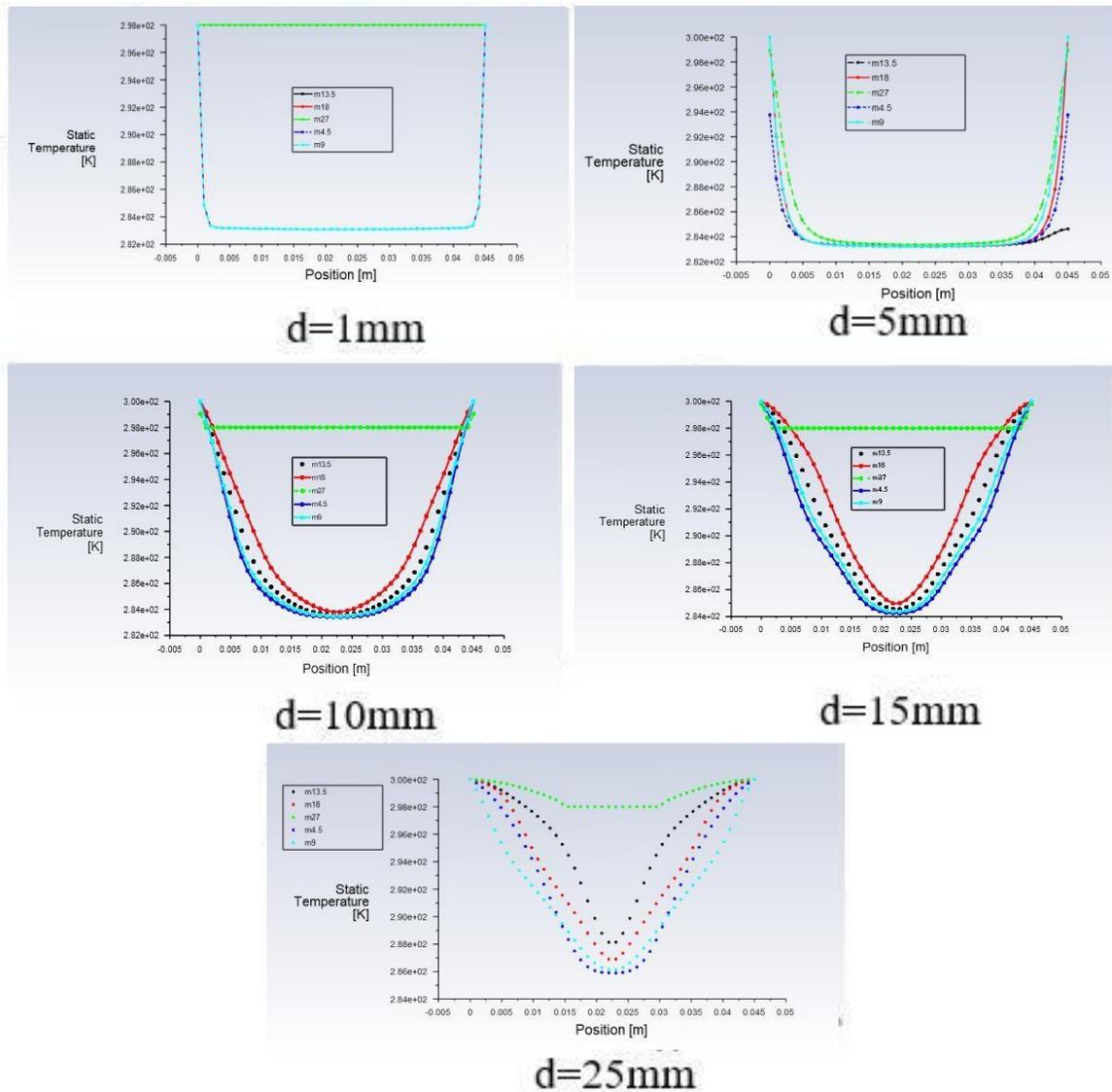
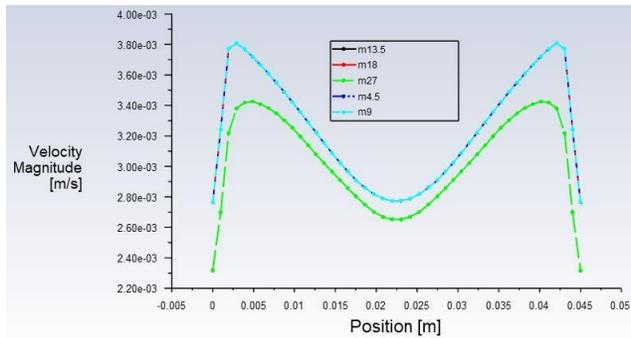
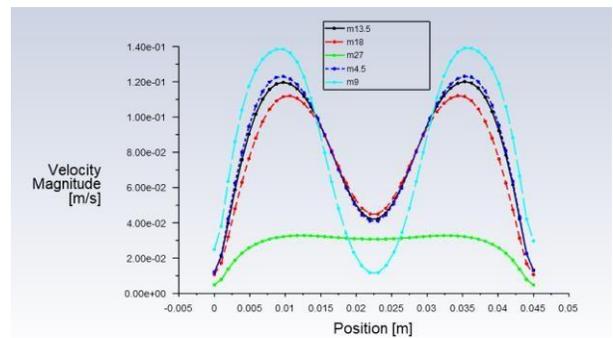


Figure A-4: Variation de la température de l'air en fonction de z

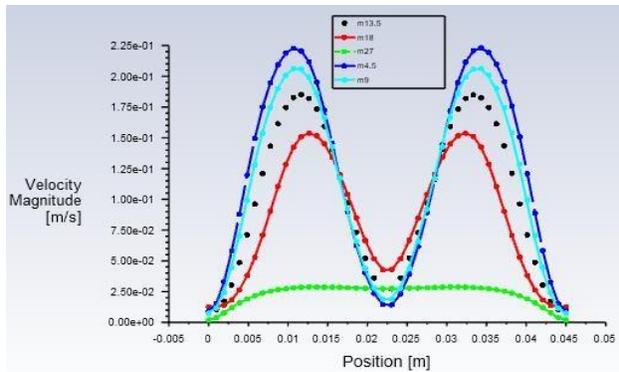
A.5 Evolution de la vitesse de l'air pour $x = \frac{d}{2}$



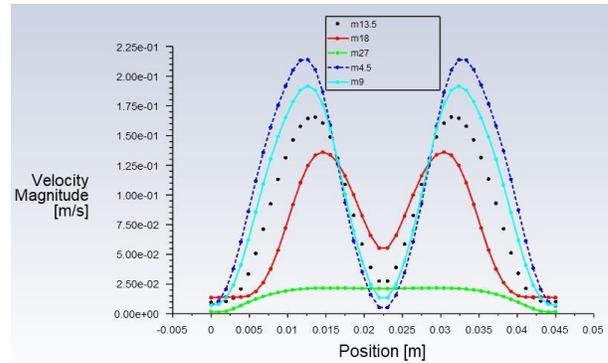
d=1mm



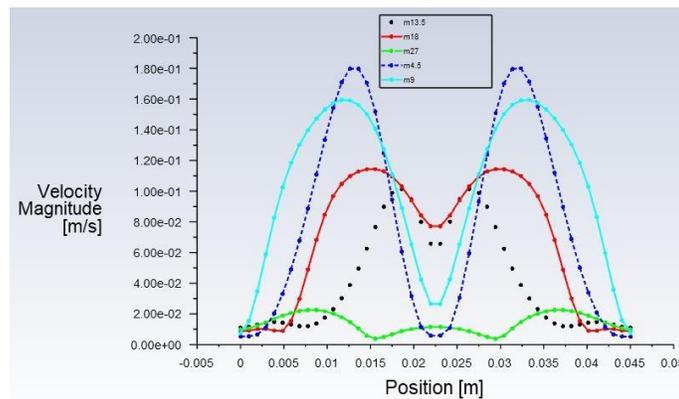
d=5mm



d=10mm



d=15mm



d=25mm

Figure VII-5: Variation de la vitesse de l'air en fonction de z

Annexe B

B.1 Corrélations pour le calcul du coefficient d'échange en convection naturelle [23]

Corrélations valables pour tous fluides : $Nu = C (Gr Pr)^m$			
Géométrie	Gr Pr	C	m
Plaques et cylindres verticaux	$10^4 - 10^9$	0,59	1/4
	$10^9 - 10^{13}$	0,021	2/5
Cylindres horizontaux	$10^{-10} - 10^{-2}$	0,675	0,058
	$10^{-2} - 10^2$	1,02	0,148
	$10^2 - 10^4$	0,850	0,188
	$10^4 - 10^7$	0,480	0,25
	$10^7 - 10^{12}$	0,125	0,33
Face supérieure d'une plaque chaude ou face inférieure d'une plaque froide	$2 \cdot 10^4 - 8 \cdot 10^6$	0,54	0,25
	$8 \cdot 10^6 - 10^{11}$	0,15	0,33
Face inférieure d'une plaque chaude ou face supérieure d'une plaque froide	$10^5 - 10^{11}$	0,27	0,25

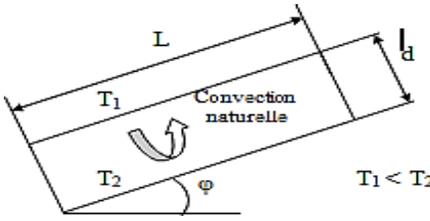
<p>Cellule fermée rectangulaire inclinée</p> 	$Nu = 1 + 1,44 \left(1 - \frac{1708}{Gr Pr \cos \varphi} \right) \left[1 - \frac{1708 (\sin(1,8 \varphi))^{1,6}}{Gr Pr \cos \varphi} \right] +$ $\left[\left(\frac{Gr Pr \cos \varphi}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right] \quad \text{si } 0 < \varphi < \varphi^*$ $Nu = (\sin \varphi)^{1/4} Nu(90^\circ) \quad \text{si } \varphi^* < \varphi < 90^\circ$ $Nu = 1 + [Nu(90^\circ) - 1] \sin \varphi \quad \text{si } 90^\circ < \varphi < 180^\circ$ <p style="text-align: center;">Avec $\varphi^* = \tan^{-1}(4800 Pr)$</p>	
<p>Relations simplifiées pour de l'air à pression atmosphérique</p>		
<p>Géométrie</p>	<p>Laminaire $10^4 < Gr Pr < 10^9$</p>	<p>Turbulent $Gr Pr > 10^9$</p>
<p>Plaque ou cylindre vertical</p>	$h = 1,42 \left(\frac{\Delta\theta}{L} \right)^{1/4}$	$h = 1,31 (\Delta\theta)^{1/3}$
<p>Cylindre horizontal</p>	$h = 1,32 \left(\frac{\Delta\theta}{L} \right)^{1/4}$	$h = 1,24 (\Delta\theta)^{1/3}$
<p>Face supérieure d'une plaque horizontale chaude ou face inférieure d'une plaque froide</p>	$h = 1,32 \left(\frac{\Delta\theta}{L} \right)^{1/4}$	$h = 1,52 (\Delta\theta)^{1/3}$
<p>Face inférieure d'une plaque chaude ou face supérieure d'une plaque froide</p>	$h = 0,59 \left(\frac{\Delta\theta}{L} \right)^{1/4}$	$h = 1,32 \left(\frac{\Delta\theta}{L} \right)^{1/4}$

Tableau B-1: Corrélations pour le calcul du coefficient d'échange en convection naturelle

Bibliographie

- [1] <https://www.techno-science.net/definition/3448.html>
- [2] <https://www.techno-science.net/definition/3360.html>
- [3] Mémoire de fin d'études Magister Par Mohamed GACEM''* Comparaison Entre l'Isolation Thermique Extérieure et Intérieure d'une pièce D'un Habitat Situé Dans Le Site De Ghardaïa''*Tlemcen 2011
- [4] « Cours Transfert Thermique » Présenté par : Dr Tayeb OUKSEL
- [5] MOURZAGH Linda « Transfert de Chaleur dans les Oxydes Poudres » MÉMOIRE DE MASTER Université Mohamed Khider de Biskra 2018/2019
- [6] Principes fondamentaux du transfert de chaleur et de masse par Incropera, DeWitt, Bergman et Lavine
- [7] MÉMOIRE DE MASTER Présenté et soutenu par : MOURZAGH Linda Le : lundi 8 juillet 2019 < Transfert de Chaleur dans les Oxydes Poudres. >
- [8] S. SADDAM, « Amélioration de la convection mixte dans un dissipateur de chaleur à ailette elliptique creuse », mémoire de master, Université « Mohamed Boudiaf », M'silla- Algérie (2015).
- [9] Taourit Farida, « 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, Université « Abo Bakr Belkaid », Tlemcen- Algérie (2013)
- [10] <https://www.choisir.com/energie/articles/120207/le-role-de-lechangeur-thermique>
- [11] Kuppan. T, « heat exchanger design handbook», Marcel Dekker, New York, (2000)
- [12] N. fadal, « Etude de l'influence de la température du fluide sur la performance d'un échangeur de chaleur de la raffinerie d'alger », Université « Houari Boumédiène », Alger-Algérie (2010)
- [13] A. Mezmiz, « différent type d'échangeur », mini projet léré post graduation, Université Mentouri » Constantine Algérie (2006)

BIBLIOGRAPHIE

- [14] A. BONTEMPS, A. GAREIGUE, CH. GOUBIER, J. HUETZ, CH. MARVILLET et R. VIDIL « Description des échangeurs de chaleur », technique de l'ingénieur [B 2 341].
- [15] ABIR AMROUNE « Etude numérique des performances thermique et hydrodynamique d'un écoulement dans un tube d'échangeur de chaleur équipé d'un ruban torsadé » MEMOIRE DE FIN D'ETUDE Mohamed Boudiaf Université of M'sila 2020/2021
- [16] AGOUDJIL Ala Eddine « Optimisation d'un échangeur de chaleur avec agitateur par les méthodes de Taguci et Algorithmes Génétiques » Mémoire de Fin d'Etudes Université Larbi Ben M'hidi Oum-El-Bouaghi
- [17] « Echangeurs de chaleur », sur Ecole nationale supérieure des mines de Paris, (consulter2015)
- [18] REZIK hafied « étude des transferts de chaleur et de masse de l'ailettes humide » Mémoire de fin d'études, Université Mohamed Seddik BEN YAHIA- Jijel
- [19] <https://www.ef4.be/fr/pompes-a-chaleur/technique-generalites/principe-de-fonctionnement.html>
- [20] <https://www.calculeo.fr/eco-travaux/le-chauffage/le-fluide-frigorigene>
- [21] ABBAS Djamel & HOCINE Ali « Etude et dimensionnement d'un centre de dépôt frigorifique » Mémoire de Fin d'Etudes UNIVERSITE AKLI MOHAND OULHADJ – BOUIRA
- [22] <https://www.researchgate.net/publication/361403862>
- [23] Y. Jannot Thermique Solaire. Cour et exercice. Chapitre : l'Energie solaire. Chapitre, Facteur de Forme Géométrique de Rayonnement, Octobre 2003