République Algérienne démocratique et populaire

Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

Université Yahia Fares de Médéa

Faculté de la technologie

Département de génie mécanique



MEMOIRE DE FIN D'ETUDES EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME DE MASTER EN GENIE MECANIQUE

OPTION : ENERGETIQUE ET THERMIQUE DES SYSTEMES

Thème :

L'influence des déflecteurs sur l'efficacité thermique et dynamique d'un échangeur tubes et calendre

Présenté par : **HARZELLAOUI Hiba**
KARIAOUI ZINEB

Dirigé par: Dr. ZIRARI.M

Promotion 2016-2017

Sommaire

Introduction général…….....……...…….01

CHAPITRE I : GENERALITE SUR LES ECHANGEURS

Introduction……..……...……..04

I.Généralité sur les échangeurs ……..……..……...04

I. I Echangeur de chaleur ……..……...……...04

I. I.1 Définition ……..……...……..……...…….04

I.I.2 Principe de fonctionnement des échangeurs ……...……05

I.1.3Test De Fonctionnement D'un Echangeur……...……06

I.1.4 Classification des échangeurs.…….....……06

I.1.4.1 Selon le type de contacte …….……06

I.1.4.2 Selon les types d'échange ……...……06

I.1.4.3 Selon la disposition des écoulements ……..……07

I.1.5 Distribution des températures ……08

I.1.5.1 Cas d'un échangeur à courants parallèles……08

I..6.1. Matériaux applicables aux échangeurs de chaleur……09

I.. 6.2. Aspects Structurels Dans La Conception Des Echangeurs ……09

CHAPITRE II : Formulation mathématique

Introduction……..……...……..24

II.1 Formulation d'un problème de transfert de chaleur : …….……...24

II.1 Les différents modes de transfert thermique……...24

II.I.I.1 LA conduction ……..25

II.I.I.2 Le rayonnement ……..……..25

II.I.I.3 LA convection ……...……...26

II.1.1.3.1 La convection libre ou naturelle……26

II.1.1.3.2 La convection forcée……...……..27

II.1.2 Equation d'énergie ……...…..29

II.1.2.1Transferts de chaleur en écoulements incompressibles ……..……..30

II.2.Condition aux limites…….....30

II.3 Modélisation de l'écoulement des fluides……..31

II.3.1 L'équation de continuité(ou équation de bilan de masse) ……..31

II.3.2. L'équation de Navier-Stocks……..32
II.3.3 L'équation d'énergie pour le fluide incompressible…….....……..32
II.3.4 Modélisation de la turbulence……...…..33
II.3.4.1La décomposition de Reynolds……...……..33
II.3.4.2 Les équations des mouvements moyennes…….……..34
II.3.4.2.1Equation de continuité des mouvements moyens…….……..34
II.3.4.2.2Équation de Navier-Stocks moyenne…….....…..34
II.3.5 Problème de fermeture des équations……..36
II.3.5.1 Quelques hypothèses classiques de la fermeture de turbulence…….……..36
II.3.5.1.1Hypothèse de CHOU…….36
II.3.5.1.2Hypothèse de viscosité turbulente de BOUSSINESQ ……..36
II.3.5.1.3 hypothèse de longueur de mélange de Prandtl ……..……..37
II.4 Les modèles de turbulence et leurs classifications ……..37
II.4.1Les modèles à viscosité turbulence algébrique (modèle à zéro équation de transports) ……37
II.4.2 Les modèles à une équation de transport ……..……..38
II.4.3Le model (K-ε) et RNG (model à deux équation de transport) …….……..38
II.5 Le nombre du Reynolds et le Coefficient de pression Cp ……..……..41
II.5.1 Le nombre du Reynolds ……...41
II.5.2Le coefficient de pression ……...…….41

CHAPITRE III : Méthode De Discrétisation

Introduction……..……...……..43
III.1Le calcul numérique (modélisation et simulation) ……..……..43
III.2 Les méthodes principales de discrétisation…….……..44
III.2.1 La méthode des différences finies……..45
III.2.2 La méthode des volumes finis……..……..45
III.2.3 La méthode des éléments finis (MEF) ……..46
III.2.3.1 Présentation de la méthode ……..……..47
III .3 Les méthodes de résolution ……...……..48
III.3.1 les méthodes de résolution directes …….……..48
III.3.1.1 Méthode de résolution de Gauss-Seidel…….....……..48
III.3.1.1.1Méthode itérative de Gauss-Seidel ……..49
III.4 Formation sur le logiciel de simulation ANSYS……..50
III.4.1 Les étapes à sui problème de transfert de chaleur dans un échangeur: ……..…….50

III.4.1.1-définir la géométrie de l'échangeur……..……..50
III.4.1.2-le maillage……..……..52
III.4.1.3-Les conditions aux limites……..54
III.4.1.4-solution et exécution……..……..58
III.4.1.5-lire les résultats……..……..61

CHAPITRE IV : Résultats Et Discussion

Introduction……..……...……..62
IV.1 Présentation d'ANSYS (APDL) ……..……...…..62
IV.2 Description du domaine d'application ……..…….……..63
IV.2.1 les dimensions des géométries ……..……..……..63
IV.2. 2 Les propriétés des matériaux……..……...……..65
IV 2.3 : Maillage……..……...……..66
IV.2.4 : Les conditions aux limites……..……...……..66
IV.3 : Interprétation des résultats ……..…….……..67
IV.3.1. la première étude comparative ……..…….……..67
IV.3.1.1. Champs de vitesse ……..……..……..67
IV.3.1.1.1:Profils de vitesse transversale dans des sections particulières de l'échangeur……68
IV3.1.1.2:Discussion de la figure (IV.6) ……..……..…..69
IV.3.1.2 : Champs de pression ……..…...69
IV3.1.2.1: Profiles de température totale dans des sections différentes de L'échangeur……..70
IV3.1.2.2Discussion de la figure (IV.8) ……..……...…..71
IV.3.1.3. Champs de températures……..……...…..71
IV3.1.3.1: Profiles de température totale dans des sections différentes de l'échangeur……...72
IV3.1.3.2 Discussion de la figure (IV.10) ……..……..73
IV.3.2 :deuxième étude comparative……..……..74
IV.3.2.1 : Champs de vitesse……..……...74
IV.3.2.1.1:Profils de vitesse transversale dans des sections particulières de l'échangeur…....74
IV 3.2.1.2: Discussion des graphiques obtenus ……..…..76
IV.3.2.2 : Champs de pression ……..…….……..76
IV3.2.2.1: Profiles de température totale dans des sections différentes de L'échangeur……..76
IV.3.2.2.2:Discussion des graphiques de pression……..……..77
IV.3.2.3 : Champs de températures……..……...…..78
IV3.2.3.1: Profiles de température totale dans des sections différentes de l'échangeur…...…78
IV.3.2.3.2.Discussion des graphiques……..……...……..79

IV.3.3 : La troisième étude comparative ……..…….……..80
IV.3.3.1. Champs de vitesse ……..……..80
IV.3.3.1.1:Profils de vitesse transversale dans des sections particulières de l'échangeur……80
IV3.3.1.2: Discussion de la figure (IV.18) ……..……...…..81
IV.3.3.2 : Champs de pression……..……..……..82
IV3.3.2.1Profiles de température totale dans des sections différentes de L'échangeur ….….82
IV3.3.2.2: Discussion de la figure (IV.20) ……..……..……..83
IV.3.3.3 : Champs de températures……..……...……..84
IV3.3.3.1: Profiles de température totale dans des sections différentes de l'échangeur…..….84
IV3.3.3.2: Discussion de la figure (IV.22) ……..……...…..86
IV.3.4.La quatrième étude comparative……..……...……..86
IV.3.4.1. Champs de vitesse……..……..……...86
IV.3.4.1.1:Profils de vitesse transversale dans des sections particulières de l'échangeur…....87
IV 3.4.1.2: Discussion des graphiques obtenus……..……...88
IV.3.4.2 : Champs de pression ……..……..88
IV3.4.2.1: Profiles de température totale dans des sections différentes de L'échangeur ……88
IV.3.4.2.2.Discussion des graphiques de pression……..…..89
IV.3.4.3. Champs de températures……..90
IV3.4.3.1: Profiles de température totale dans des sections différentes de l'échangeur……..90
IV.3.4.3.2.Discussion des graphiques…….……..91
IV.3.5.La cinquième étude comparative…….……..92
IV.3.5.1.Champ de vitesse……..…..92
IV.3.5.1.1:Profils de vitesse transversale dans des sections particulières de l'échangeur…....92
IV3.5.1.2: Discussion de la figure (IV.30) ……..93
IV.3.5.2:Champ de pression……..94
IV3.5.2.1: Profiles de température totale dans des sections différentes de l'échangeur……...94
IV3.5.2.2Discussion de la figure (IV.32) ……...…..96
IV.3.5.3:Champ de température …….…..96
IV3.5.3.1: Profiles de température totale dans des sections différentes de l'échangeur……...96
IV3.5.3.2: Discussion de la figure (IV.34) …….……..97
Conclusion de la fin d'étude ……..……..98

Conclusion Générale

Conclusion générale……..……99

Liste des figures:

Figure (I.1) : Schéma de principe d'un échangeur de chaleur…….5

Figure(I.2) : différent modes de circulation……7

Figure (I.3) : évolution de températures le long d'échangeur a Co-courant et a contre courant…….....8

Figure(I.4):échangeur a tube en spirale……..10

Figure(I.5) : échangeur P-N P=2, N=4 D'après A.Bouvenot……10

Figure (I.8) : schéma de principe d'un échangeur tubulaire……..11

Figure (I.9) : schéma de principe d'un échangeur a spirale……...12

Figure (I.10) : shama d4un échangeur a plaque……..13

Figure(II.1) : les trois modes de transfert thermique…….....26

Figure(II.2) : schéma d'une couche limite dynamique……..28

Figure(III.1) : Le principe de calcul numérique.……44

Figure III.2: schéma représentatif de l'interface en preprocessor……..51

Figure III.3 : représente le substrat des surfaces……....52

Figure III.4: schéma représentatif de l'interface pour sélectionner le modèle mathématique……..53

Figure III.5: représente l'étape de maillage.……54

Figure III.6 : définir les vitesses.……56

Figure III.7 : définir la pression.……57

Figure III.8 : définir les températures……58

Figure III.9: comment choisir les caractéristiques de l'écoulement……...59

Figure III.10: définir le nombre d'itération pour l'exécution…….59

Figure III.11: pour sélectionner les propriétés de fluide…….60

Figure III.12: comment exécuter les résultats interprétés……..60

Figure III.13 : lire les résultats……....61

Figure. (IV- 1) : représentation spatiale de L'interface d'Ansys……..63

Figure(IV.2): représentation spatial des géométries étudier……65

Figure(IV.3) : maillage de l'échangeur à tubes rectangulaires et circulaire……66

Figure IV.4: répartition spéciale du phénomène étudie avec les conditions aux limites…….67

Figure (IV.6) : profile de vitesse transversale pour toutes les positions donnée Dans les deux cas (tubes circulaires ordonné, rectangulaires)……...69

Figure IV.7:répartition spatiale de champs de pression dans le domaine d'application les deux cas (tubes rectangulaires et circulaires)……...69

Figure (IV.8) : profile de pression transversale pour toutes les positions données dans les deux cas (circulaires et rectangulaires)……70

Figure IV.9: répartition spatiale de champs de température dans le domaine d'application les deux cas (tubes rectangulaires et circulaires)……...71

Figure (IV.10) : profiles de température transversale à toutes les sectionspour les deux ca (tubes rectangulaires et circulaires)…….....72

Figure (IV.11) : répartition spatiale de champ de vitesse le long de l'échangeur dans les deux cas (tube circulaire sans déflecteur et tube circulaire avec déflecteur d'angle α=60°)……73

Figure (IV.12) : profile de vitesse transversale pour toutes les positions données dans les deux cas (tubes circulaires, et tubes circulaires avec déflecteur d'angle α=60°)……..75

Figure IV.13: répartition spatiale de champs de pression dans le domaine d'application les deux cas (tubes circulaires sans déflecteur et circulaires avec déflecteur d'angle α=60°)……....75

Figure (IV.14) : profile de pression transversale pour toutes les positions données dans les deux cas (circulaire sans déflecteur et circulaire avec déflecteur dont l'angle α=60°)……...76

Figure (IV.15): répartition spatiale de champs de température dans le Domain d'application les deux cas; (tubes circulaires sans déflecteurs et tubes circulaires avec déflecteur dont l'angle α=60°)……77

Figure (IV.16) : profiles de température transversale à toutes les sections pour les deux cas (tube circulaire sans déflecteur et tube circulaire avec déflecteur dont l'angle α=60°)……78

Figure (IV.17) : répartition spatiale de champ de vitesse le long de l'échangeur dans les deux cas (tube circulaire sans déflecteur et tube circulaire avec déflecteur d'angle α=45°)……79

Figure (IV.18) : profile de vitesse transversale pour toutes les positions données……80

Figure IV.19:répartition spatiale de champs de pression dans le domaine d'application les deux cas (tubes circulaires sans déflecteur et circulaires avec déflecteur dont l'angle α=45°)……..81

Figure (IV.20) : profile de pression transversale pour toutes les positions données dans les deux cas (circulaire sans déflecteur et circulaire avec déflecteur dont l'angle α=45°)….83

Figure (IV.21): répartition spatiale de champs de température dans le domaine d'application les deux cas; (tubes circulaires sans déflecteurs et tubes circulaires avec déflecteur dont l'angle α=45°)……84

Figure (IV.22) : profiles de température transversale à toutes les sections Pour les deux cas (circulaire sans déflecteur et circulaire avec déflecteur dont l'angle α=45°)…….85

Figure (IV.23) : répartition spatiale de champ de vitesse le long de l'échangeur dans les deux cas (tube circulaire sans déflecteur et tube circulaire avec déflecteur d'angle α=30°)……..86

Figure (IV.24) : répartition spatiale de champ de vitesse le long de l'échangeur dans les deux cas (tube circulaire sans déflecteur et tube circulaire avec déflecteur d'angle α=30°)……87

Figure (IV.25):répartition spatiale de champs de pression dans le domaine d'application les deux cas (tubes circulaires sans déflecteur et circulaires avec déflecteur dont l'angle α=30°)……88

Figure (IV.26) : profile de pression transversale pour toutes les positions données dans les deux cas (circulaire sans déflecteur et circulaire avec déflecteur dont l'angle α=30°)……89

Figure (IV.27): répartition spatiale de champs de température dans le Domain d'application les deux cas (tubes circulaires sans déflecteurs et tubes circulaires avec déflecteur dont l'angle α=30°)……..90

Figure (IV.28) : profiles de température transversale à toutes les sections

Pour les deux cas (circulaire et quinconce)……..91

Figure (IV.29) : répartition spatiale de champ de vitesse le long de l'échangeur dans les deux cas (tubes circulaires sans déflecteur et tubes quinconces)…….92

Figure (IV.30) : profile de vitesse transversale pour toutes les positions données dans le deux cas (tubes circulaires sans déflecteur et tubes quinconces)……..…93

Figure IV.31:répartition spatiale de champs de pression dans le domaine d'application les deux cas (tubes circulaires sans déflecteur et quinconce)……94

Figure (IV.32) : profile de pression transversale pour toutes les positions données dans les deux cas(circulaires sans déflecteur et quinconce)……95

Figure (IV.33): répartition spatiale de champs de température dans le domaine d'application les deux cas (tubes circulaires sans déflecteurs et quinconces)……..96

Figure (IV.34) : profiles de température transversale à toutes les sections pour les deux cas (circulaire ordonnés et quinconce)……..97

liste des tableaux

Tableau(II.1) : Ordre de grandeur du coefficient h pour différentes configurations…….……27

Tableau (II.2) : Exemples de coefficients de convection.....28

Tableau(II.3): constantes du modèle k- ε…….……39

Tableau(II.4): Les constantes du modèle RNG……...40

Tableau (IV.1) : tableau représente les dimensions des différentes géométries…….64

Tableau (IV.2) : Les propriétés thermiques et dynamiques de l'acier et de l'air……..…65

Nomenclatures

Notation Signification	Unité
A_p, A_e, A_s, A_n, A_w : Coefficients dans le système d'équation Algébrique	
$C_\mu, C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}$: Coefficients du modèle	
F_e, F_s, F_n, F_w : Flux convectif à travers les faces e, n, s et w	
J_X, J_Y: La densité de flux par convection et par diffusion	
K : Energie cinétique turbulente	J/Kg
T : Température	°K
P : Pression instantanée	N/m^2
p : Fluctuation de pression	N/m^2
P : Pression moyenne	N/m^2
P_k : Production de l'énergie turbulente	N/m^2
$S_\emptyset$: Terme source	
t : Temps	**s**
$\overline{R_{ij}}$: Tenseur de Reynolds	
u.v : Fluctuation de vitesse	
V : Composante de la vitesse moyenne dans la direction X	
U : Composante de la vitesse moyenne dans la direction Y	
$\overline{U_i U_j}$: Tension de Reynolds	
$\overline{U_i U_j U_k}$: Terme de diffusion	
U_i, U_j, U_k: Composante de la vitesse	m/s
h: Coefficient d'échange de convection	m/s
S : La surface	m^2
c : La chaleur massique	
V_e: Volume	m^3
$\dot{q}$: Densité volumique d'énergie générée	W m^{-3}
L_s: Echelle de longueur des grandes structures	
L_m : Longueur de mélange	m
F_{12}:Facteur de forme	
h_r: Coefficient de transmission par rayonnement	
S : Source de chaleur	
N1 (x), N2(x) : fonctions d'approximation ou fonctions de forme	
[K] : la matrice de conductance « rigidité »	
{FS} : le vecteur des forces nodales résulte	
[$\boldsymbol{C^e}$] : La matrice capacitance	

Symboles grecs

α : La diffusivité thermique	
δ_{ij}: Symboles de Kronecker	
ε : Taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente	m^2 / s^2
λ : La conductivité thermique	J/s.m.k
μ : La viscosité dynamique	Kg/m.s
μ_t: La viscosité dynamique turbulente	Kg/m.s

μ_{eff}: La viscosité dynamique effective

v : La viscosité cinématique	m^2 / s^2
v_t: La viscosité cinématique turbulente	m^2 / s^2
$\sigma_k \sigma_\varepsilon$: Constante numérique dans le modèle	k- ε
ρ: Masse volumique	Kg /m^3
τ : Contrainte de cisaillement	N /m^2
τ_{ij}: Tenseur des contraintes de cisaillement	N /m^2
τ_p : : Frottement pariétal	N /m^2

$\emptyset$: Variable généralisée par unité de masse

$\emptyset'$: Composition de fluctuation

$\overline{\emptyset}$:Grandeur moyenne

τ :Coefficient d'échange dans les termes de transport

τ_φ: Coefficient de diffusion

φ: Flux de chaleur transmis	W
σ: Constante de Stephan Boltzmann 5.67 10^{-4}	W.m-².KK^{-4}

β : Le coefficient de dilatation cubique du fluide

Abréviation :

2D : Deux dimensions
C F D: Computational Fluid Dynamics
EDP : Equation aux Dérivées partielles
TDMA : Tridiagonal Matrix Algebric
Nu : Nombre de Nusselt
Re : Nombre de Reynolds
Pr : Nombre de Prandtl
Gr : Nombre de Grashof
Ra : Nombre de Rayleigh
ASM : Algébrique stress model
RSM : Reynolds stress model
COLG : Colloquée De Galerkin

REMERCIEMENTS

On remercie DIEU le tout puissant de nous avoir donné la santé et la volonté d'entamer et de terminer ce mémoire.

Je tiens à exprimer ma profonde reconnaissance et mes sincères remerciements à mon encadreur Mr. Zirari Mounir, pour l'intérêt porté à mon travail, sa disponibilité, ses conseils précieux et surtout sa grande patience.

Nous tiens à remercierons Monsieur ABU DURA pour avoir accepté d'évaluer ce travail, et qui nous fait l'honneur d'accepter la présidence du jury.

Aux membres du jury

Messieurs les jurys, vous nous faites un grand honneur en acceptant de juger ce travail.

Enfin, à tous ceux et celles qui de près ou de loin ont contribué à la réalisation de ce travail, nous dis merci

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

A l'homme de ma vie, mon exemple éternel, mon soutien moral et source de joie et de bonheur, celui qui s'est toujours sacrifié pour me voir réussir, à toi mon père.

A la lumière de mes jours, la source de mes efforts, la flamme de mon cœur, ma vie et mon bonheur, maman que j'adore.

A qui je dois tout Que dieu leur procure bonne santé et longue vie.

A celui que j'aime beaucoup et qui m'a soutenue tout au long de ce projet : mon mari Djamel, merci beaucoup Sans ton aide, tes conseils et tes encouragements ce travail n'aurait vu le jour.

Et bien sur A mes frères Khatima et Mohamed, sans oublie mes beaux-parents.

A tous les membres de ma famille Harzellaoui et Abed petits et grands, et a ma chère amie Safa et à mon binôme Zineb.

Et à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin pour que ce projet soit possible, je vous dis merci.

HARZELLAOUI HIBA

DÉDICACE

Je dédie ce modeste travail à mon très cher père, merci PAPA d'être mon guide sur cette terre.

- ***A la meilleure mère de la terre ; celle de qui je suis très fière, la maman parfaite qui est toujours prête ; à se sacrifier pour le bonheur de ses enfants.***
- ***A mon marie « Abdelkader Moul elouad», que j'aime beaucoup et que je supplie mon Dieu de le protéger éternellement.***
- ***A ma grand-mère, que Dieu la protège, à mon oncle « Mohamed » et ses enfants, et à toutes mes tantes.***
- ***A mon frère « Mohamed », à mes sœurs « Hamida, Sabrina, Nabila, Basma, Khadidja, Imen » et leurs époux.***
- ***A mes petites sœurs « Manel, Aya, Hadjer, Wissam, Sirine, Yasmine, Maroua, Ranime, Ikram et Marame »***
- ***A mes petits frères « Krimo, Riad, Ayman, Abderrahmen, Abdelghan et Imad »***
- ***A mes amies de proche ou de loin, qui m'ont partagées le bonheur et le malheur.***
- ***A tous les étudiants de la FAC centrale « 2016-2017 ».***
- ***A ma copine deia samiha qui je l'aime.***
- ***A mon binôme que j'aime beaucoup « Hiba» et toute sa famille.***
- ***A toute la famille « Kariaoui » et « Allouane »et « Moul elouad »***
- ***Et à ceux que j'aime et qui m'aiment.***

Kariaoui Zineb

ملخص

فهم المبادئ الأساسية لنقل الحرارة وتطبيقها على الصعيد العالمي هي موضوع العديد من الباحثين. في العديد من التطبيقات نقل الحرارة في الصناعة، فمن أكثر من المرغوب فيه لتسخين أو تبريد المنتج في أقصر وقت ممكن.

وقد تم اعتماد حلول مختلفة لزيادة كفاءة نظام التبريد. في هذه الذاكرة العاملة لدينا اقتراح لتنفيذ اختلال تدفق التي توجه تيار التبريد تتدفق على المناطق الأكثر أهمية عندما يكون هناك لا توجد مساحة كافية لتثبيت زعانف المبرد أو مروحة مصدر معروف

يتم أخذ الاضطراب في الاعتبار نماذج الاضطراب الدرجة الثانية

طريقة تفريد المستخدمة هي أن من العناصر المحدودة، واعتمد شبكة منظمة لنظام المعمم .(.(R.S.Mو A.S.M، K ω) الإحداثيات الديكارتية. سيتم التحقق من صحة نتائج النموذج مع غيرها من إما التجريبية أو العددية.

الكلمات المفتاحية :

الإحداثيات الديكارتية , تدفق , نظام التبريد , تسخين أو تبريد , نقل الحرارة

Résumé :

Comprendre les principes fondamentaux du transfert de chaleur et de les appliquer à l'échelle mondiale est l'un des Scénarios qui fait l’objet de nombreux chercheurs. Dans nombreuses applications de transfert de chaleur dans l'industrie, il est plus souhaitable de chauffer ou de refroidir les produits dans les plus brefs délais.

Différentes solutions ont été adoptées pour augmenter l’efficacité d’un système de refroidissement .dans ce travail de mémoire nous proposant d’implanter des perturbateurs d’écoulement qui guident le flux de refroidissement circulant vers les zones les plus critique quand il n’y a pas assez de place pour installer un radiateur a ailettes ou un ventilateur su la source.

La turbulence est prise en compte a l’aide des modèles de turbulence du deuxième ordre (K- ω, A.S.M, et R.S.M).). La méthode de discrétisation utilisée est celle des éléments finis, et à adopté le maillage structuré pour un système de coordonnées cartésiennes généralisées. Les résultats du modèle vont être validé avec d’autre que soit expérimentale ou numérique.

dans notre étude on a montré que le déflecteur joue un rôle important dans l'échangeur tubulaire dans la diffusion thermique et dynamique de l'écoulement .

M clés:

Transfert de chaleur, système de refroidissement, le flux, la turbulence, élément finis, le maillage, le déflecteur, échangeur tubulaire, l'écoulement.

Abstract :

Understanding the fundamental principles of heat transfer and applying them to the global scale is one of the Scenarios that is the subject of many researchers. In many heat transfer applications in industry, it is more desirable to heat or cool the products as soon as possible.

Different solutions have been adopted to increase the efficiency of a cooling system. In this memory work we propose to implant flow disturbers which guide the flow of cooling flowing to the most critical zones when there is no Has not enough room to install a fan heater or a fan on the source.

Turbulence is taken into account using second-order turbulence models

(K-ω, A.S.M, and R.S.M).). The method of discretization used is that of the finite elements, and adopted the structured mesh for a system of generalized Cartesian coordinates. The results of the model will be validated with either experimental or digital.

Key words: heat transfer, a cooling system, Turbulence, finite elements,

INTRODUCTION GENERALE

Les échanges de chaleur interviennent dans de nombreux secteurs d'activités humaines. Dans la plupart intervenant de ces activités le transfert de chaleur doit s'effectué sans altération des milieux dans le transfert thermique. L'utilisation d'équipements spécifique d'échangeurs est alors nécessaire. Ces équipements sont connus sous la dénomination d'échangeur de chaleur.

Ce sont des systèmes thermodynamique présents dans toute les unités industrielle dans les quelles intervienne les processeurs d'extraction des chaleurs.

L'échangeur de chaleur est un appareil thermique de grande importance dans les installations thermique et énergétique .

L'échangeur consiste essentiellement à transmettre la chaleur d'une source chaude a une autre source de plus faible température. Il est caractérise par une grande diversité géométrique.

Dans un échangeur, la chaleur est transmise d'un fluide a une autre le même fluide peut conserve son état physique (l'équide ou gazeux) ou se présent excessivement sous les deux phases (cas de condenseur et de évaporateur bouilleurs ou des tours de refroidissement).

Dans l'industrie, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de tout politique de métrise de l'énergie et donc, par voie de conséquence, de protection de l'environnement.

Une grande partie de l'énergie thermique utilise dans les procèdes industrielle transite au moins une fois par un échangeur de chaleur aussi bien dans les procèdes eux-mêmes que dans les systèmes de récupérations de l'énergie thermique de ceux-ci.

Ils sont utilisé principalement dans les secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agro-alimentaire, production d'énergie …etc.), transport (automobile, aéronautique) et dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatiseur,… etc.). Il constituant donc un des dispositifs clé de thermicien, ils sont un composant quasi inévitable dans la maîtrise de l'énergie.

Situation de l'étude :

L'échangeur de chaleur est un équipement qui permet d'assurer un transfert de chaleur d'un fluide chaud a un fluide froid sans contacte directe entre les deux. Le même fluide peut conserve sans état physique liquide au gazeux, ou ce présente successivement sous les deux phases : c'est le cas des condenseurs, évaporateurs,…ou des tours de refroidissement.

Le souci technologique majeur des échangeurs de chaleur et l'amélioration de l'échange thermique entre les deux fluides tout en générant le moins de pertes charge ou de leur réduire a leur plus bas niveau possible.

Ces derniers temps, l'optimisation des performances porte plus particulièrement sur la circulation de l'air caloporteur pour extraite et transporter le maximum de calories vers le point d'utilisation.

La convection forcée est un phénomène de transfert thermique liée aux fluides, sons présence influe simultanément sur les champs thermiques et hydrodynamiques de l'écoulement, le problème ainsi couplé, trouve en importance dans nombreuse application industrielle et plus particulièrement dans les réacteurs nucléaire, les échangeurs de chaleur, les capteurs solaire, le redressement des turbomachines et composant électroniques.

Dans ce travail, nous présentons une étude numérique pour étudier le champ dynamique et thermique d'un écoulement de fluide stationnaire en convection forcée d'un changeur de chaleur à faisceau tubulaire rectangulaire et circulaire.

Objectifs spécifique de notre étude :

Les objectifs principaux de ce mémoire qui traite le comportement dynamique et thermique d'un écoulement en convection forcée pour améliorés les performances des échangeurs de chaleur a faisceau tubulaire circulaire avec et sans déflecteurs.

L'objectif essentiel de ce travail est d'étudier l'effet de présence des déflecteurs et leur orientation et dimension sur l'efficacité thermique et dynamique d'un échangeur tubulaire.

L'état de l'art :

De nombreux travaux ont été consacrés à l'étude de l'effet de l'une des propriétés Thermo physiques sur le coefficient de transfert et la perte de charge: Le travail de **R. BOUCHENAFA [**1] et al. Ont comparé numérique des performances thermo-hydrauliques

d'un écoulement incompressible turbulent de l'air à travers un dissipateur thermique composé de plusieurs rangées d'ailettes de section carrée et circulaire. Les chicanes sont de première importance dans les échangeurs de chaleur parcours du fluide côté calandre et par voie de conséquence ils assurent des taux élevés de transfert de chaleur. Dans la littérature, les différentes formes, orientations et emplacement des chicanes ont fait l'objet de plusieurs travaux scientifiques. En convection forcée dans les conduites en présences des obstacles ou chicanes, de nombreuses études numériques ont vu le jour depuis les années 1977. **Bemer et al** [2] ; ont montré cela pour un canal avec des chicanes avec un écoulement laminaire à nombres de Reynolds inférieur à 600. **Cheng et Huang** [3] ; ont également analysé des écoulements laminaires en convection forcée dans la région d'entrée d'un canal horizontal. Des calculs pour le canal semi-infini dans lequel un ou deux paires de chicanes sont symétriquement fixées aux murs respectifs dans la région d'entrée ont été analysés Les effets hydrauliques et thermiques en fonction de l'emplacement des chicanes normales à l'intérieur d'un canal en 3D, ont été étudiés numériquement par **Lopez et al** [4-5]

Dans le même contexte nous proposant une série d'expériences numériques d'écoulement de fluide conjugue au transfert de chaleur dans l'objectif d'optimisé l'influence de la présence d'un déflecteur d'écoulement sur l'efficacité thermique et dynamique d'un échangeur tubes et calendre.

Organisation de travail :

Ce travail est réparti en quatre chapitres :

- Le premier chapitre c'est une généralité sur les échangeurs de chaleur et ces caractéristiques.
- Dans Le second chapitre on va présenter les lois fondamentales de transfert de chaleur qui aboutissent à l'équation mathématique des écoulements.
- Les déférentes méthodes de discrétisation et choix de la méthode de discrétisation du modèle mathématique sont présentés au troisième chapitre.
- Le dernier chapitre est consacré à la simulation thermique ANSYS et la résolution et la discussion des résultats numériques obtenus.
- Pour finir, notre travail sera terminé par une conclusion générale relatant les principaux résultats obtenus.

Introduction

Les échangeurs de chaleur sont des appareils qui fournissent l'énergie thermique d'écoulement entre deux ou plusieurs fluides à des températures différentes. Ils sont utilisés dans une large variété d'applications, ceux-ci incluent la production d'énergie ; les industries alimentaires, de produit chimique; dans le domaine d'électronique ; technologie environnementale ; rétablissement de chaleur résiduelle ; industrie ; et climatisation, réfrigération, et applications de l'espace.

I. Généralité sur les échangeurs :

Les échangeurs de chaleur sont utilisés dans de nombreuses applications industrielles telles que la climatisation, l'automobile (radiateurs de refroidissement), l'industrie chimique, pharmaceutique, etc. Leur principe de fonctionnement est simple et est basé sur l'échange de chaleur entre deux fluides séparés en général par une paroi. Certains échangeurs comme les condenseurs, bouilleurs, ou tours de refroidissement fonctionnent avec des fluides qui changent de phase. La conception des différents types d'échangeurs se fait en fonction des caractéristiques physiques des fluides véhiculés. En général, lorsque l'échange s'effectue entre deux liquides, l'appareil sera de type tubes et calandres ou plaques. Pour la première configuration, l'un des fluides circule dans le faisceau de tubes et l'autre à l'intérieur de l'enveloppe cylindrique appelée calandre. Pour les échangeurs à plaques également très utilisés, notamment dans l'industrie alimentaire, les deux liquides échangent de la chaleur le long de plaques parallèles. Dans le cas des échangeurs gaz-gaz, les flux thermiques obtenus par convection étant relativement faibles, les surfaces d'échanges thermiques sont très étendues [6]

I. 1 Echangeur de chaleur :

I. 1.1 Définition :

Un échangeur de chaleur est un système qui permet de transférer un flux de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid à travers une paroi sans contact direct entre les deux fluides. . La transmission de la chaleur se fait du fluide chaud vers le fluide froid. Les fluides, chauffant et chauffé sont des fluides caloporteurs. Le fluide caloporteur est un fluide à l'état l'équidé qui est utilisé sans changement de phase pour le transfert d'un lieu a un autre une

certaine quantité de chaleur générée par des moyens étranges. Il est caractérisé par sa chaleur massique

Cp. Etant donné que la puissance d'échange thermique Q est proportionnelle a la chaleur massique.[7]

$C_{p\ eau}$ =1 K cal.Kg^{-1}. $°K^{-1}$

$C_{p\ air}$ =0.25K cal.Kg^{-1}. $°K^{-1}$

Dans le domaine des échangeurs de chaleur les résistances thermiques par conduction et par rayonnement sont souvent négligées devant la résistance convective globale deux fluides. La majorité des échangeurs existant fonctionnent à une température a 600°c .

I. 1.2 Principe de fonctionnement des échangeurs :

Dans un échangeur de chaleur à récupération de chaleur air/air, les flux d'air entrant et sortant sont séparés par une barrière solide (une paroi de conduit, par exemple). S'il y a une différence de température entre les deux flux d'air, la chaleur du flux d'air le plus chaud est transféré au flux d'air plus frais au travers de la barrière, conformément à la deuxième loi de la thermodynamique. Celle-ci établit que la chaleur se déplace d'une région chaude vers une région plus froide. La chaleur de l'air vicié qui est évacué du bâtiment est ainsi transférée à l'air frais qui entre dans le bâtiment ou inversement.[8]

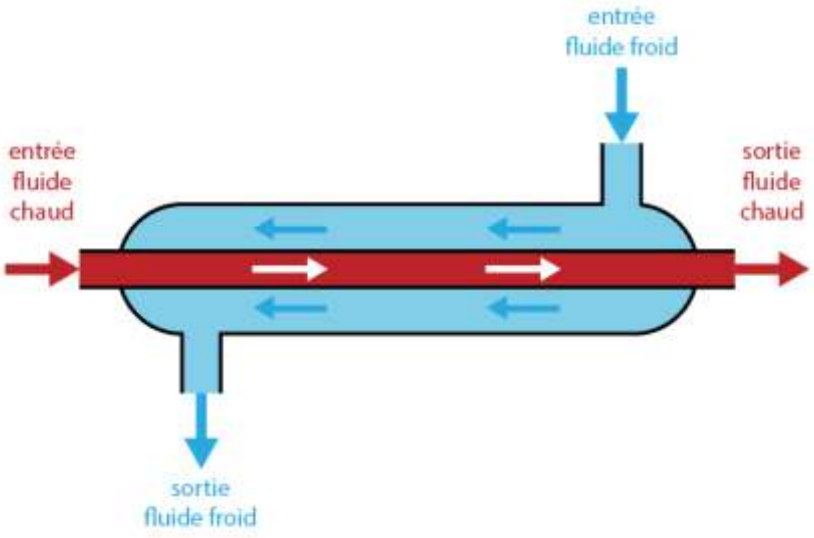


Figure (I.1) : Schéma de principe d'un échangeur de chaleur [9]

1.3Test De Fonctionnement D'un Echangeur

Il s'agit de savoir est ce que l'échangeur fonctionne correctement

La plupart des personnes souhaitent avoir la certitude qu'elles ne sentiront pas de courants d'air froid ou chaud lors de l'installation d'un système de ventilation à récupération de chaleur: l'air rejeté par l'échangeur dans la maison doit être plus ou moins à la même température que l'air déjà présent dans la maison. Mais il est possible de se montrer plus exigeant encore. Le fait qu'un échangeur de chaleur évacue de l'air plus ou moins à la bonne température ne signifie pas qu'il fonctionne de manière optimale. S'il ne récupère pas autant de chaleur que possible, il ne vous permet pas de réaliser des économies optimales! Sur la durée de vie d'un échangeur de chaleur, même les améliorations d'efficacité les plus minimes peuvent être synonymes d'économies importantes sur votre facture énergétique.[9]

I. 1.4 Classification des échangeurs :

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs.

I. 1.4.1 Selon le type de contacte :

Echangeur a 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.

Echangeur a contact indirect : les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi.

I. 1.4.2 Selon les types d'échange :

Echangeur 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.

Échangeur avec changement de phase:

Les échanges avec changement de phase sont caractérisés par trois cas différents

1- l'un des fluides se condense alors que l'autre se vaporise : ces échangeurs sont rencontrés dans les machines frigorifiques.

2- 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.

3- le fluide primaire se condense en cédant sa chaleur latente au fluide secondaire plus froid, lequel ne subit pas de transformation d'état.

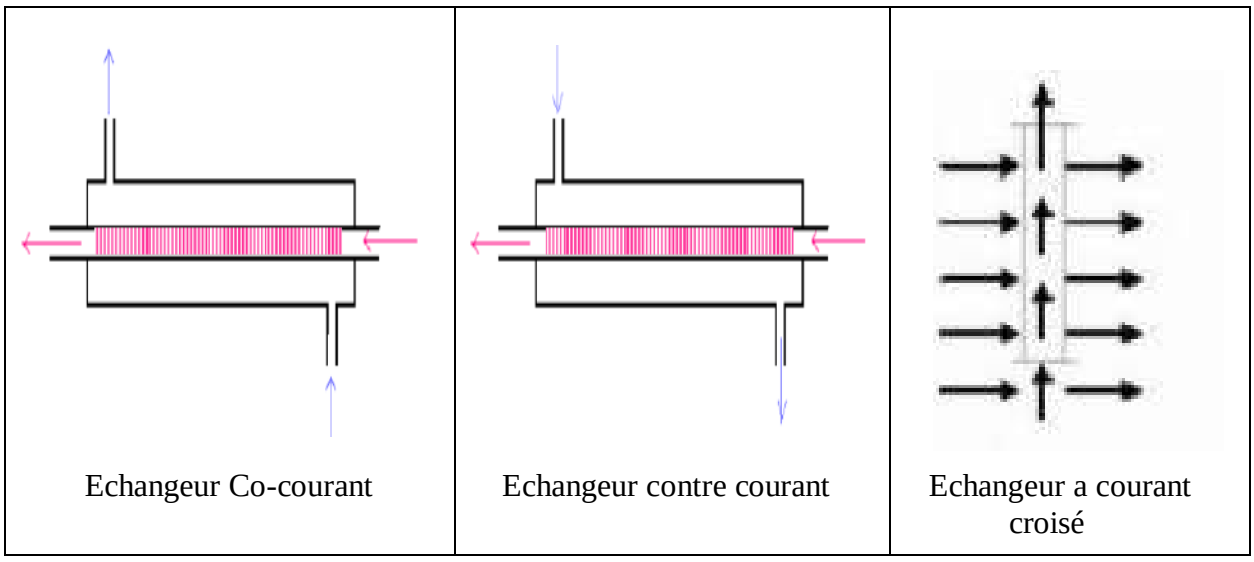
I. 1.4.3 Selon la disposition des écoulements :

Ce classement est réalisé a partir de la géométrie de l'échangeurs et du sens relatif de l'écoulement des deux fluides. Dans ce qui suit, on représente uniquement les circulations des fluides les plus souvent rencontrées.

1- Même sens « Co-courant ».

2- Sens contraire « contre-courant ».

Les vecteurs de vitesse perpendiculaire « courant croisé ».



Echangeur Co-courant	Echangeur contre courant	Echangeur a courant croisé

Figure(I.2) : différent modes de circulation

I. 1.5 Distribution des températures :

I. 1.5.1 Cas d'un échangeur à courants parallèles :

Les températures des fluides pendant leur traversée longitudinale de l'échangeur, à moins que l'un des fluides ne subisse un changement de phase, auquel cas sa température reste constante. Les figures donnent l'allure de quelques distributions de températures des échangeurs très simple. On a porté en abscisses l'aire de la surface d'échange, variant depuis zéro, à l'entrée de l'appareil (extrémité ou' rentre le fluide chaud), jusqu'à sa valeur totale s, à la sortie du fluide chaud. Les températures sont repérées à l'aide d'indices e signifiant entrée et s sortie, c désignent le fluide chaud et f le fluide froid.[10]

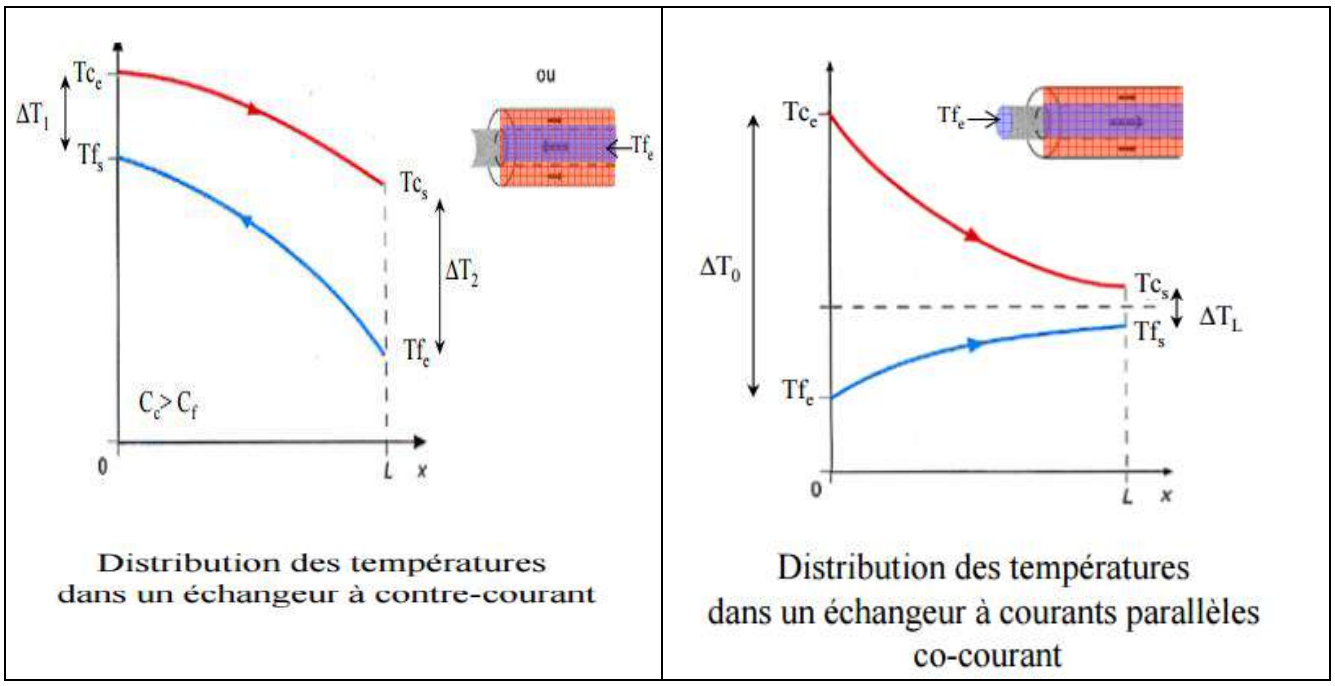


Figure (I.3) : évolution de températures le long d'échangeur a Co-courant et a contre courant

Dans un échangeur à contre-courant, la température de sortie du fluide « le plus froid » peut être supérieure à celle de sortie du fluide « le plus chaud », cette disposition étant l'une des plus favorables pour l'échange thermique.

I.6.1. Matériaux applicables aux échangeurs de chaleur :

On fabrique les échangeurs de chaleur en matière extrêmement nombreuse. Le choix de matériaux pour les différentes pièces de l'échangeur dépend surtout des conditions de service (température, pression, degré de corrosivité du milieu).La température de service des échangeurs de chaleur se trouve couramment dans les limites d'utilisation des aciers au carbone (de -30° à 475°C) [11] Les matériaux employés pour la réalisation des tubes sont le plus souvent métalliques (acier, laiton). Les céramique se développent dans les échangeurs ou' transitent des fluides à haute température. Les tubes en plastique (généralement de très petit diamètre) sont également utilisés, soit en faisceaux, soit intégrés dans des plaques minces qui leur servent de raidisseurs.[12]

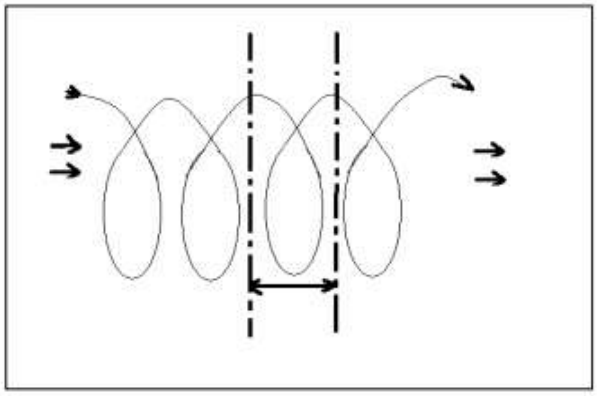
I.6.2. Aspects Structurels Dans La Conception Des Echangeurs :

Sans entrer dans des considérations trop technologiques, on doit néanmoins citer les deux structures essentielles qui sont à la base de la conception des échangeurs : structure « à modules » et structure « à passes ».

Échangeurs à modules → Un échangeur à modules est constitué de plusieurs cellules élémentaires identiques, et il se caractérise donc par une périodicité géométrique. On peut alors se limiter à l'étude d'une seule cellule, l'assemblage de plusieurs modules permettant de reconstituer tout l'appareil. Parmi les principaux modèles d'échangeurs modulaires, citons les appareils à méandres, les appareils à faisceau de tubes et chicanes, les appareils à spirales et échangeurs à plaques.

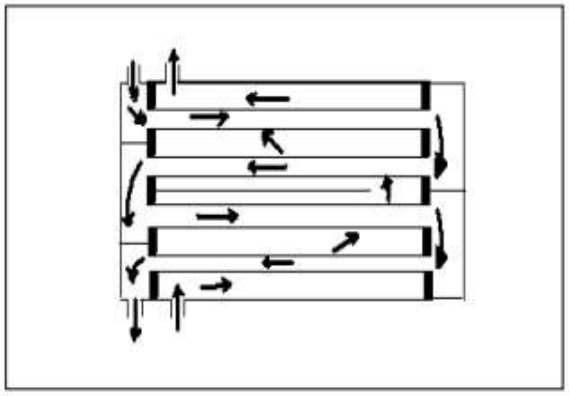
Échangeurs à passes → On désigne par « passe » une traversée de l'échangeur par l'un des fluides .parmi les échangeurs à passe, la famille la plus représentative regroupe les modèles de type P-N. Ce sont en général des appareils à faisceau de tubes et calendre, dans lesquels chacun des deux fluides traverse une ou plusieurs fois le volume d'échange. Le fluide qui circule dans la calendre (donc à l'intérieur des tubes) passe P fois dans le volume d'échange, et le fluide contenu dans les tubes traverse N fois (c'est-à- dire qu'il effectue N/2 allers-retours).on dit que l'échangeur est à P passes coté calendre et à N passes coté tubes. Dans le modèle P-N le plus courant est l'échangeur 1-N : le fluide situé coté calendre ne traverse celle-ci qu'une fois, tandis que le fluide qui circule dans les tubes la traverse N fois. La notion de passe s'applique également à d'autres modèles. Et on particulier aux échangeurs à plaques dans lesquels on rencontre des configurations mono passes (avec distribution en U

ou en Z, ou multi passes .du point de vue thermique, on notera que la distribution en U est meilleure que la distribution en Z. La distribution entre passes et modules est parfois un peu subtile, mais ces deux notions sont cependant bien utiles pour simplifier certains calculs. On peut dire que échangeurs modulaires et échangeurs P-N relèvent la priori de conception différentes .un échangeur à modules peut être de type P-N mais cela n'a rien de systématique. Inversement, un échangeur P-N n'est pas forcement constitué de modules identiques .parfois, il peut y avoir recouvrement entre passe et module [13]



Échangeur à tube en spirale (m : module).

Figure (I.4) : échangeur a tube en spirale (m : module).



échangeur P-N P=2, N=4 (d'après A.Bouvenot).

Figure(I.5) : échangeur P-N P=2, N=4 D'après A.Bouvenot).

Synthèse des échangeurs :

En préalable à l'exposé des méthodes de calcul, il est indispensable de présenter les principales dispositions géométriques qui sont retenues dans la réalisation des échangeurs, car elles conditionnent évidemment la nature des écoulements et le calcul des transferts thermiques [13]. Dans notre étude on ne considérons que les échangeurs à fluides séparé ou' le transfert de chaleur s'effectue à travers une paroi matérielle. Ce qui exclu donc les Echangeurs à « contact direct ». Dans ces appareils dominent deux grandes familles : les échangeurs tubulaires et les échangeurs à plaques

Les échangeurs tubulaires :

Les échangeurs tubulaires 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 ou concentrique), soit un faisceau de tubes (échangeur multitubulaire) ; ce dernier type existe sous quatre formes :

- Échangeurs à tubes séparés
- Échangeurs à tubes rapprochés
- Échangeurs à tubes ailettes
- Échangeurs à tubes calendre (faisceau de tubes enfermé dans une enveloppe appelée calendre). [14]

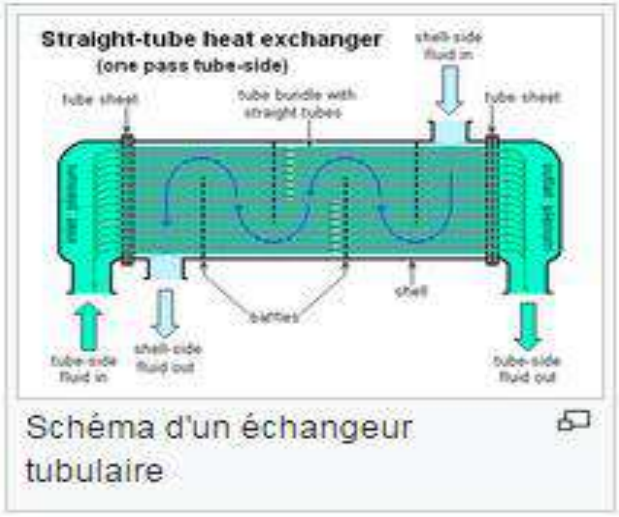


Figure (I.8) : schéma de principe d'un échangeur tubulaire

Echangeur à spirales :

Un échangeur à spirales consiste en 2 plaques de métal enroulées de manière hélicoïdale pour former une paire de canaux en spirale. Le diamètre de l'échangeur est relativement grand, avec une surface d'échange maximale d'environ 450 m2 pour un diamètre de 3 m2, ce qui le place dans la catégorie des échangeurs non-compacts. L'échange de chaleur

n'est pas aussi bon que celui de l'échangeur à plaques, car la surface d'échange ne possède pas en règle générale de profil, mais pour une même capacité d'échange, un échangeur spiral nécessite 20 % de moins de surface d'échange qu'un échangeur à faisceau tubulaire2.Il est utilisable pour les liquides visqueux ou pour les mélanges liquide-solide et possède une capacité auto-nettoyante garantissant un encrassement réduit par rapport à l'échangeur à faisceau tubulaire. Il ne peut travailler qu'avec des différences de températures et de pression limitées.

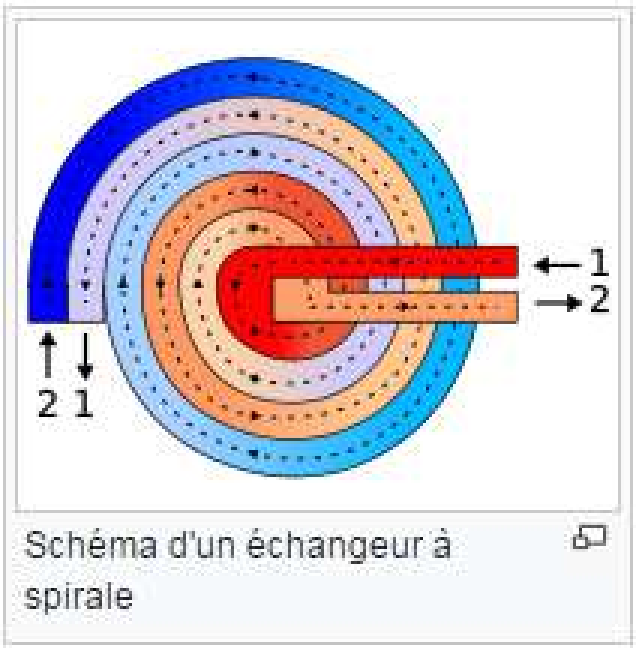


Figure (I.9) : schéma de principe d'un échangeur a spirale

Echangeur à plaques :

L'échangeur à plaques est un type d'échangeur de chaleur qui connaît un usage croissant dans l'industrie. Il est composé d'un grand nombre de plaques disposées en forme de millefeuilles et séparées les unes des autres d'un petit espace (quelques millimètres) où circulent les fluides. Le périmètre des plaques est bordé d'un joint qui permet par compression de la structure d'éviter les fuites.

Les plaques ne sont pas plates, mais possèdent une surface ondulée selon un schéma bien précis afin de créer un flux turbulent synonyme d'un meilleur transfert de chaleur, mais

permet également de canaliser les fluides se déplaçant à la surface vers les coins de la plaque. Le fluide se déplace, par exemple, du coin inférieur gauche vers le coin supérieur droit de la plaque, où un orifice lié à un tuyau lui permet de passer de l'autre côté de la plaque et de sauter une couche du millefeuille (un espace entre 2 plaques) avant de s'écouler à nouveau le long de la plaque suivante. Ainsi chaque fluide ne circule parallèlement à une plaque que tous les 2 espaces.

L'avantage de ce type d'échangeur est sa simplicité qui en fait un échangeur peu coûteux et facilement adaptable par ajout/retrait de plaques afin d'augmenter/réduire la surface d'échange en fonction des besoins (Attention : la surface ne peut être augmentée de manière infinie à cause de la perte de charge). La surface en contact avec l'extérieur est réduite au minimum, ce qui permet de limiter les pertes thermiques et l'étroitesse de l'espace où circulent les fluides ainsi que le profil des plaques assurent un flux turbulent qui permet un excellent transfert de chaleur.[15]

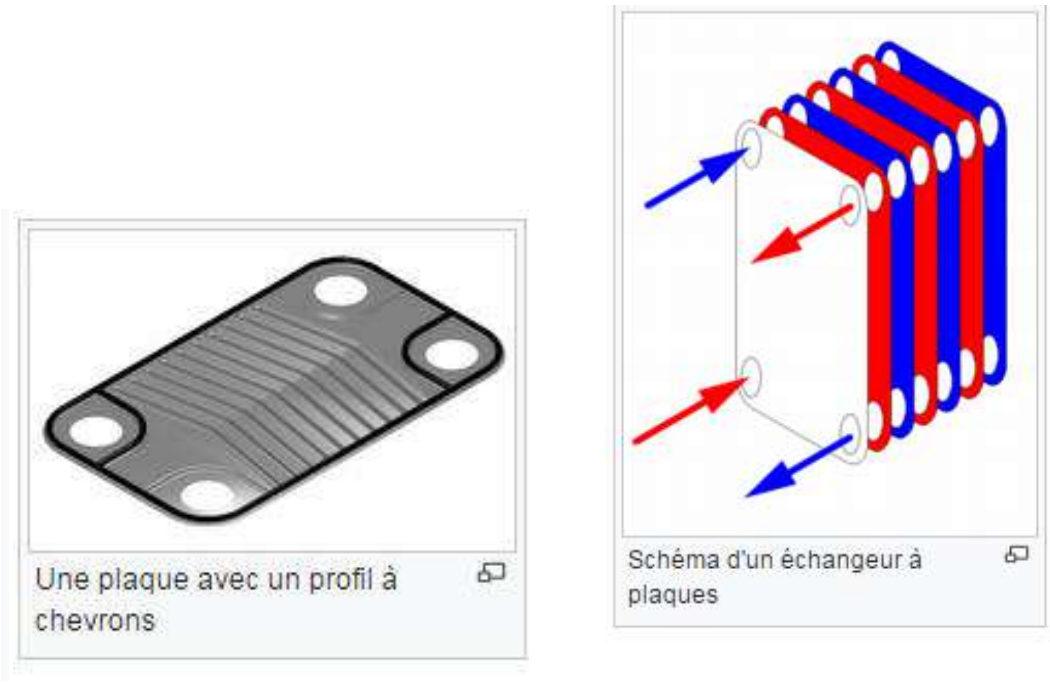


Figure (I.10) : shama d4un échangeur a plaque

Déflecteur :

Le déflecteur c'est un dispositif qui a pour but de dévier un écoulement (liquide, gazeux),

Et permet de modifier la direction, alors dans notre étude on voit le l'influence de déflecteur dans échangeur de chaleur.

Technologie usuelle des échangeurs de chaleur:

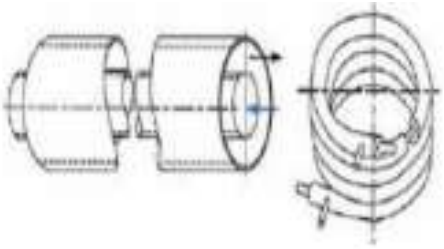
Voici une brève description des types d'échangeurs thermiques les plus communément utilisés

La catégorie :

Echangeur de chaleur tubulaire :

- Mono tubulaire.
- Bitube.
- Faisceaux de tubes.

Le type 1 :

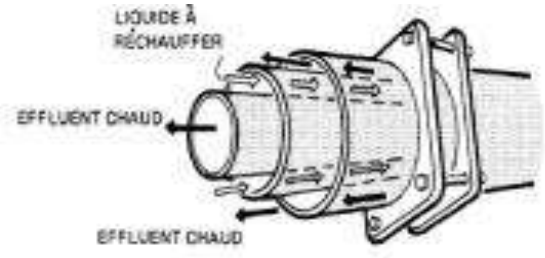


Echangeur mono tubulaire

Les caractéristiques :

Échangeurs à tube unique ; il est placé à l'intérieur d'un réservoir, généralement, prend la forme d'un Tubulaire serpentin.[16]

Le type 2 :

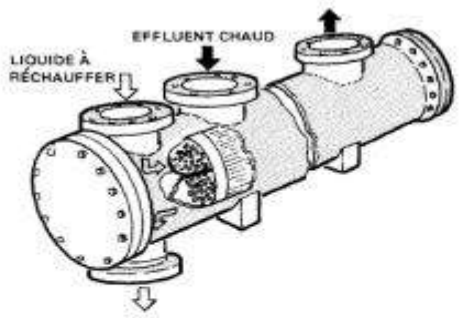


Echangeur bitube (tube coaxiaux ou double enveloppe, concentrique).

Les caractéristiques :

L'échangeur à deux tubes coaxiaux est le plus simple des échangeurs (à simple passe). Le premier fluide s'écoule dans le tube intérieur tandis que l'autre s'écoule dans l'espace annulaire compris entre les deux tubes. Ces appareils sont intéressants pour les facilités qu'ils offrent pour le démontage et l'entretien. Ils peuvent fonctionner en contre courant pur, ce qui permet d'obtenir de bons rendements. Par contre, ils présentent les inconvénients suivants : risque de fuites aux raccords - flexion du tube intérieur si la longueur est importante -surface d'échange faible. Cet échangeur convient aux produits sales, pour des débits faibles, des températures et des pressions élevées pour les liquides visqueux.[16]

Type3 :



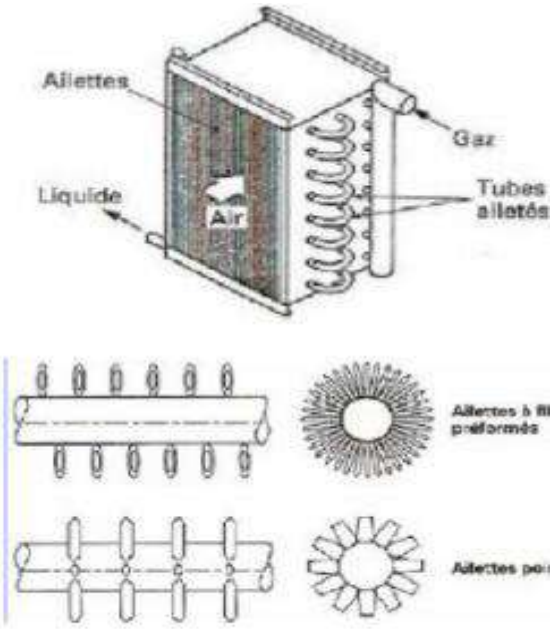
Echangeur a tube et calandre.

Les caractéristiques :

Echangeur à multi passe, peut assimiler à une superposition de plusieurs échangeurs à double tube il comporte un faisceau de tubes enfermé dans une enveloppe cylindrique appelée « calandre ». Un des fluides coule à travers les tubes et l'autre à travers l'enveloppe au-dessus du faisceau de tubes. L'implantation des chicanes permet d'irriguer mieux tous les tubes. Le nettoyage de l'échangeur s'en trouve facilité, bien que les tubes eux-mêmes demeurent difficiles à nettoyer. Quelques-unes des applications possibles sont le chauffage de l'eau, les condenseurs, les rebouilleurs et les fours multitubulaires. Il sert le plus souvent dans des

Opérations ne s'appliquant pas directement à un produit alimentaire car l'enveloppe et les tubes peuvent être difficiles à inspecter.[16]

Type4 :

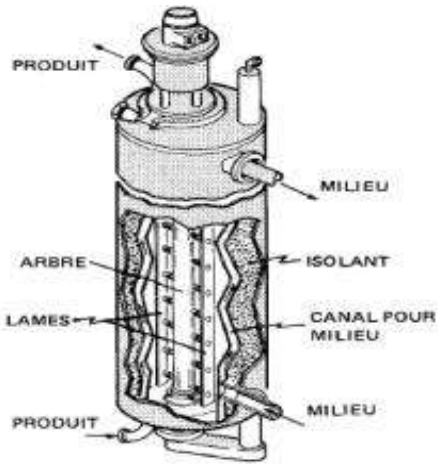


Échangeurs thermiques à ailettes.

Les caractéristiques :

C'est un échangeur à type échanges gaz liquide, il est constitué d'un faisceau de tubes dans lequel circule le liquide à réchauffer et au-dessus duquel s'écoulent des gaz d'échappement caloporteurs. Des ailettes fixées aux tubes augmentent la surface d'échange. Il sert à chauffer l'eau à toutes sortes de fins, (l'eau d'alimentation des chaudières ou l'eau de nettoyage).[16]

Type5 :

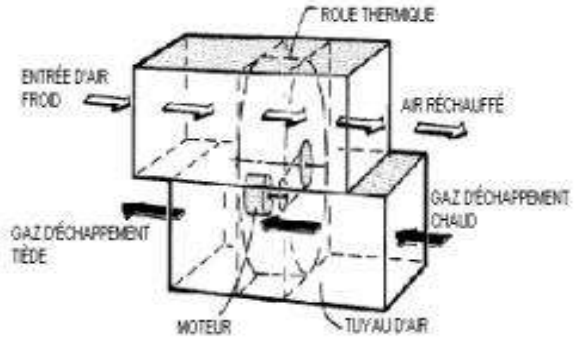


Echangeur à lames raclantes

Les caractéristiques :

Cet échangeur est formé d'un arbre rotatif de lames montées concentriquement à l'intérieur d'un tube isolé et enveloppé. Le produit circule à travers le tube interne où, constamment, les lames l'agitent en même temps qu'elles raclent les parois du tube pour le nettoyer. Le fluide, caloporteur ou de refroidissement, circule dans l'espace annulaire entre le cylindre de transmission de chaleur et le tube externe qui est isolé. Les échangeurs à lames râlantes sont conçus pour les produits à haut degré d'encrassement et pour les opérations de cristallisation, leurs nettoyages est facile. [16]

Type6 :



Echangeur régénérateur à roue thermique, ou rotatif.

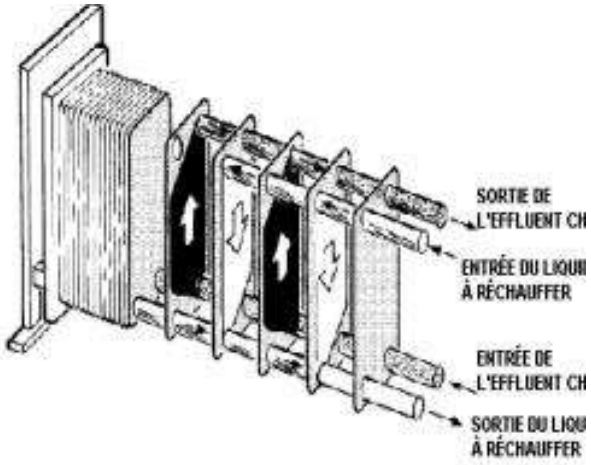
Les caractéristiques :

Il s'agit d'un échangeur à échanges gaz/gaz constitué d'un grand disque poreux fait d'un matériau à capacité d'absorption thermique élevée (grillage en acier inoxydable, céramique, etc.). Le disque tourne entre deux conduites d'air accolées, l'une où circule l'air froid et l'autre où circule l'air chaud. La circulation s'y fait à contre-courant. Quand la roue tourne, elle absorbe d'abord la chaleur provenant du courant d'air plus chaud et l'emmagasine temporairement. Elle vient ensuite en contact avec le courant d'air froid et lui communique sa chaleur. Les applications comprennent le préchauffage de l'air du système de ventilation ou de l'air des séchoirs et des fourneaux, au moyen de l'air Caloduc Echangeur à caloduc (liquide en équilibre avec sa phase gazeuse) d'évacuation.[16]

Echangeur de chaleur a plaques :

- A plaques planes.
- à plaques munies d'ailettes.
- à tube munies d'ailettes.

Type1 :

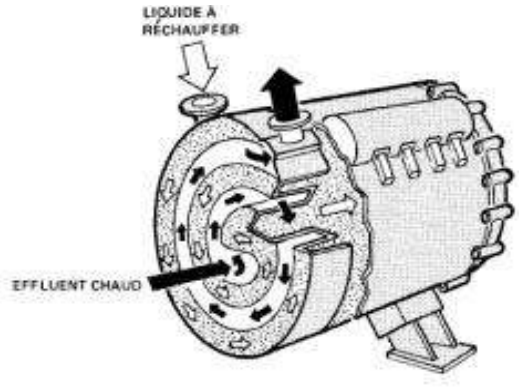


Echangeur à plateaux ou à plateaux et cadre.

Les caractéristiques :

Echangeur à deux fluides liquides ou à deux fluides gazeux, il est constitué de deux tirants auxquels sont fixées des plaques de métal à ondulations en nombre variable garnies de joints d'étanchéité à leur périphérie. l'échange de chaleur est intensifier par l'augmentation de la Turbulence favorisée par des ondulations. Il est le plus simple car il est facile à nettoyer et inspecter le produit alimentaire ou l'eau potable. Il est employé en pasteurisateurs (usage du lait et des œufs) aussi le préchauffage de l'eau des chaudières avec des effluents d'eau chaude, le préchauffage de l'eau d'un échaudoir, le chauffage de l'eau potable.[16]

Type2 :

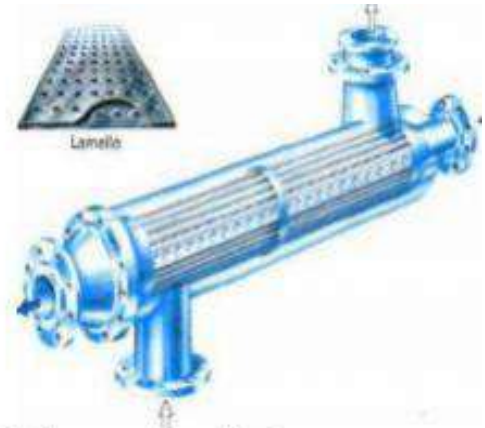


Echangeur à spirales.

Les caractéristiques :

Cet échangeur est formés par une paire de plaques enroulée selon une hélice délimitant deux espaces annulaires rectangulaires ou' les fluides circulent à contre courant (ce type peut être très compact). Comparativement à ceux de l'échangeur à calandre, il comprend compacité, exigences d'entretien moins grande accessibilité facilitant l'inspection et le nettoyage et tendance plus facile à l'encrassement. Il est fréquemment utilisé dans le traitement de l'eau de refroidissement usée et ils se révèlent également efficaces dans la récupération de la chaleur dégagée par des vapeurs à pression atmosphérique. Aussi il peut servir à condenser la vapeur à pression atmosphérique provenant de cuiseurs ouverts, pour chauffer l'eau de nettoyage de l'usine.[16]

Type3 :

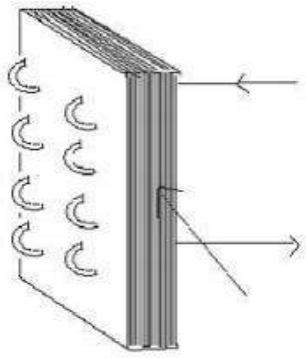


Echangeur lamellaire

Les caractéristiques :

Un échangeur à lamelles est à plaques soudées. Les plaques sont formées par des tôles embouties et soudées deux par deux, formant des lamelles à l'intérieur desquelles circule l'un des fluides. Le tout est inséré dans une calandre dans laquelle circule le deuxième fluide.[16]

Type4 :

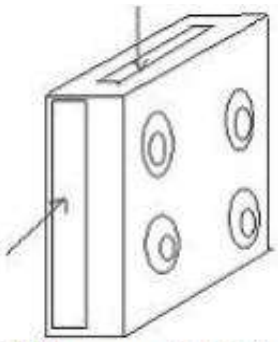


Echangeur batterie à ailettes.

Les caractéristiques :

L'échangeur à ailettes continues est appelé batterie à ailettes, il est utilisé dans le cas d'un échangeur liquide gaz tels que : radiateur de voiture, condenseur d'un climatiseur de fenêtre…etc. la faible valeur du coefficient convectif du gaz, qui est souvent de l'air, est soignée par la pose des ailettes continues de diverses fores sur la surface d'échange primaire couplé en général par l'utilisation d'un ventilateur. l'ailette est une plaque mince construite dans un métal très bon conducteur (cuivre, aluminium,…etc.) elle plusieurs trous circulaires par lesquelles passent tous les tubes de la batterie. un faisceau de tubes contient plusieurs dizaines d'ailettes.[16]

Type5 :



Echangeur platulaires (plaques soudées)

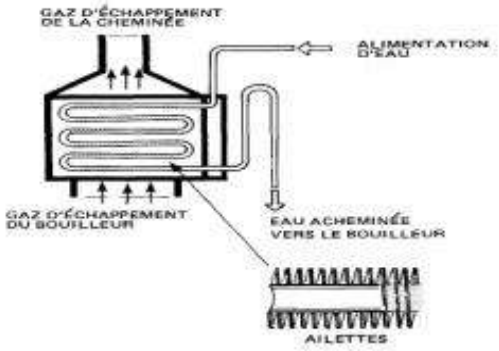
Les caractéristiques :

C'est une chambre faite d'une tôle emboutie soudée par points sur une tôle plane.

Types particuliers d'échangeurs thermiques :

- Les échangeurs thermiques que l'on vient de décrire existent aussi sous des formes plus ou moins modifiées.[16]

Type1 :

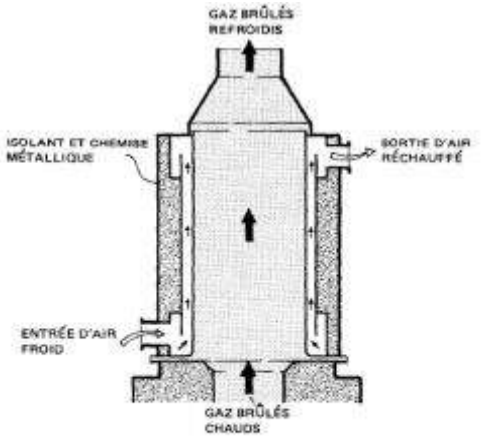


Echangeur économiseur

Les caractéristiques :

L'économiseur est un échangeur à tubes à ailettes qui transfère la chaleur récupérée des gaz de combustion à l'eau d'alimentation des chaudières.[16]

Type2 :



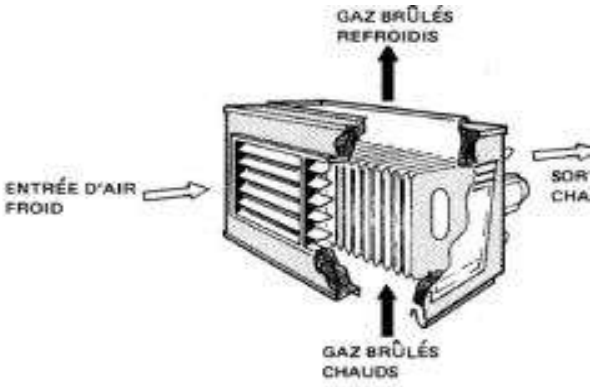
width="418" height="406">

Pré chauffeur d'air de combustion

Les caractéristiques :

On a ici une variété d'échangeur thermique, à fluides gazeux, qui récupère la chaleur perdue provenant des gaz de combustion d'un générateur d'air chaud pour chauffer l'air d'admission destiné à la combustion.[16]

Type3 :

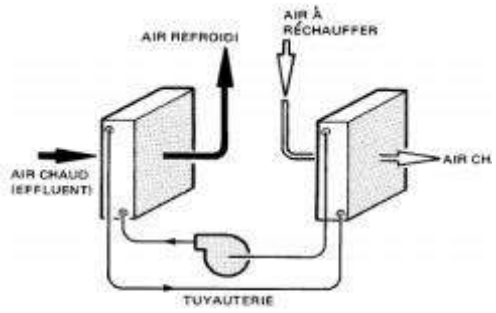


Pré chauffeur d'air à plateaux parallèles

Les caractéristiques :

Cet échangeur est constitué d'une série de canaux dans lesquels circulent en alternance des gaz chauds et froids; seule, une mince paroi faite d'un métal conducteur sépare les gaz. S'il est scellé adéquatement, cet appareil prévient toute contamination par transmission; de plus, il est facile à entretenir et à inspecter. Se s applications comprennent la récupération de la chaleur que dégagent la cuisson, le séchage et le fumage, ainsi que les installations de chauffage et de ventilation.[16]

Type4 :



Système de dérivation

Les caractéristiques :

Il comprend un échangeur à fluides gazeux constitué d'un réseau de tubes fermé à travers lequel est pompé un fluide de transmission de chaleur (généralement du glycol). Ce fluide intermédiaire recueille la chaleur des spirales ou des tubes à ailettes installés dans le courant d'air chaud et la libère ensuite en la transmettant aux spirales du circuit d'air froid. Les fuites d'un courant d'air à l'autre sont donc impossibles. On peut utiliser cet échangeur dans les cas où la source calo porteuse et son point d'utilisation sont éloignés, ou lorsque la chaleur doit être recueillie à partir de plusieurs sources. On pourrait s'en servir, par exemple, pour recueillir la chaleur provenant de l'air d'évacuation d'un séchoir pour chauffer l'air d'admission.[16]

Conclusion :

Nous avons présenté dans ce chapitre des généralités sur les échangeurs de chaleur, nous déjà exposé une étude théorique des différents modes de transferts thermiques.

L'étude de ce dispositif est complexe, on doit connaitre exactement, ces caractéristiques thermo physiques, les vitesses d'écoulement des fluides, les températures d'entrées des fluides, la pression, etc.

Le domaine des échangeurs de chaleurs peut être considéré comme une synthèse des domaines suivants: transferts thermiques, mécanique des fluides, corrosion, encrassement, etc.

On va donc dans cette étude analyser numériquement l'efficacité thermique et dynamique d'un échangeur tube et calandre ; et échangeur avec déflecteur.

Introduction :

Dans ce chapitre on s'intéresse à la formalisation mathématique générale des transferts de chaleur.

Premièrement, les lois fondamentales du transfert de la chaleur seront présentées, aboutissent à l'équation de la chaleur régissant le comportement d'un système thermique. Ensuite nous avons faire une formulation des équations de Navier-Stokes qui régissent le mouvement turbulence d'un fluide incompressible visqueux. La mécanique des fluides est gouvernée par trois équations fondamentales. Celles-ci sont l'équation de continuité, l'équation de la quantité de mouvement et l'équation de l'énergie.

II.1 Formulation d'un problème de transfert de chaleur :

II.1.1 Les différents modes de transfert thermique

De tous temps, les problèmes de transmission d'énergie, et en particulier de la chaleur, ont eu une importance déterminante pour l'étude et le fonctionnement d'appareils tels que les générateurs de vapeur, les fours, les échangeurs, les évaporateurs, les condenseurs, etc., Les problèmes de transfert de chaleur sont nombreux, et on peut essayer de les différencier par les buts poursuivis dont les principaux sont :

- l'augmentation de l'énergie transmise ou absorbée par une surface,
- l'obtention du meilleur rendement d'une source de chaleur,
- la réduction ou l'augmentation du passage d'un débit de chaleur d'un milieu à un autre.

Le potentiel qui provoque le transport et le transfert de l'énergie thermique est la température. Si deux points matériels placés dans un milieu thermiquement isolé sont à la même température, on peut affirmer qu'il n'existe aucun échange thermique global entre ces deux points dits en équilibre thermique

Il s'agit bien d'un équilibre thermique car chacun des points matériels émet une énergie thermique nette de même module, mais de signe opposé).

Le transfert de chaleur au sein d'une phase ou, plus généralement, entre deux phases, se fait de trois

Façons (20) :

- la conduction
- la convection
- le rayonnement

II.1.1.1 LA conduction :

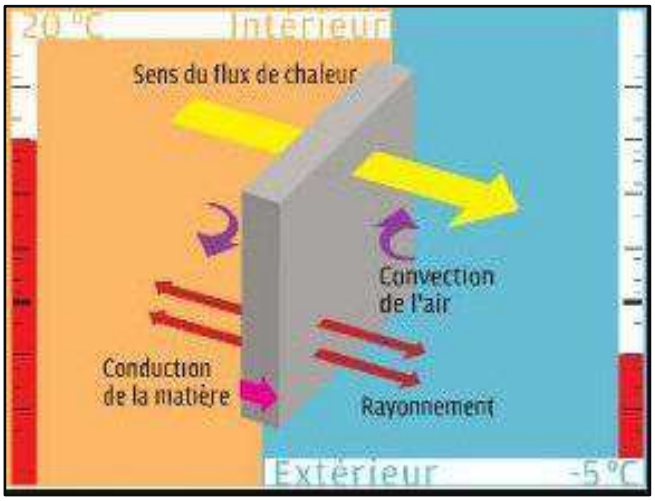
Ce transport de chaleur se produit au sein d'une même phase – au repos ou mobile, mais tranquille (absence de remous) – en présence d'un gradient de température. Le transfert de chaleur résulte d'un transfert d'énergie cinétique d'une molécule à une autre molécule adjacente. Ce mode de transfert est le seul à exister dans un solide opaque. Pour les solides transparents, une partie de l'énergie peut être transmise par rayonnement. Avec les fluides que sont les gaz et les liquides, la convection et le rayonnement peuvent se superposer à la conduction.[17]

II.1.1.2 Le rayonnement :

Un point matériel chauffé émet un rayonnement électromagnétique dans toutes les directions situées d'un même côté du plan tangent au point matériel. Lorsque ce rayonnement frappe un corps quelconque, une partie peut être réfléchie, une a4)utre transmise à travers le corps (dit diathermique si tout est transmis), et le reste est quantitativement absorbé sous forme de chaleur. Si on place dans une enceinte deux corps capables d'émettre un rayonnement thermique, il existe entre ces deux corps à températures différentes un échange de chaleur dû à l'absorption et à l'émission de ces rayonnements thermiques. Cet échange de chaleur est désigné habituellement sous le nom de rayonnement. Les transferts par rayonnement se poursuivent même lorsque l'équilibre thermique est atteint, mais le débit net de chaleur échangé est nul. Ce type de transport de chaleur est analogue à la propagation de la lumière, et il ne nécessite aucun support matériel, contrairement aux écoulements. Les gaz, les liquides et les solides sont capables d'émettre et d'absorber les rayonnements thermiques. Dans de nombreux problèmes de transformation d'énergie thermique, les trois modes de transfert de chaleur coexisteront mais, généralement, au

Moins une des trois formes pourra être négligée, ce qui simplifiera le traitement mathématique de l'appareil de transfert. Nous pouvons dire dès à présent, qu'aux températures ordinaires, le transport par rayonnement est négligeable, mais il peut devenir notable et prépondérant lorsque le niveau de température augmente. En outre, signalons que certains transferts thermiques sont accompagnés d'un transfert de matière entre deux phases. Le flux de chaleur transféré en présence d'un changement de phase dépend de la nature et des propriétés physico-chimiques des phases en présence. C'est le cas de l'ébullition, de la condensation, mais aussi des problèmes d'humidification, de séchage, de

cristallisation, etc. Dans ce qui suit nous allons présenter, pour les trois types de transport de la chaleur, les lois générales qui les gouvernent. Puis nous traiterons, de manière simple, quelques applications où le mode de transport de chaleur étudié est prédominant. [18]



Figure(II.1) : les trois modes de transfert thermique

II.1.1.3.LA convection :

Le transfert de chaleur par convection se produit entre deux phases dont l'une est généralement au repos et l'autre en mouvement en présence d'un gradient de température. Par suite de l'existence du transfert de chaleur d'une phase à l'autre, il existe dans la phase mobile des fractions du fluide (ou agrégats) ayant des températures différentes. Le mouvement du fluide peut résulter de la différence de masse volumique due aux différences de températures (on parle alors de convection libre ou naturelle) ou à des moyens purement mécaniques (on parle alors de convection forcée). Lorsqu'un fluide est en écoulement, une partie du transfert de chaleur dans le fluide se fait également par conduction et, dans le cas d'un fluide transparent, un transfert de chaleur par rayonnement peut accompagner les deux transferts précédents.

II.1.1.3.1 La convection libre ou naturelle :

Le fluide est mis en mouvement sous le seul effet des différences de masses volumiques résultantes les différences de températures sur les frontières et d'un champ de forces extérieures (la pesanteur).

II.1.1.3.2 La convection forcée :

Le mouvement du fluide est induit par une cause indépendante des différences de température (pompe, ventilateur,…..)[19].

Le traitement numérique de phénomène de convection est très complexe car il nécessite le maillage du milieu fluide et la résolution des équations de Navier-Stokes ou de Reynolds.

Une autre approche plus légère consiste à présenter la convection par des conditions aux limites à l'aide de coefficient d'échange (h).dans le cas d'une interface solide /fluide la quantité de chaleur reçue par le solide est proportionnel à l'air S de l'interface et à la différence de température $\Delta_T = T_F - T_S$, T_F et T_S représentent respectivement la température du solide et celle du fluide .ce transfert d'énergie obéit à la loi de Newton. [20]

$$\phi = hS(T_S - T_\infty) \qquad \text{(II.1)}$$

Où h est le coefficient de transfert thermique cette loi est une loi empirique. Elle dépendra donc beaucoup de la situation physique : en particulier (T_S - T_∞) peut se trouver dans certains, être à une puissance plus grande que l'unité.

Ou :

φ: Représente le flux de chaleur transmis par la convection en (W) et h représente le coefficient d'échange en (W/m²°C).ce dernier est disponible sous la forme tabulée, suivant les propriétés du fluide et les caractéristiques physiques du matériau, du type d'écoulement et de la géométrie du problème (voir le tableau suivant)

Configurations	**h ($W.m^{-2}.K^{-1}$)**
Convection naturelle:	
Plaque verticale de hauteur 0,3 m dans l'air.	4,5
Cylindre horizontal de diamètre 5 cm dans l'air.	6,5
Cylindre horizontal de diamètre 5 cm dans l'eau.	890
Convection forcée:	
Courant d'air à 2m/s sur plaque carrée de 2m de coté	12
Courant d'air à 35m/s sur plaque carrée de 0,75m de coté	75
Eau à 0,5 kg/s dans un tube de diamètre 2,5 cm.	3500
Courant d'air à 50m/s perpendiculaire/tube de 5 50m/s perpendiculaire/tube de 5 cm de diamètre.	180

Tableau(II.1) : Ordre de grandeur du coefficient h pour différentes

Ordres de grandeur du coefficient h ($W.m^{-2}.K^{-1}$) : (2)

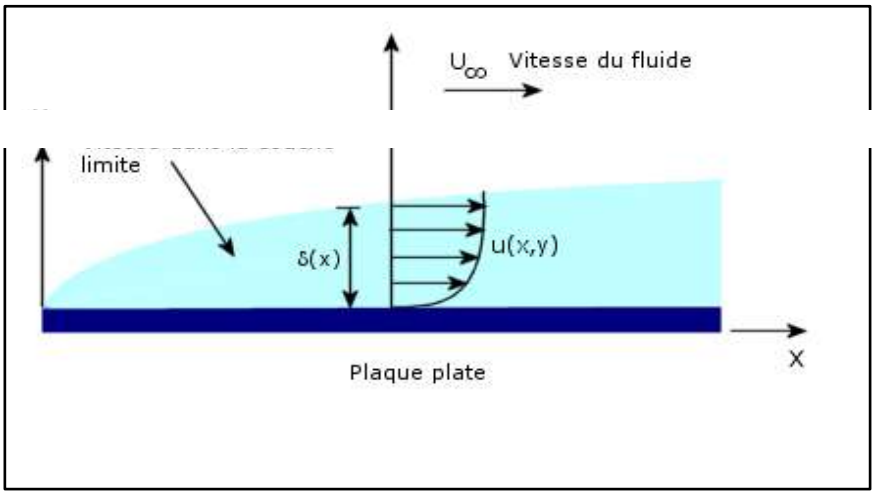
Type de convection	**h ($W.m^{-2}.K^{-1}$)**
convection libre (air)	5-25
convection libre (eau)	100-900
convection forcée (air)	10-500
convection forcée (eau)	100-15000
convection forcée (huile)	50-2000
convection forcée (métaux fondus)	6000-12000
convection forcée (eau bouillante)	2500-25000

Tableau (II.2) : Exemples de coefficients de convection

A) Calcul du flux de chaleur en convection forcée :

- **Calcul exact :**

Dans certains cas de figure simples, un calcul théorique peut permettre D'aboutir à une expression analytique du flux de chaleur échangé par convection entre un fluide et une paroi. Nous traiterons ici à titre d'exemple le Cas classique de l'écoulement laminaire en régime permanent d'un fluide à propriétés physiques constantes à la Température T∞ sur une paroi plane de longueur L maintenue à une température T_S on constate que la vitesse du fluide évolue d'une valeur nulle à la paroi à une valeur proche de u∞ dans une Zone d'épaisseur appelée couche limite dynamique. De la même manière, la température du $\delta_t(x)$ évolue de La valeur T_S à la paroi à une valeur proche de T∞ dans une zone d'épaisseur Δ(x) appelée couche limite Thermique [21].



Figure(II.2) : schéma d'une couche limite dynamique

➢ **Calcul approché :**

Dans les cas plus complexes où une solution analytique ne peut pas être établie, on utilise des corrélations déduites d'expérimentations. L'application de l'analyse dimensionnelle 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 :

$$Nu = f(Re, Pr) \qquad \text{II.2}$$

Définis par :

Les trois nombre adimensionnels :

➢ Nombre de Nusselt : $\boldsymbol{Nu = \frac{hD}{\lambda}}$

➢ Nombre de Reynolds : $Re = \frac{\rho V D}{\mu}$

➢ Nombre de Prandtl : $\boldsymbol{Pr = \frac{C_p \mu}{\lambda}}$

Où D est la dimension caractéristique de la géométrie considérée. Le calcul d'un flux de Chaleur transmis par convection forcée s'effectue donc de la manière suivante :

1. Calcul des nombres adimensionnels de Reynolds et de Prandtl.
2. Suivant la valeur de RE et la configuration → choix de la corrélation (fonction f Dans la relation (II.6)).
3. Calcul de Nu par application de cette corrélation.
4. Calcul $h = \frac{\lambda Nu}{D}$ et de $\varphi = hS(T_P - T_\infty)$

II.1.2 Equation d'énergie :

La modélisation des transferts de chaleur est basée sur une formulation en température des échanges thermiques, dans laquelle le changement de phase ou la dissipation visqueuse sont pris en compte grâce à des termes sources ou polynomiaux formulés en terme de température.

II.1.2.1Transferts de chaleur en écoulements incompressibles :

La modélisation des transferts thermiques convectifs et conductifs en interaction avec un écoulement incompressible sont modélisés à partir d'une formulation conservative et d'une approche non-conservative. (22)

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \nabla(VT)T\nabla V\right) = \nabla(\lambda \nabla T) + \emptyset + S \qquad \text{(II.3)}$$

Le terme ∅ est le terme de dissipation visqueuse donnée par la relation suivante :

$$\text{Avec } \emptyset = 2D_{ij}\frac{\partial U_i}{\partial x_i} \text{ (II.4)}$$

$$D_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_i} + \frac{\partial U_I}{\partial x_j}\right) \text{ (II.5)}$$

II.2.Condition aux limites :

Les conditions aux limites (CL) caractérisent l'interaction du corps étudié avec son milieu extérieur. Peuvent avoir plusieurs formes, on distingue quatre types de condition :

- **CL de Dirichlet :**

qui fixent la température Ts à la surface du corps(ou sur une partie de surface) à chaque instant :

$$Ts=T(x_s, y_s, z_s)$$

Ou x_s, y_s, z_s décrivent la surface.

- **CL de Neumann :**

Qui spécifient la connaissance du flux surfacique dans chaque point de la surface du corps étudié et à chaque instant :

$$\varphi_s = \varphi(x_s, y_s, z_s, t)$$

Dans le cas le plus simple du régime stationnaire, le flux surfacique reste constant.

- **CL de Fourier :**

Ces condition donnent la température environnant du corps Te et la loi qui décrit le transfert thermique entre le corps et son environnement la loi de Newton établit la relation entre la densité de flux thermique transféré à la surface du corps de température Tc vers son milieu environna de température Te (Te < Tc) :

$$\varphi = h\,S\,(Tc\text{-}Te)\ [W]$$

Où h est un facteur de proportionnalité appelé coefficient de transfert thermique.

II.3 Modélisation de l'écoulement des fluides :

Dans ce travail, à côté du calcul des champs de températures, l'écoulement du fluide dans un échangeur de chaleur tube calandre avec des tubes circulaires et rectangulaires est également simulé, Pour cela on doit citer L'équation de continuité et les équations différentielles fondamentales de Navier-Stokes dans les coordonnées cartésiennes, En plus les écoulements turbulents doivent être pris en considération

II.3.1 L'équation de continuité(ou équation de bilan de masse) :

Cette équation concerne le principe de conservation de la masse dans un élément. Elle exprime l'égalité de la variation de la masse d'élément et de la déférence entre la quantité de fluide qui entre et celle qui quitte pendant le même temps. Dans son ensemble, la mécanique des fluides est gouvernée par trois équations Fondamentales. Celles-ci sont l'équation de continuité, l'équation de la quantité de mouvement et l'équation d'énergie.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho.u_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho.u_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho.u_z)}{\partial z} = 0 \text{(II.6)}$$

Pour les fluides incompressibles :

$$\rho = cst \quad \rightarrow \quad \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$$

L'équation(II.2) dans un régime permanent devient:

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} \text{(II.6 a)}$$

II.3.2. L'équation de Navier-Stocks :

En mécanique des fluides, les équations de Navier-Stokes sont des équations aux dérivées partielles non linéaires qui décrivent le mouvement des fluides dans l'approximation des milieux continus. Elles gouvernent par exemple les mouvements de l'air de l'atmosphère, les courants océaniques, l'écoulement de l'eau dans un tuyau, le mouvement d'air dans les locaux et de nombreux autres phénomènes d'écoulement de fluides. Elles sont nommées d'après deux physiciens du XIXe siècle, Claude Navier et Stokes Il existe bien des formes des équations de Navier-Stokes. Nous n'en présenterons que certaines. Ces formes dépendent aussi des notations utilisées. [23]

Cette équation est la conséquence directe du théorème de quantité de mouvement

$$\overbrace{\underbrace{\frac{\partial U_i}{\partial t}}_{(3)} + U_j \underbrace{\frac{\partial U_i}{\partial x_j}}_{(4)}}^{(1)} = \overbrace{\underbrace{-\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial x_i}}_{(5)} + \nu \underbrace{\frac{\partial^2 U_i}{\partial x_j \partial x_j}}_{(6)}}^{(2)} \quad \text{(II.7)}$$

(1): terme force d'inertie.

(2): terme force appliqué.

(3): terme i stationnaire.

(4): terme convectif.

(5): terme pression.

(6): terme visqueux.

II.3.3 L'équation d'énergie pour le fluide incompressible :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_p T) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u_x c_p T) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho u_y c_p T) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho u_z c_p T) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y}\right) \frac{\partial}{\partial Z}\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z}\right) + Q_V \quad \text{(II.8)}$$

T : température statique.

Q_V : Source volumique.

II.3.4 Modélisation de la turbulence :

La turbulence consistait en fluctuation aléatoire des grandeurs caractéristique et par conséquent l'approche statistique est utilisée pour l'étude de ces écoulements, malgré que la théorie statistique et la simulation numérique sont des options nobles presque tout les efforts de recherche axée sur la turbulence ces dernières décennies ont utilisés le concept des moyennes temporelles des équations de Navier-Stokes résultant en des équation de mouvement, dites de Reynolds en terme de grandeurs moyennes et de fluctuation.

II.3.4.1La décomposition de Reynolds :

La décomposition de Reynolds est dite que tout champ (ϕ= U ou P ou T)

(Température) Se décompose en un champ moyen ϕ et en un champ fluctuant ϕ de Moyenne nul

$$\phi = \bar{\phi} + \phi \qquad \text{(II.9)}$$

Avec:

$$\bar{\phi} = \frac{1}{t}\int_0^t \phi dt \qquad \text{(II.10)}$$

ϕ: Valeur statique.

$\bar{\phi}$: Valeur moyenne.

ϕ' : Valeur fluctuante.

Où t une grandeur comparer à la période de fluctuations. Donc ont aura le système suivant :

$$U_i = \bar{U}_i + u_i \text{(II.11)}$$

$$P = \bar{P} + p \text{(II.12)}$$

$$T = \bar{T} + T' \text{(II.13)}$$

Les lettres minuscules désigné la fluctuation ou les écarts des valeurs par rapport à ces moyennes. Le symbole (-) désigné le moyenne ou moyenne d'ensemble (moyenne sur un

ensemble de réalisation). Elle est définie comme la limite statistique de moyenne arithmétique prise à travers un certain nombre d'expériences réalisés dans les même conditions générales d'écoulement cette moyenne vérifie les règles de Reynolds. [24]

II.3.4.2 Les équations des mouvements moyennes :

Les relations fondamentales régissant l'écoulement d'un fluide incompressible sont les équations de Navier-Stokes et celles de continuité qui s'appliquent aux écoulements turbulents aussi bien qu'aux écoulements laminaires. Si ce système d'équations a été résolu avec succès pour un grand nombre d'applications dans le cas d'écoulement laminaire, il est au contraire hors de question de, calculer une solution complète quand il s'agit des écoulements turbulents dans un écoulement quelque peu complexe exigerait des capacités des machines de calcul. Pour des écoulements à faible nombre de Mach, il est courant de considérer comme négligeables les fluctuations de la masse volumique [Schistes, 1993], ce qui se traduit par la relation suivante :

$$\rho = \overline{\rho} \quad \text{(II.14)}$$

En remplaçant dans les équations fondamentales les expressions instantanées des écoulements par leurs expressions sous la forme de la relation (II.6), et en moyennant les équations obtenues, on obtient les équations suivantes :

II.3.4.2.1Equation de continuité des mouvements moyens :

L'équation de continuité du champ moyen est obtenue par :

$$\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad \text{(II.15)}$$

II.3.4.2.2Équation de Navier-Stocks moyenne :

L'équation de Reynolds (obtenues par moyenne de l'équation (II.9) après avoir introduit la décomposition de Reynolds) :

$$\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial t} + \overline{U_j}\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} + U_j\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial \overline{P}}{\partial x_i} + \nu\frac{\partial^2 \overline{U_i}}{\partial x_j \partial x_j} \quad \text{(II.16)}$$

On écrit finalement :

$$\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial t} + U_j \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial \overline{P}}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho}\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\overline{\tau_{ij}} + R_{ij}\right) \quad \text{(II.17)}$$

Introduisant les corrélations doubles $\overline{U_i U_j}$ qui traduisent l'influence du champ turbulent sur le champ moyen. Elles sont interprétées comme des tensions apparentes $\overline{\rho U_i U_j}$ qui forment le tenseur des tensions de Reynolds, ce tenseur est symétrique et sa trace est égale au double de l'énergie cinétique de la turbulence.

La condition d'incompressibilité implique:

$$U_i \frac{\overline{\partial U_i}}{\partial x_j} = \frac{\overline{\partial U_i U_j}}{\partial x_j},$$

Les tensions de Reynolds ou les contraintes de Reynolds $\overline{\rho U_i U_j}$ peuvent être s'écrit sous la forme suivante :

$$[R_{ij}] = -\rho \begin{bmatrix} \overline{UU} & \overline{VU} & \overline{UW} \\ \overline{UV} & \overline{VV} & \overline{VW} \\ \overline{UW} & \overline{VW} & \overline{WW} \end{bmatrix}$$

Ou´ [τij] est le tenseur des contraintes visqueuse, défini par :

$$[\tau_{ij}] = \Gamma\left[\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right] \quad \text{Avec} \quad \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} = \Gamma \frac{\partial^2 \overline{U_i}}{\partial x_j \partial x_j}$$

L'équation de la vitesse fluctuante est exprimée :

$$\frac{\partial U_i}{\partial t}+\overline{U_j}\frac{\partial U_i}{\partial x_j}=-U_j\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j}-U_j\frac{\partial U_i}{\partial x_j}-\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial x_i}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\nu\frac{\partial U_i}{\partial x_j}+\overline{U_iU_j}\right) \text{(II.18)}$$

II.3.5 Problème de fermeture des équations :

Le système (II.14 et II.15) comporte plus d'inconnues que d'équations, c'est un système ouvert. Le fait de prendre la moyenne d'une équation instantané conduit à une perte d'information qu'il faudra réintroduire sous forme d'hypothèse physique ; c'est le problème de fermeture. Les tensions de Reynolds dans les équations de Navier-Stocks font apparaître des produits triples de vitesse qui proviennent des termes non linéaires. Cependant chaque nouvelle équation introduit un nombre d'inconnues encore plus grand, on a une hiérarchie ouverte.

Schématiquement :

$$\frac{\partial}{\partial t}\overline{\underbrace{U_iU_j\ldots U_P}_{\text{"n fois"}}}=\ldots\left\{\overline{\underbrace{U_iU_j\ldots U_PU_q}_{\text{"n+1 fois"}}}\right\}\ldots$$

Le problème donc est celui de la liaison entre les tensions de Reynolds et le champ moyen. Pour réaliser la fermeture, des hypothèses et des modèles supplémentaires seront nécessaires pour traduisent le comportement du milieu turbulent permet alors d'obtenir un nombre d'équation égal à celui des inconnues et ces équations peuvent ensuite être résolues par voie numérique. [25]

II.3.5.1 Quelques hypothèses classiques de la fermeture de turbulence :

II.3.5.1.1Hypothèse de CHOU :

$$\nu_t=C_\mu\frac{K^2}{\varepsilon} \quad \text{(II.19)}$$

II.3.5.1.2Hypothèse de viscosité turbulente de BOUSSINESQ :

$$-\overline{u_iu_j}=\nu\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j}+\frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right)-\frac{2}{3}k\delta_{ij} \text{(II.20)}$$

II.3.5.1.3 hypothèse de longueur de mélange de Prandtl :

$$v_t = L_m^2 \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial U_j} \right) \quad \text{(II.21)}$$

Qui devient en écoulement de type couche limite :

$$v_t = L_m^2 \frac{\partial U_1}{\partial x_2} \text{(II.22)}$$

Lm : Longueur de mélange.

La longueur de mélange se calcul suivant le type d'écoulement des expressions variées, obtenus en générale à partir de l'expérience, sont en effet disponibles pour les écoulements standard Cependant, ces modèles ignorent complètement le caractère non local de la turbulence.

II.4 Les modèles de turbulence et leurs classifications ;

II.4.1Les modèles à viscosité turbulence algébrique (modèle à zéro équation de transports) :

Aucune équation de transport n'est utilisée dans ce modèle, les tensions de Reynolds sont directement liées aux valeurs moyennes. En s'inspirant de la théorie cinétique des gaz Prandtl, (La première génération de la modélisation de la turbulence 1925).

Suggéra que la viscosité turbulente soit mise sous la forme de produit d'une vitesse et d'une longueur caractéristique du mouvement turbulent.

La longueur utilisée est dite « longueur de mélange » et la vitesse caractéristique s'exprime par l'hypothèse suivante. [26]

$$V = L_m \sqrt{(2d_{ij})^2} \text{(II.23)}$$

Ce qui conduit à l'expression suivante de la viscosité turbulente :

$$V_T = L_m = L_m^2 \sqrt{\left(\frac{\overline{oc_i}}{ox_j} + \frac{\overline{oc_i}}{ox_i} \right)^2} \text{(II.23a)}$$

II.4.2 Les modèles à une équation de transport :

Ces modèles introduisent dans la définition de w au moins une grandeur turbulente décrire par une équation d'évolution si on utilise l'équation de l'énergie cinétique de turbulence K sous forme modélisé. On pourra déterminer w par l'expression du type Kolmogorov- rov Prandtl. [24]

$$V_T = C_\alpha L_s \sqrt{K} \text{(II.24)}$$

Où L_S est une échelle de longueur des grandes structures turbulentes donnée en chaque Pt de l'écoulement.

II.4.3Le model (K-ε) et RNG (model à deux équation de transport) :

Pour dépasser les limitations de modèle (à zéro équation de transport) il existe des modèle de turbulence qui prenant en compte le transport des quantités turbulentes en leur associant des équations de transport différentiel. Le modèle de fermeture K-ε fait partie de cette catégorie de modèles. Dans ce modèle, l'approche dimensionnelle pour la viscosité turbulente μ_1 est également utilise. La vitesse turbulente caractéristique des tourbillons de grande taille est choisie également à√ K L'énergie cinétique turbulente K constituant ; compte tenu sa définition $(K=\frac{1}{2}\overline{u_i u_j})$; d'après BOUSSINESQ, une mesure directe de l'intensité des fluctuations turbulentes dans les trois directions.

Ou **ε** est : le taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente en chaleur due aux contraintes visqueuses :

$$\varepsilon = \frac{\mu}{\rho}\frac{\overline{u_i u_j}}{x_i x_j} \qquad \text{(II.25)}$$

Il peut paraître contradictoire d'utiliser la dissipation Ç qui intervient au niveau des petits tourbillons pour caractériser le plus grand

Cependant ; la quantité d'énergie transmise des plus grand tourbillons vers les plus petits et finalement dissipée (cascade d'énergie) est aussi l'énergie transmise de l'écoulement moyen vers les grands tourbillons. Le taux d'énergie dissipées donc aussi déterminé par le mouvement de grande échelle.

La viscosité turbulente est alors donnée par la relation semi-empirique suivante qui construise l'hypothèse la plus forte du modèle K-ε≪hypothèse de CHOU≫

Les deux grandeurs transportées du modèle K-ε sont donc l'énergie cinétique turbulente K et le taux de dissipation ε de cette énergie cinétique turbulente.

Les équations de K et ε sont obtenue à la suite de plusieurs manipulations des équations moyennes, d'utilisation de lois de premier gradient et l'approximation par ordre de grandeur basée sur un nombre de REYNOLDS élevé

D'prés LAUNDER B.E et SPALDING D.B (1974), ces équation s'écrivent :

$$\frac{\partial K}{\partial t}+\overline{U_j}\frac{\partial}{\partial x_j}=C_\mu\frac{K^2}{\varepsilon}\left[\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j}+\frac{\partial \overline{U_j}}{\partial x_j}\right]\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\frac{C_\mu}{\sigma_k}\frac{K^2}{\varepsilon}\frac{\partial K}{\partial x_j}\right]-\varepsilon \qquad \text{(II.28)}$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t}+\overline{U_j}\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}=C_{\varepsilon 1}C_\mu k\left[\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j}+\frac{\partial \overline{U_j}}{\partial x_j}\right]\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\frac{C_\mu}{\sigma_\varepsilon}\frac{K^2}{\varepsilon}\frac{\partial K}{\partial x_j}\right]-C_{\varepsilon 2}\frac{\varepsilon^2}{K} \qquad \text{(II.29)}$$

Les constants (qui sont des coefficients semi-empirique) sont déduites de résultants simples et sont toutes empruntées à LAUNDER B.E et SPLANDING D.B (1974). [27]

$C\mu$	$C\varepsilon_1$	$C\varepsilon_2$	σ_k	σ_ϵ	σ_ε	$C\varepsilon_1\sigma_\epsilon$
0.09	1.44	1.92	1.00	1	1.3	0.7

Tableau(II.3): constantes du modèle k- ε

Le modèle de turbulence utilisé à notre travail est le modèle k-ε.

Ce modèle est très répandu de part sa simplicité, sa robustesse et sa facilité de mise en œuvre. Bien que les aspects généraux des écoulements soient bien simulés, il apparaît certaines insuffisances dues notamment à la valeur des constantes et au fait que le modèle est trop diffusif. Les modifications apportées au modèle k-ε sont nombreuses, dont notamment les extensions suivantes :

- Le modèles k-ε deux couches [Chen & Patel, 1988] qui, à proximité des parois, utilise un modèle à une équation (pour k) et exprime ε à l'aide d'une longueur caractéristique déterminée par une formule algébrique fonction du nombre de Reynolds local ;

a. le modèle k-ε bas Reynolds [Jones & Launder, 1972] qui élargit son domaine de validité aux zones d'écoulement laminaires ou de transition à proximité des parois. Les constantes sont rendues dépendantes du nombre de Reynolds et des termes complémentaires sont ajoutés aux deux équations pour tenir compte du caractère non-isotrope du processus de dissipation.

b. Le modèle k-ε étendu [Chen & Kim, 1987], qui ajoute un terme à l'équation du taux de dissipation pour que le transfert d'énergie réponde plus efficacement à la déformation moyenne de l'écoulement, rend le modèle moins diffusif ;

Modèles RNG

Le modèle RNG, développé par le groupe de ré normalisation, Yakhot& Smith(1992) ;

Il consiste en une estimation au cours du calcul de la constante Cε1, remplacée dans l'équation de dissipation par Cε1' donnée par l'expression (II. 28) Cette expression ajoute un terme fonction du taux de déformation η à l'équation du taux de dissipation le rendant ainsi moins diffusif.

$$C_{\varepsilon 1} = \frac{\grave{\eta}(1-\eta_0)}{1+\beta\eta^3} \quad \text{(II.31)}$$

$$\eta = \left(\frac{K}{\varepsilon}\right)\sqrt{\frac{P}{\mu_t}} \text{(II.31a)}$$

$C\mu$	$C\varepsilon_1$	$C\varepsilon_2$	σ_k	σ_ϵ	$\sigma\varepsilon$	$C\varepsilon_1\,\sigma_\epsilon$	μ_0	β
0.005	1.42	1.68	0.7179	1	0.7179	0.7	4.377	0.012

Tableau(II.4): Les constantes du modèle RNG

II.5 Le nombre du Reynolds et le Coefficient de pression Cp :

II.5.1 Le nombre du Reynolds :

Le nombre de Reynolds permet de définir le régime d'un écoulement, c'est à dire s'il est Laminaire ou turbulent. Il est défini comme le rapport entre les forces d'inerties (convection) et les forces visqueuses, c'est-à-dire :

$$R_e = \frac{\rho.V.D}{\mu} = \frac{VD}{\beta\nu} \qquad \text{(II.32)}$$

ρ: La masse Volumique en [Kg/m3]

μ : La viscosité dynamique en [Kg/m s].

ν : Viscosité cinématique en [m2/ s].

V : Vitesse moyenne du fluide en [m/ s].

D : longueur caractéristique en [m].

II.5.2Le coefficient de pression:

Le coefficient de pression est défini par :

$$C_p = \frac{\Delta P}{\rho U^{*2}} ; \; U^{*2} = \frac{2}{3} U_{max} \text{(II.33)}$$

Conclusion:

Le présent chapitre a pour mission de qualifier et de quantifier les modes d'action de l'évacuation de chaleur par l'écoulement de l'air.

L'intérêt des modèles ASM et RSM par rapport aux modèles du premier ordre K-ε est qu'ils permettent de s'affranchir d'une relation locale entre les tensions de Reynolds et l'écoulement moyen.

Ces modèles permettent donc de mieux prendre en compte les effets d'histoire ou encoure d'anisotropie de la turbulence.

Des modèles d'ordre supérieur, basés sur la fermeture d'équation de transport d'ordre égal ou supérieur à trois sont difficilement envisageables, d'une part par le manque de données expérimentales sur ce type de corrélation, et d'autre part par la lourdeur de la démarche engagée.

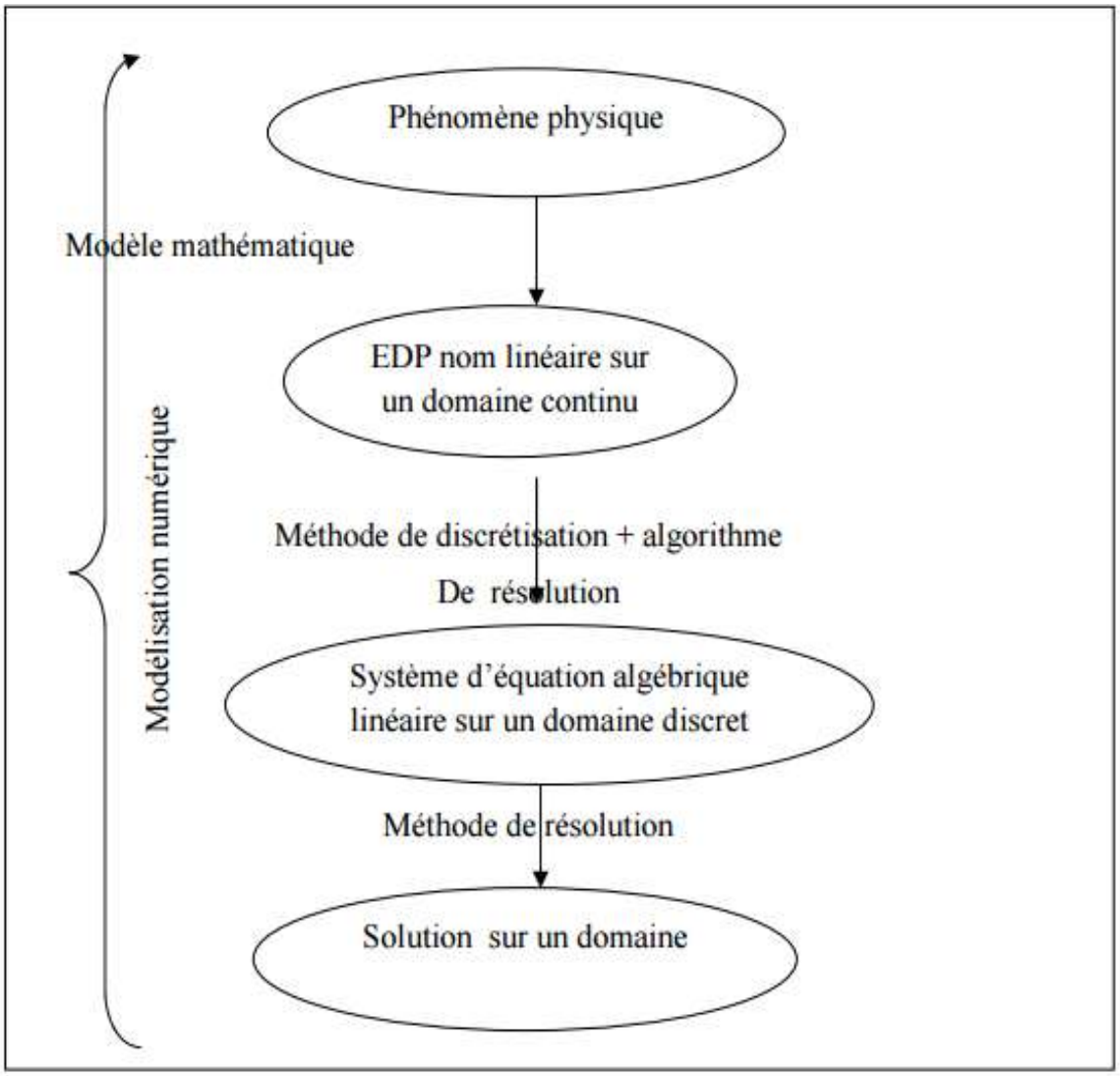
La résolution analytique du problème général est impossible d'où la nécessité des Méthodes numérique qui sont l'objet du chapitre suivant.

Introduction

La modélisation mathématique permet de représenter le phénomène Physique (transfert thermique..) par des systèmes d'équations aux dérivées partielles (EDP) non-linéaires dont on ne connait pas de solutions analytiques en général. Il faut alors résoudre le problème numériquement en transformant les équations continues de la physique en un problème discret sur un certain domaine de calcul (le maillage). Dans d'autres cas, les simulations numériques sont menées en parallèle avec des expérimentations. Dans ce chapitre une analyse thermique numérique sera préférable pour estimer la répartition de la température à partir de traitement de l'équation de la chaleur par les méthodes de discrétisation les plus connues.

III.1Le calcul numérique (modélisation et simulation)

Le modèle mathématique constitué par une équation différentielle aux dérivées partielles (EDP) est transformé, à l'aide d'une méthode de discrétisation dans un système algébrique L'algorithme de résolution numérique implique la méthode d'intégration temporelle et de découplage, comme par exemple, les algorithmes SIMPLE, SIMPLER, SIMPLEC et PISO … Le principe du calcul numérique est illustré à la figure suivante : [28]



Figure(III.1) : Le principe de calcul numérique

III.2 Les méthodes principales de discrétisation :

Il y a deux grandes familles de méthodes de discrétisation :

- Les méthodes d'approximations des équations : Selon ces méthodes on cherche la solution exacte des équations approchées car les opérateurs différentiels sont discrétisés sur un maillage
  - méthode des différences finies (MDF).
  - méthode des volumes finis (MVF)

- Les méthodes d'approximations des solutions : Selon ces méthodes on cherche la solution approchée à partir des équations exactes. Les solutions sont écrites comme des séries de fonction tronquées aux ordres de précisions désirées
  - méthode des éléments finis (MEF)
  - méthode spectrale (MS) [29]

III.2.1 La méthode des différences finies

La méthode consiste à remplacer les dérivées partielles par des différences divisées ou combinaisons de valeur ponctuelles la fonction en un nombre fini de points discrets ou nœuds du maillage. Plus clairement nous avons dit: Elle consiste à approximer les dérivées de 1'EDP par des troncatures de séries de Taylor. La substitution de ces approximations dans l'équation différentielle donne les équations aux différences finies. II faut noter que cette méthode est très simple dans sa formulation, mais elle donne des résultats non satisfaisants, surtout en présence des variations exponentielles. [29]

- **Avantages de la méthode**
  - Simplicité de mise œuvre ;
  - Encombrement mémoire raisonnable (matrice de type bande) et temps de calcul raisonnable
- **Inconvénients de la méthode**
  - Le principe de conservation n'est pas assuré après la discrétisation ;
  - L'apparition d'instabilités numérique ;
  - Difficulté pour traiter les géométries plus complexes.

III.2.2 La méthode des volumes finis

Le principe de cette méthode est de subdiviser le domaine de calcul en un nombre de volumes de contrôle juxtaposés. Chacun de ces derniers englobe un "nœud principal". La méthode intègre, sur des volumes élémentaires de forme simple, les équations écrites sous forme de loi de conservation. Elle fournit ainsi de manière naturelle des approximations discrètes conservative et est particulièrement bien adaptée aux équations de la mécanique des fluides. Sa mise en œuvre est simple avec des volumes élémentaires rectangles. [29]

Avantages de la méthode

Préservation du caractère conservatif des équations sur chaque volume de contrôle (continuité des flux aux interfaces), valable pour n'importe quelle finesse du maillage ;

- Mise œuvre relativement facile ;
- Applicable aux géométries complexes ;
- Temps de calcul et stockage mémoire raisonnable (matrice de type bande)

Inconvénients de la méthode

- Moins précis que les méthodes spectrales.[28]

III.2.3 La méthode des éléments finis (MEF)

La méthode consiste à approcher, dans un sou –espace de dimension finie, un problème écrit sous la forme variation elle dans un espace de dimension infinie. Cette forme vibrationnelle est équivalente à une forme de minimisation de l'énergie en générale.

La solution approchée dans ce cas une fonction déterminée par un nombre fini de paramètres comme, par exemple, ses valeur en certain points ou nœuds du maillage. Cette méthode est particulièrement bien adaptée aux problèmes d'équilibre. Elle permit de traiter des géométries complexes contrairement aux différences finies mais demande un grand coût de temps de calcul et de mémoire. [29]

Principe mathématique

Le principe mathématique est basé sur les méthodes suivantes :

- Méthodes vibrationnelles (minimisation d'une fonctionnelle)
- Méthodes des résidus pondérés

Etapes de la mise en œuvre

- Discrétisation du domaine en un nombre fini d'élément ;
- Choix d'un modèle d'interpolation (variation de la variable sur l'élément) ;
- Ecriture des équations modèles sous forme algébrique aux niveaux local (dans un élément) : détermination des vecteurs et matrices caractéristiques ;
- Assemblage des vecteurs et matrices locaux en un vecteur global B et une matrice globale A ;
- Résolution de système AX=B

- **Avantage**
  - Adapté aux géométries complexes
- **Inconvénients**
  - Formalisme mathématique plus compliqué et plus difficile à mettre en œuvre ;
  - Couteux en stockage mémoire (matrices pleins) et en temps de calcul (inversion) ;
  - Caractère conservatif des équations nom forcément assuré.[28]
- Avantage
  - Permet d'obtenir des solutions d'une très grande précision
- Inconvénients
  - Formalisme mathématique plus compliqué et mise en œuvre délicate
  - Difficultés pour traiter les géométries complexes et des conditions aux limites nom académique. [28]

Dans ce qui suit on se limite a examiné uniquement la méthode des éléments finis, nous venons de décrire succinctement l'approche globale de cette méthode. Par la suite, nous exposerons les principales étapes mathématiques de discrétisation de l'équation de chaleur par cette dernière.

III.2.3.1 Présentation de la méthode

Comme nous l'avons précédemment évoquée, La méthode des éléments finis a pour but de remplacer un problème mathématique défini dans un milieu continu et sous la forme d'équations différentielles ou d'intégrales, par un problème discret sous forme matricielle qu'il est possible de résoudre numériquement. En résumé, cette méthode nécessite la discrétisation d'un continuum en un modèle composé d'un assemblage d'éléments finis qui possèdent des formes et des tailles variées. De plus, le calcul de la solution nécessite la prise en compte d'un certain nombre de paramètres, tels que :

- La géométrie discrétisée en éléments finis,
- Les contraintes imposées sur le dispositif,
- Les excitations présentes dans le dispositif,
- Les propriétés des matériaux composant le dispositif.

III .3 Les méthodes de résolution

Il existe différents algorithmes de résolution pour traiter les problèmes à éléments finis. On peut citer deux classes de méthodes :

- Les méthodes de résolution directes,
- Les méthodes itératives (gradient conjugué par exemple).

III.3.1 les méthodes de résolution directes

Ces méthodes aboutissent à la solution en un nombre fini d'opérations. Elles sont adaptées au mode de stockage de la matrice [K]. Si cette matrice est symétrique, la méthode de décomposition de Choleski est généralement utilisée. Si elle ne l'est pas, les logiciels recourent à la méthode d'élimination de Gauss.

Les méthodes directes sont employées pour des systèmes de taille moyenne (inférieure à quelques milliers d'inconnues). Le temps de calcul est sensiblement proportionnel au cube du nombre d'inconnues. [21]

III.3.1.1 Méthode de résolution de Gauss-Seidel

Les équations relatives à l'ensemble des nœuds forment un système linéaire de n équations à n inconnus Ti.j Pour alléger l'écriture on convient de désigner la température du nœud Pi.j par un seul indice K, Ti.j on obtient alors un système :

$$a_{11}T_1 + a_{12}T_2 + \cdots + a_{1K}T_K + \cdots + a_{1n}T_n - b_1 = 0$$
$$a_{21}T_1 + a_{22}T_2 + \cdots + a_{2K}T_K + \cdots + a_{2n}T_n - b_2 = 0$$
$$a_{m1}T_1 + a_{m2}T_2 + \cdots + a_{mk}T_k + \cdots + a_{mn}T_n - b_m = 0$$
$$a_{n1}T_1 + a_{n2}T_2 + \cdots + a_{nK}T_k + \cdots + a_{mn}T_n - b_n = 0$$

Ou certains coefficients $a_{mk}(m=1 \ldots n=K \ldots n)$ sont nuls.

III.3.1.2 Méthode itérative de Gauss-Seidel

En partant du système initial, on peut exprimer chacune des températures T_k par une Combinaison linéaire des (K-1) autres par exemple :

$T_1 = (a_{12}.T_2 + \cdots + a_{1K}.T_K + \cdots + a_{1n}.T_n - b_1)/a_{jj}$.

Si on donne à pré une premier série de valeur $T_K{}^{(1)}$ en repartant dans cette dernière équation, on obtient une nouvelle valeur $T_j{}^{(2)}$de $T_j{}^{(1)}$:

$T_1{}^{(2)} = (a_{12}.T_2{}^{(1)} + a_{13}.T_3{}^{(1)} + \cdots + a_{1K}.T_K{}^{(1)} + \cdots + a_{1n}.T_K{}^{(1)} - b_1)/a_{11}$.

De même pour T_2ona :

$T_2 = (a_{21}.T_1 + \cdots + a_{23}.T_3 + \cdots + a_{2K}.T_K + \cdots + a_{2n}T_n - b_2)/a_{22}$.

En introduisant cette fois la nouvelle valeur de T_2 :

$T_2{}^{(2)} = (a_{21}.T_1{}^{(1)} + a_{23}.T_3{}^{(1)} + \cdots + a_{2K}.T_K{}^{(1)} + \cdots + a_{2n}.T_K{}^{(1)} - b_2)/a_{22}$

De même sur T_3, en reportent $T_1{}^{(2)}$ et $T_2{}^{(2)}$ on aura :

$T_3{}^{(2)} = (a_{31}.T_1{}^{(2)} + a_{32}.T_3{}^{(2)} + \cdots + a_{3K}.T_K{}^{(1)} + \cdots + a_{3n}.T_n{}^{(1)} - b_3)/a_{33}$

Ainsi d'une façon très générale, la température T_K à l'itération $(P+1)$ s'exprime par la relation : $T_K{}^{(P+1)} = \left[-\sum_{j=1}^{k-1} a_{nj}\, T_j{}^{(P+1)} - \sum_{j=k+1}^{n} a_{kj}\, T_j{}^{(P)} + P_k\right]/a_{kk}$

Pour la dernière température, cette expression prend la forme :

$$T_n{}^{(P+1)} = \left[-\sum_{j=1}^{n-1} a_{nj}\, T_j{}^{(P+1)} + P_n\right]/a_{nn}$$

Ces deux dernières relations permettent de calculer par approximations successives les valeurs des températures aux différents nœuds ; à partir d'une répartition imposée, on arrête le calcule lorsque l'on observe de faible écart entre les valeurs successives des températures, [30]

On a conclut que La simulation et la résolution numérique des équations gouvernantes ont été faites par le logiciel ANSYS qui utilise la méthode des éléments finis. Le générateur de maillage intégré avec le logiciel ANSYS est fait pour effectuer la structure du problème.

III.4 Formation sur le logiciel de simulation ANSYS :

Introduction :

ANSYS est un logiciel de simulation numérique FEM leader de son marché utilisé dans le développement de produits industriels. Il couvre toutes les étapes nécessaires à une simulation : le traitement géométrique, le maillage, la résolution, le traitement de résultats et l'optimisation. ANSYS offre une plateforme de calcul multi-physique intégrant la mécanique des fluides et des structures, l'électromagnétisme, la thermique ainsi que la simulation de systèmes et de circuits.

Les utilisateurs ANSYS sont de domaines industriel construction de machines, les secteurs de l'énergie, l'automobile, le ferroviaire, l'aérospatial, le médical, la microtechnique, la micro de consommation.

Notre travail est basé sur le domaine indu optimiser les dimensions d fluide caloporteur, vitesse maximal nécessaires ci-dessous :

III.4.1 Les étapes à suivre problème de transfert de chaleur dans un échangeur:

III.4.1.1-définir la géométrie de l'échangeur:

Concernant notre étude les géométrie dont on avait besoins sont seulement des grands rectangles qui représentent la cercles qui représentes les tubes

Méthode de travail :

La première étape menu de démarrage

- La seconde étape: on suit les instructions suivantes :

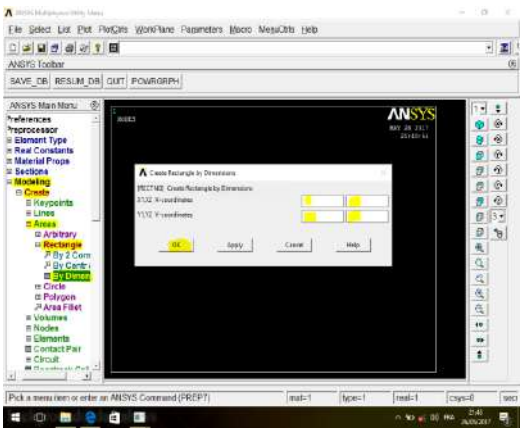
Préprocesseur

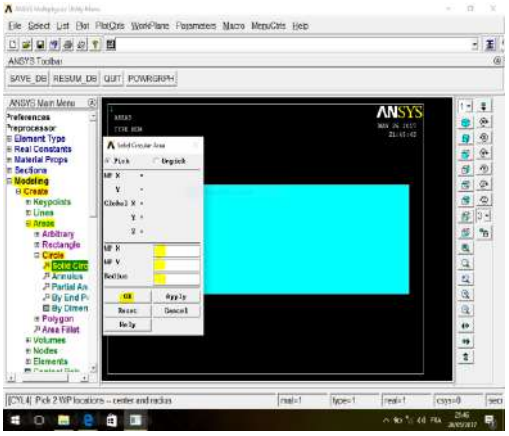
→ Modeling

→ Create

→ Area (Rectangle ou cercle)

→ by dimensions





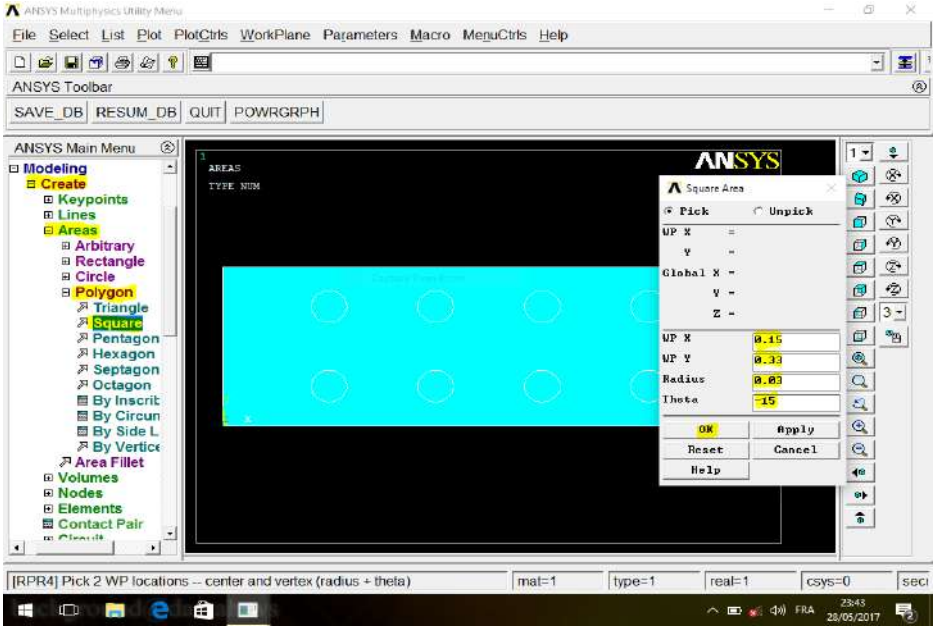


Figure III.2: schéma représentatif de l'interface en preprocessor

- la troisième étape : on doit soustraire les surface interne des paroi pour Créer un vide (un trou) :

Préprocesseur

→ Modeling

→ Opérât

→ Booléens

→ Substrat

→ Area (sélectionnant le grand

Rectangle → ok → sélectionner les rectangle ou les cercles)

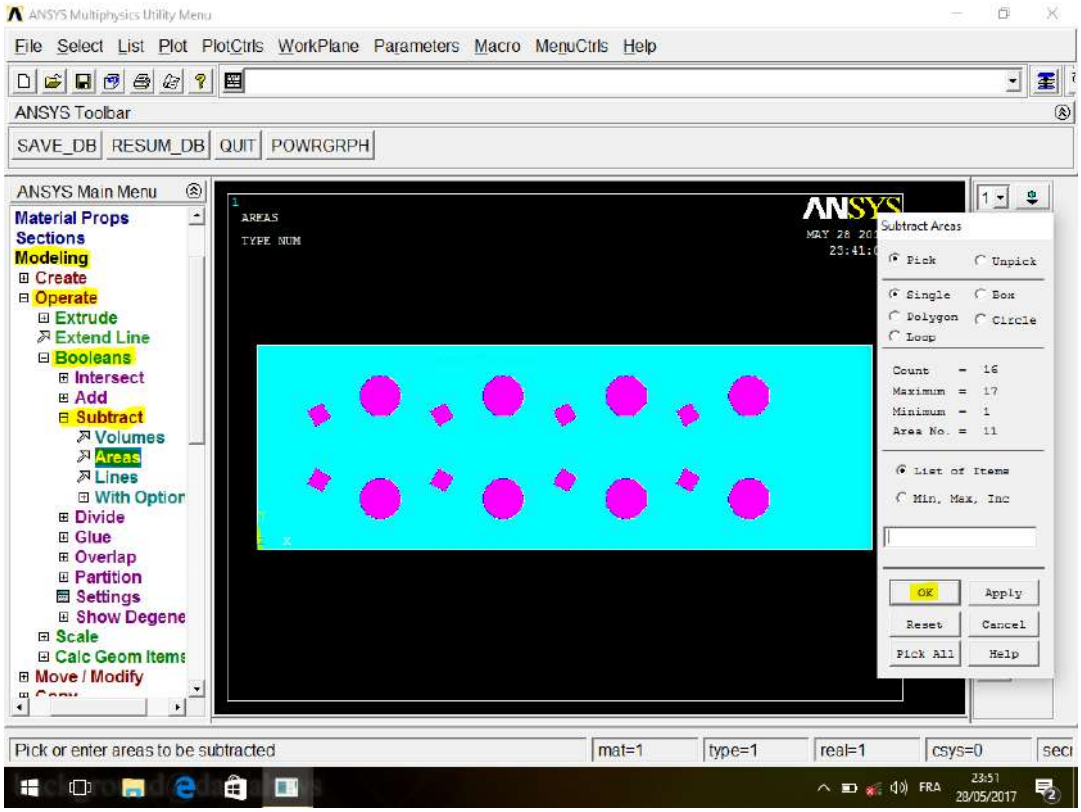


Figure III.3 : représente le substrat des surfaces

III.4.1.2-le maillage :

Pour faire le maillage intégré par le logiciel ANSYS on suit les ci-dessous:

La première étape: choisir d'abord le modèle mathématique utilisé dans notre étude :

Preprocessor

→ Element type

→ Add /edit /deleteflotran cfd

→ Fluide 141

→ Ok

→ Close

→ Ok

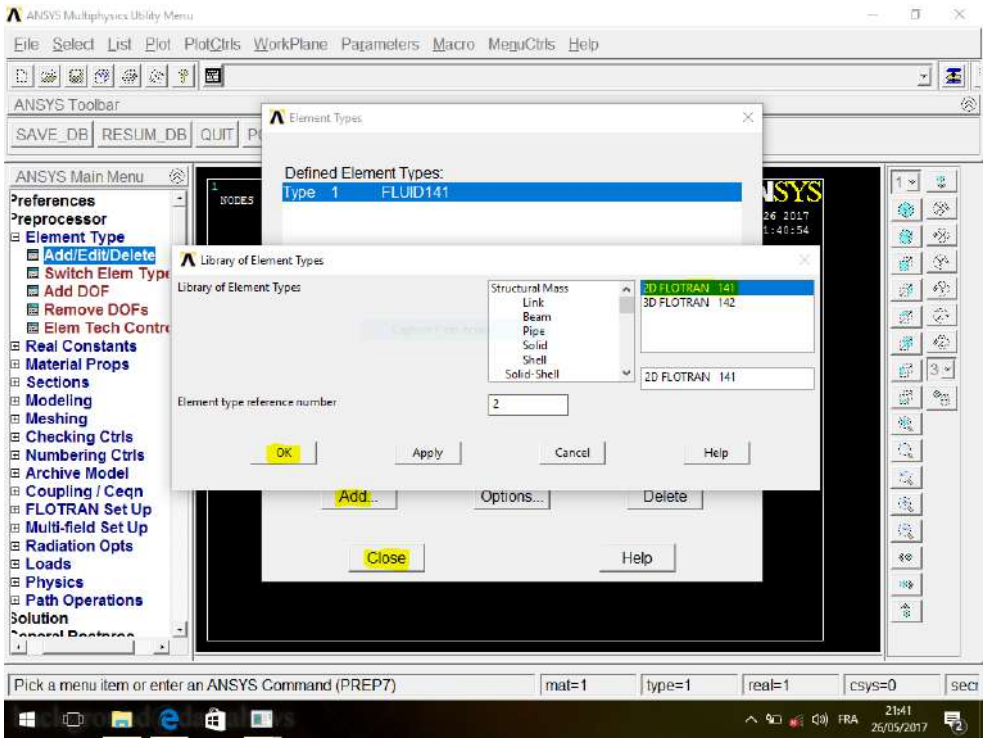


Figure III.4: schéma représentatif de l'interface pour sélectionner le modèle mathématique

Puis définir le maillage:

→ Meshing

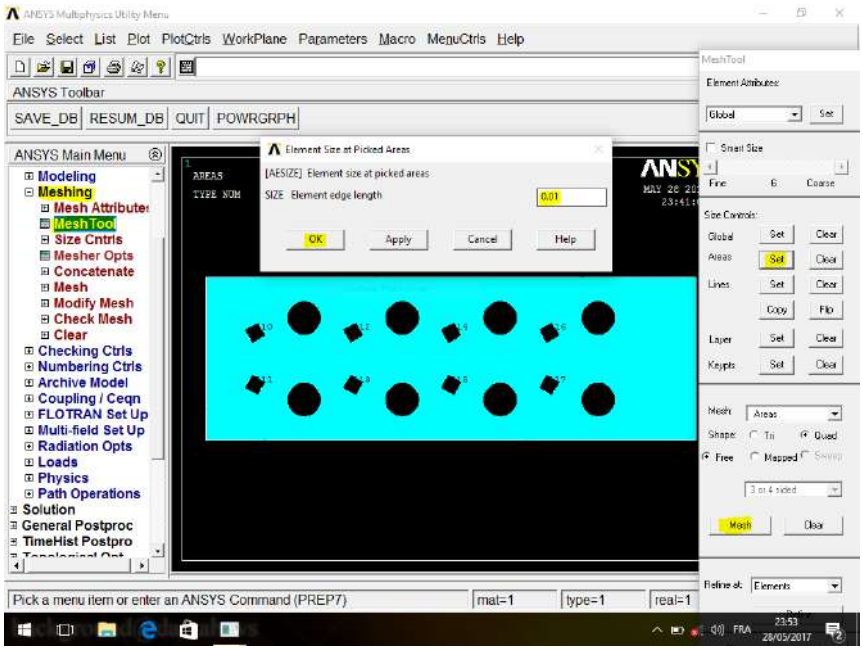
→ Mesh Tools

→ Set

→ Area : sélectionner la surface → ok

→ Entrer la valeur du maillage qu'on veut → ok → meshtool

→ Mech → sélectionner la surface → ok



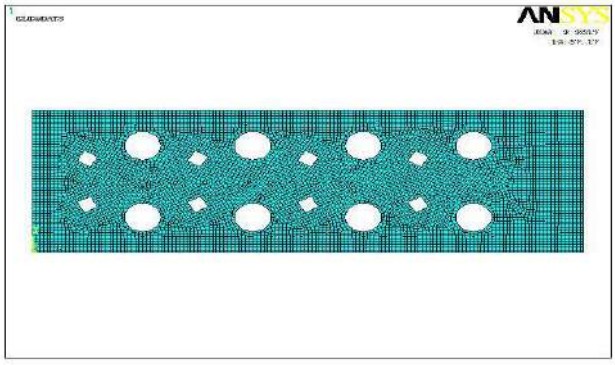


Figure III.5: représente l'étape de maillage

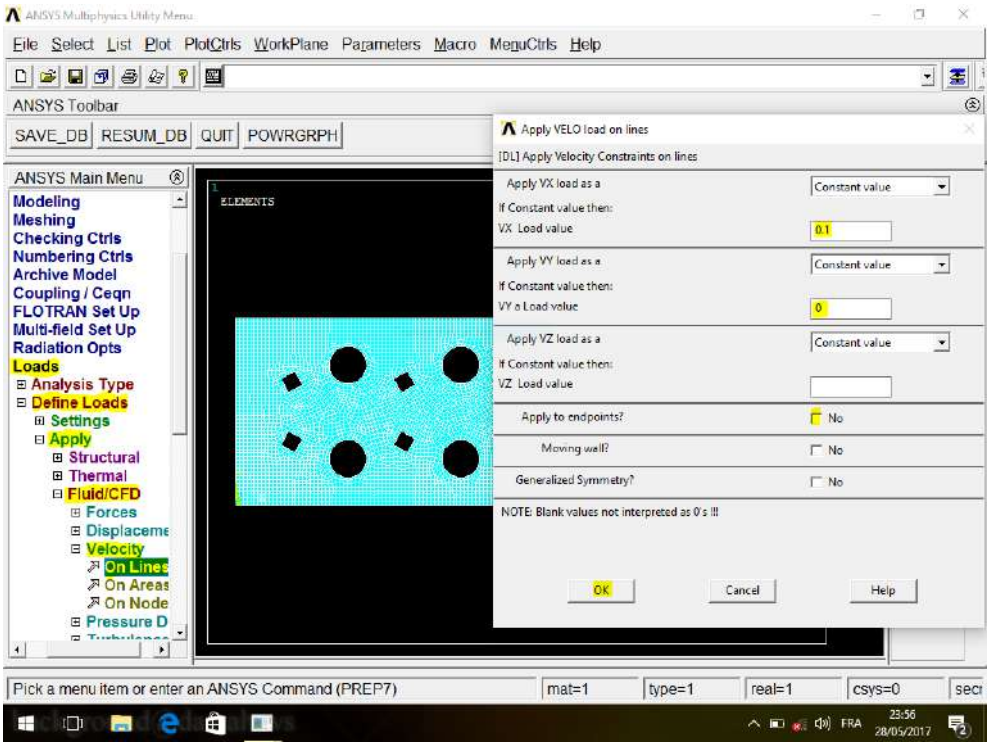
III.4.1.3-Les conditions aux limites:

Comment définir les conditions aux limites à l'entrée de la paroi extérieure et aux bords de la calandre ainsi que des tubes entiers (vitesse d'entrée, les températures et la pression).

3-1 : La vitesse :

Preprocessor

- Lood
  - Define lood
    - Fluid cfd
      - Velocity
        - On line:seletionde la ligne



Preprocessor

→ lood

→ define lood

→ fluid cfd

→ velocity

→ on line:selectionner les parois

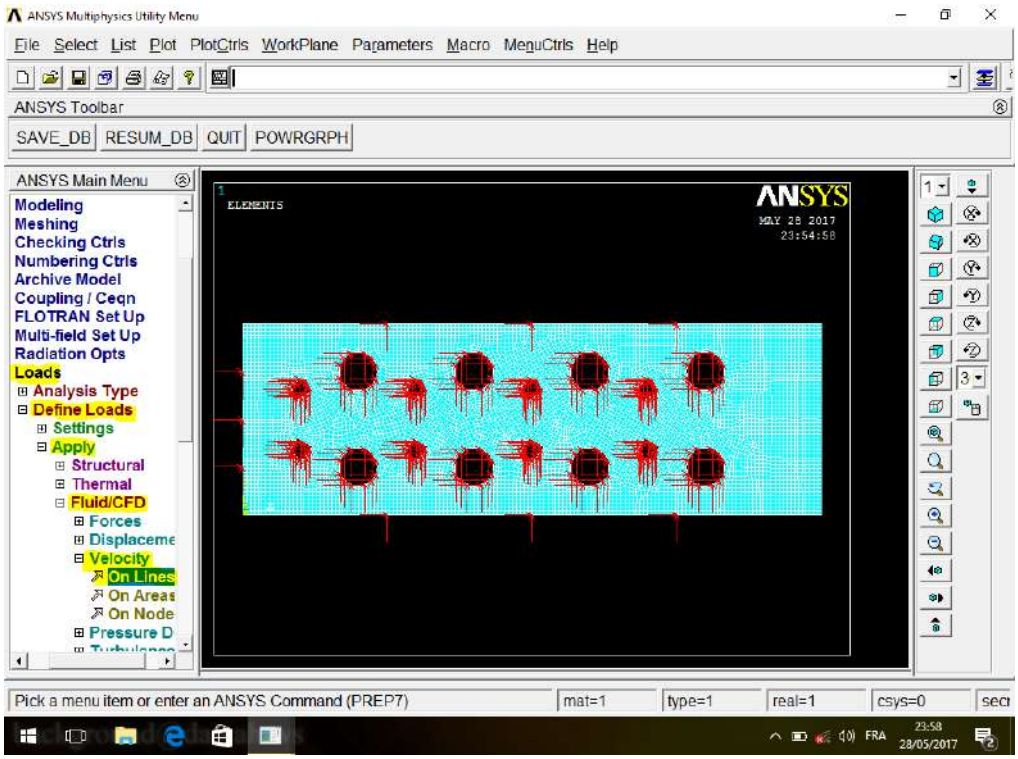


Figure III.6 : définir les vitesses

3-2: La pression :

Préprocesseur

- Loud
  - Define loud
    - fluid CFD
      - Pressure dof
        - On line: sélection de la ligne

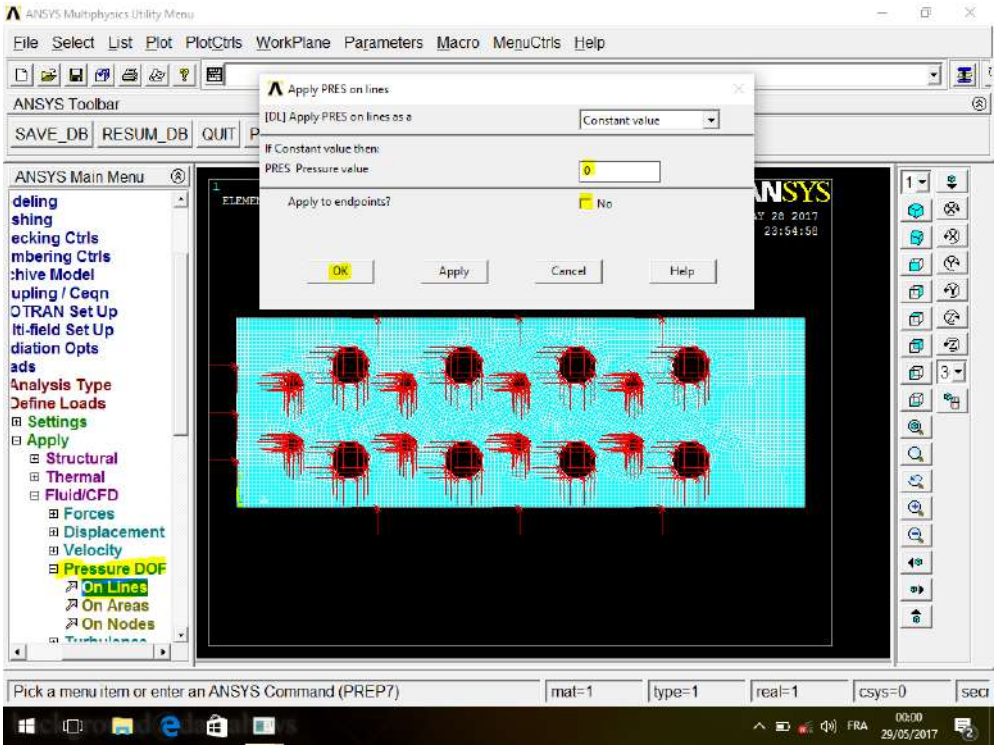


Figure III.7 : définir la pression

3-3:La température:

Preprocessor

→ lood

→ define lood

→ thermal

→ temperature

→ On line: sélection les cercles

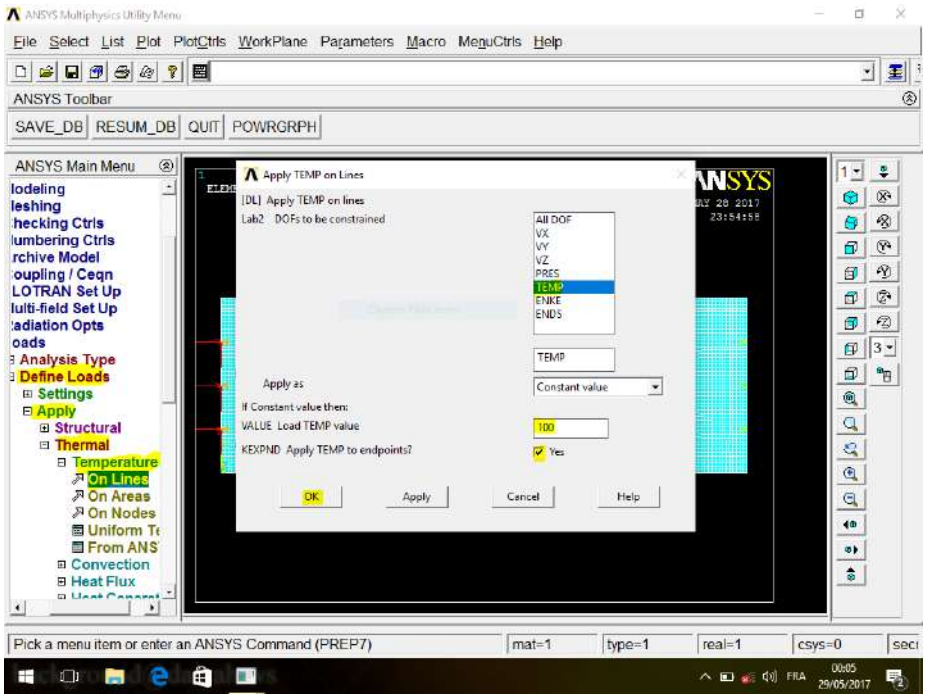


Figure III.8 : définir les températures

III.4.1.4-solution et exécution:

a-solution: c'est pour choisir le nombre d'itération nécessaires pour l'exécution

Ainsi que les propriétés du fluide et les caractéristiques de l'écoulement (state, thermique et turbulent)

1-Solution

→ Flotron set up

→ Solution option

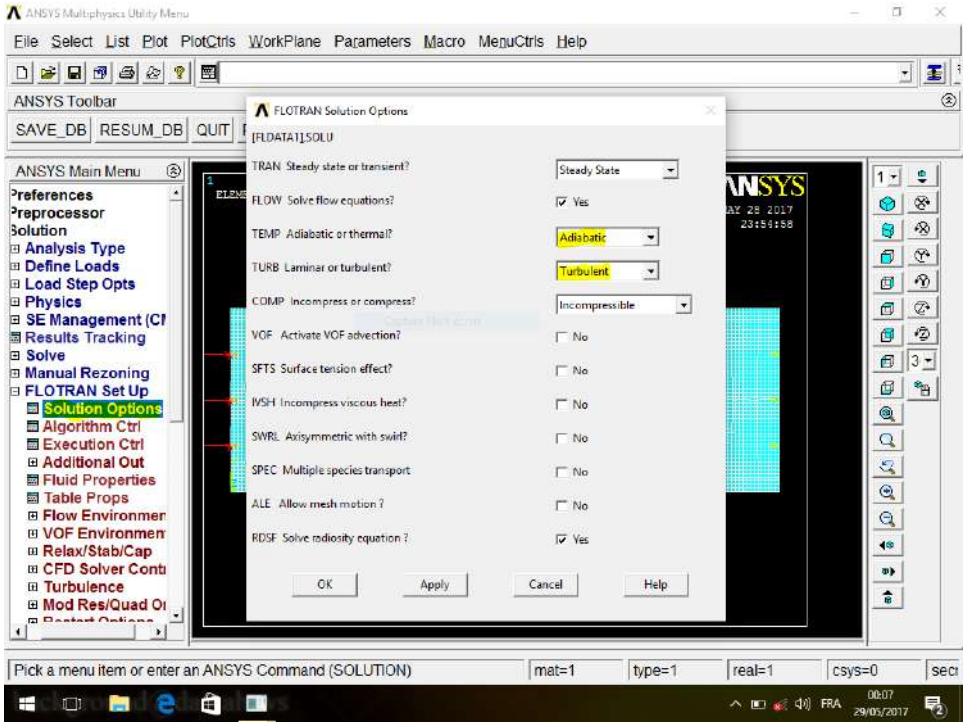


Figure III.9: comment choisir les caractéristiques de l'écoulement

2-exécution control: pour sélectionnés le nombre d'itération

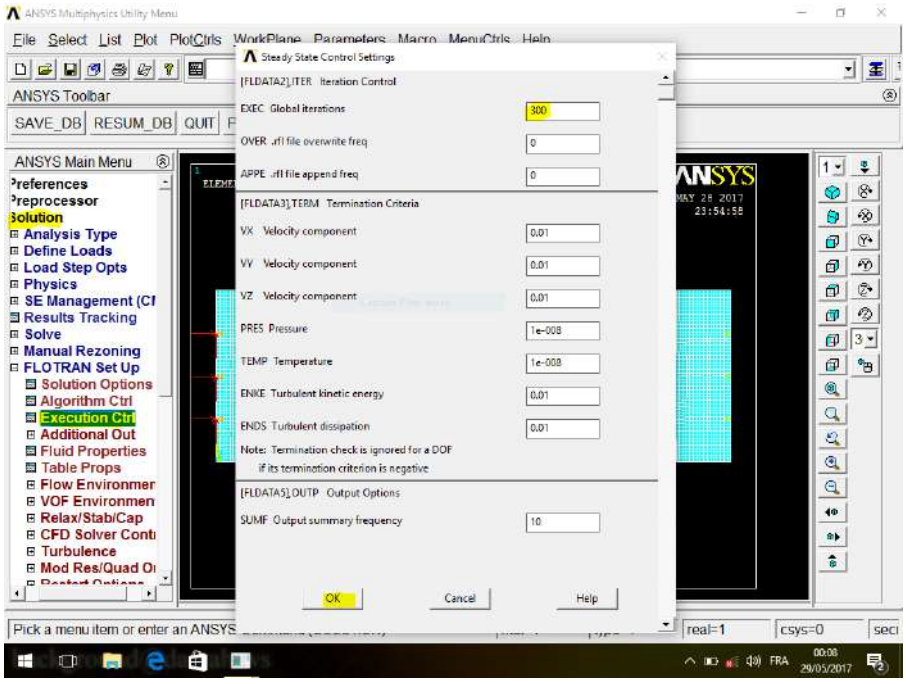


Figure III.10: définir le nombre d'itération pour l'exécution

3-fluide propriétés : pour définir les propriétés du fluide (pour notre cas: air SI

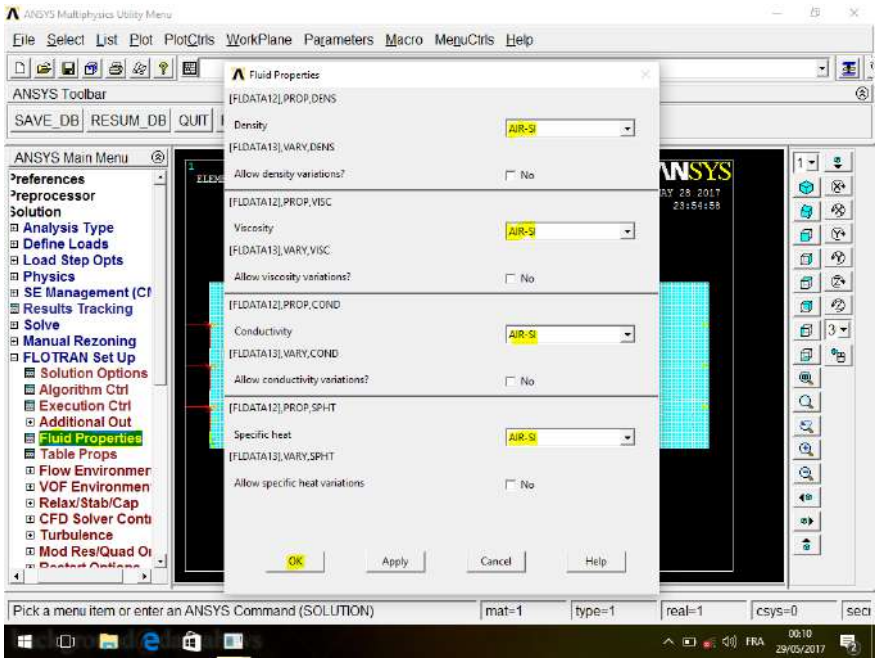


Figure III.11: pour sélectionner les propriétés de fluide

4-rune fortran : pour exécuter les résultats (exécution)

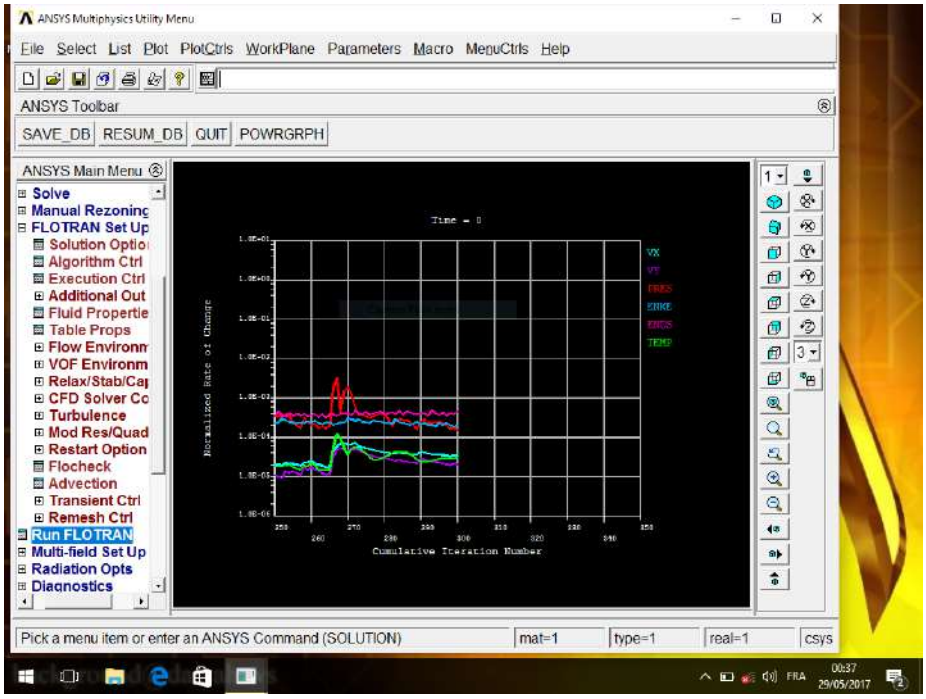


Figure III.12: comment exécuter les résultats interprétés

III.4.1.5-lire les résultats:

General Postproc

→ Read result

→ Last set

→ plot result

→ contour plot

→ nodal solution → dof solution: et on sélectionne la grandeur

Qu'on veut lire

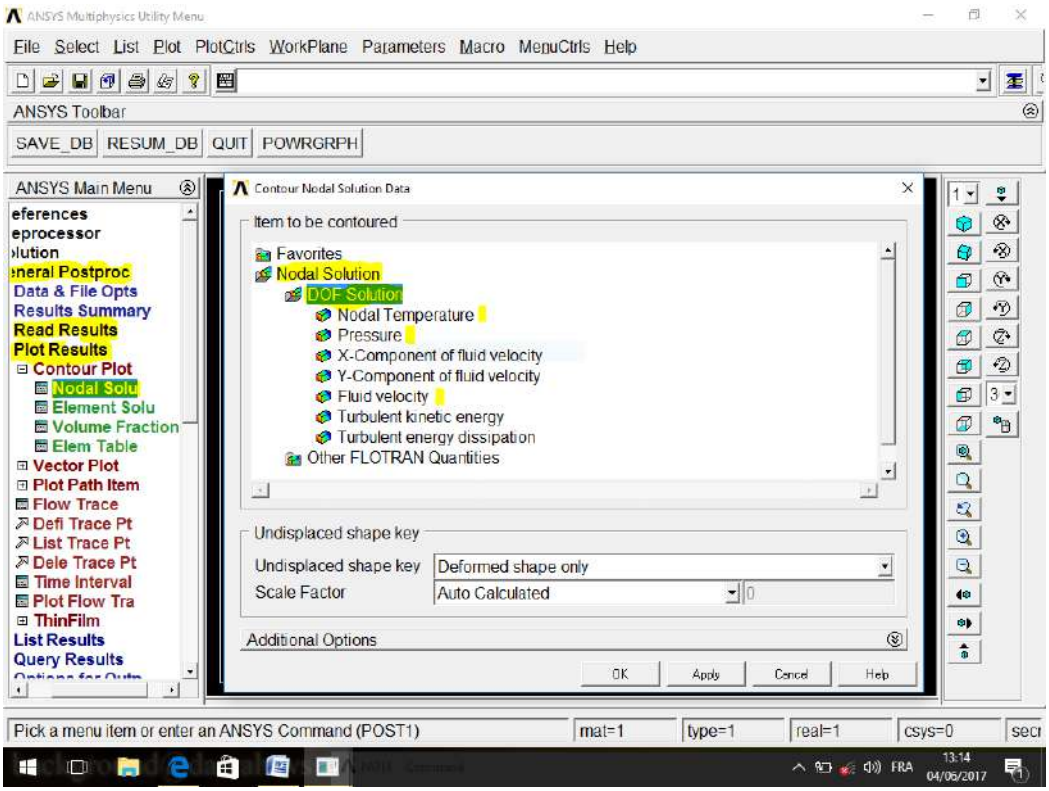


Figure III.13 : lire les résultats

Conclusion :

Dans ce chapitre on a présenté les trois grand utilisées généralement pour la résolution des systèmes d'équations aux d partielles, ou on a développé la discrétisation de la forme générale des équations du system et l'équation de chaleur par la méthode des éléments finis quelle est la base de l'ANSYS .Et on a expliqué quelques étapes qui facilitent l'utilisation de c une brève formation sur ANSYS.

Introduction:

Dans ce chapitre, les résultats obtenus par le calcul numérique sont discutés et interprétés.

On a utilisé un logiciel de calcul basé sur la méthode des E.F pour la discrétisation des équations de transport Pour résoudre un problème conjugué d'écoulement turbulent en présence de phénomènes de diffusion thermique.

La première partie de ce chapitre est consacrée à l'analyse de l'influence des formes géométrique des tubes (carrée ou cylindrique) d'un échangeur tubes et calandre, c'est-à-dire notre problème à étudier.

La deuxième partie concerne l'intégration du programme à notre simulateur commercial en éléments finis : ANSYS.

C'est pourquoi, nous allons essayer d'appliquer le modèle mathématique, expliqué dans le deuxième chapitre, pour le cas d'un écoulement conjugué aux différentes longueurs et forme des tubes et différentes positions en comparant les paramètres dynamique et thermique issus de la résolution numérique (profiles des vitesses, température et pression turbulente).

IV.1 Présentation d'ANSYS (APDL)

ANSYS est un code éléments finis d'usage général dédié à la résolution numérique d'une large variété de problèmes physiques en général et de mécanique en particulier. Ces problèmes portent notamment à: l'analyse structurale en statique et en dynamique (linéaire et non linéaire), transfert de chaleur, dynamique des fluides, acoustique, électromagnétique…etc.

Les différentes étapes nécessaires à la simulation d'un problème physique

- Type de calcul (2Dou 3D)
- Choix de maillage
- Equation de résolution
- Condition aux limites
- Conditions initiales
- Mise en place d'obstacles
- Méthodes et paramètres numériques (choix des schéma, résidus…)

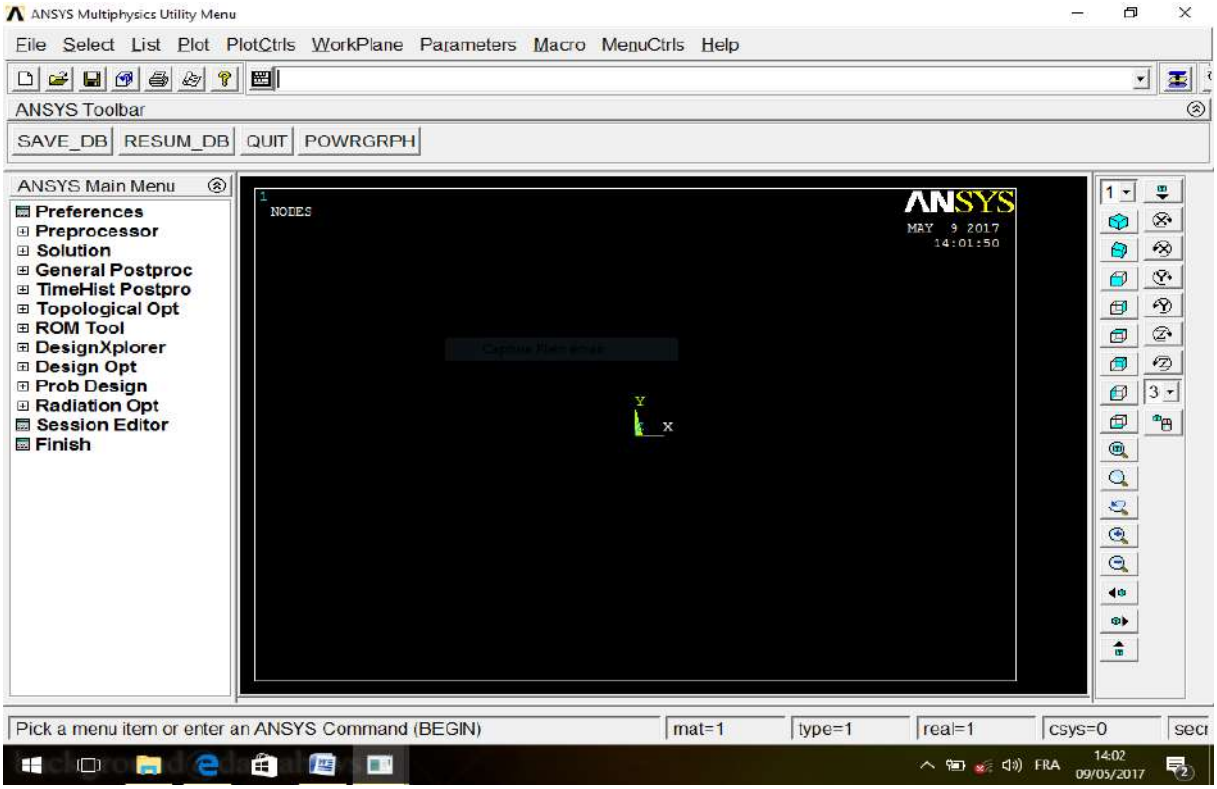


Figure. (IV- 1) : représentation spatiale de L'interface d'Ansys

IV.2 Description du domaine d'application :

Le projet porte sur l'étude du transfert de chaleur et de l'écoulement du fluide caloporteur L'air (à température ambiante) qui s'écoule autour d'un faisceau des tubes rectangulaires et circulaires (contient un fluide chaud) d'un échangeur de chaleur tube calandre avec des tubes rectangulaires et circulaires, le champ de température ,de pression et de vitesse de fluide caloporteur est évalué par un modèle CFD appliqué sur ANSYS / FLOTRAN module, Il s'agit ici de réaliser un modèle 2D d'échangeur de chaleur tube calandre avec des tubes rectangulaires et circulaires pour traiter des problèmes en éléments finis.

IV.2.1 les dimensions des géométries :

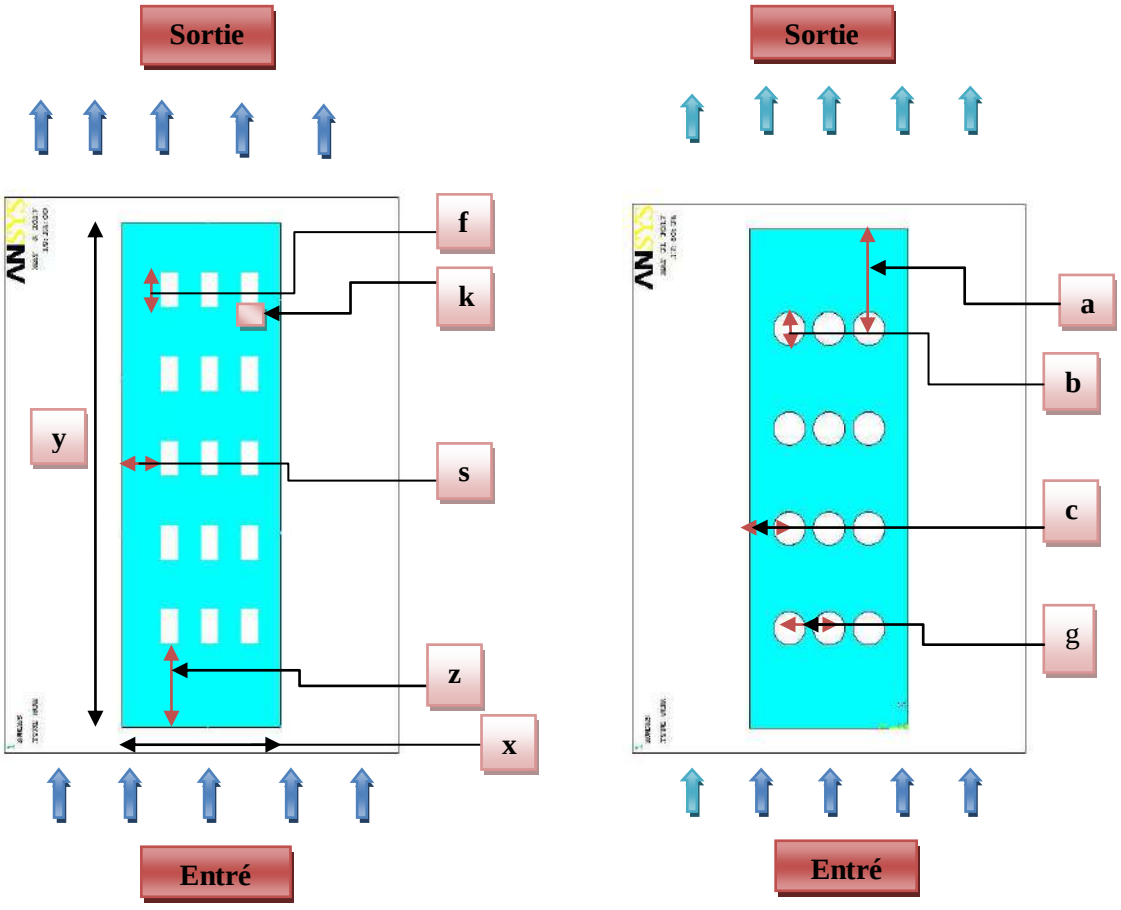
Cet échangeur de chaleur se présente sous la forme rectangle (la calandre) et cercle qui présentent les tubes.

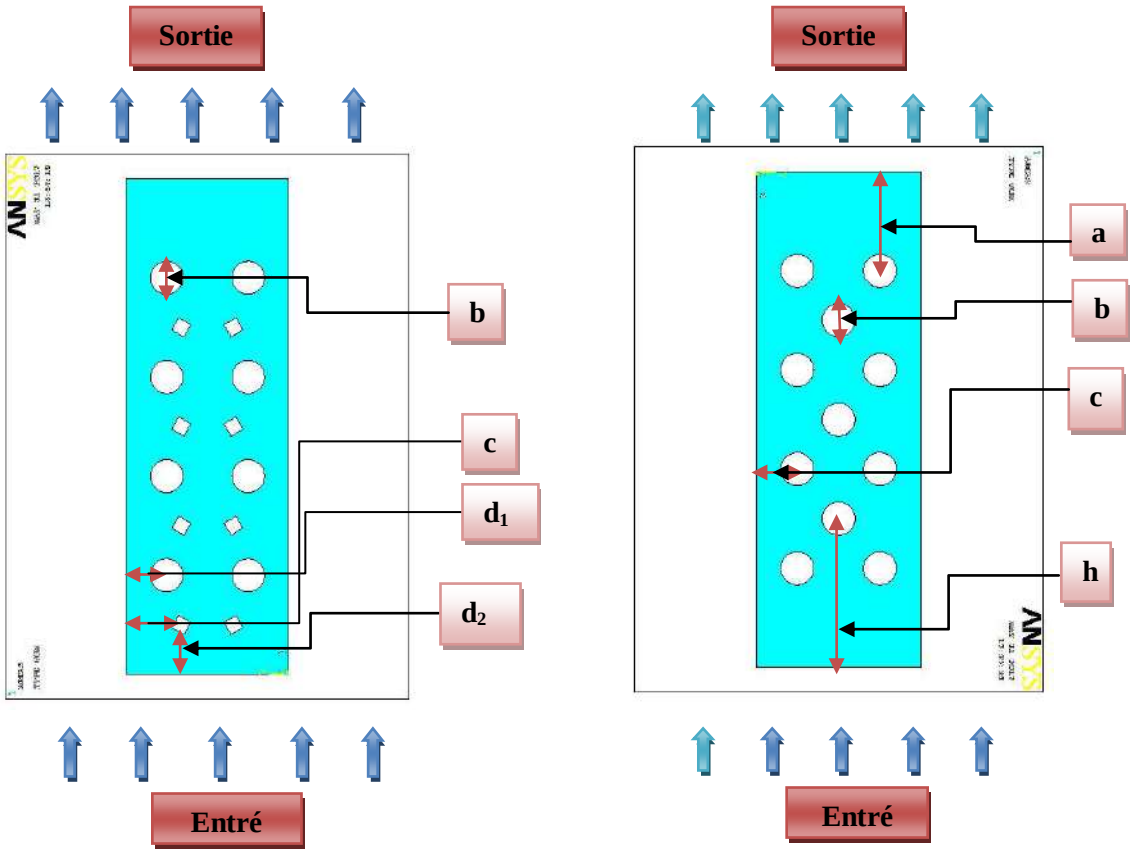
• Les dimensions des différentes géométries sont récapitulées dans le tableau (IV.1), ainsi que les formes géométriques des tubes sont indiquées dans la figure (IV .2)

Tableau IV.1

	x	y	a	b	c	d_1	d_2	f	g	h	k	s	z
Géo 1	0.500	1.500	0.300	0.050	0.125	-	-	-	0.125	-	-	-	-
Géo 2	0.500	1.500						0.050			0.100	0.125	0.300
Géo 3	0.500	1.500	0.300	0.050	0.125	-	-	-	-	-	-	-	-
Géo 4	0.500	1.500	0.300	0.050	0.125	0.330	0.150	-	-	-	-	-	-
Géo 5	0.500	1.500	0.300	0.050	0.125	0.250	0.150	-	-	-	-	-	-
Géo 6	0.500	1.500	0.300	0.050	0.125	0.330	0.150	-	-	-	-	-	-
Géo 7	0.500	1.500	0.300	0.050	0.125	-	-	-	-	0.450	-	-	-

Tableau (IV.1) : tableau représente les dimensions des différentes géométries





Figure(IV.2): représentation spatial des géométries étudier

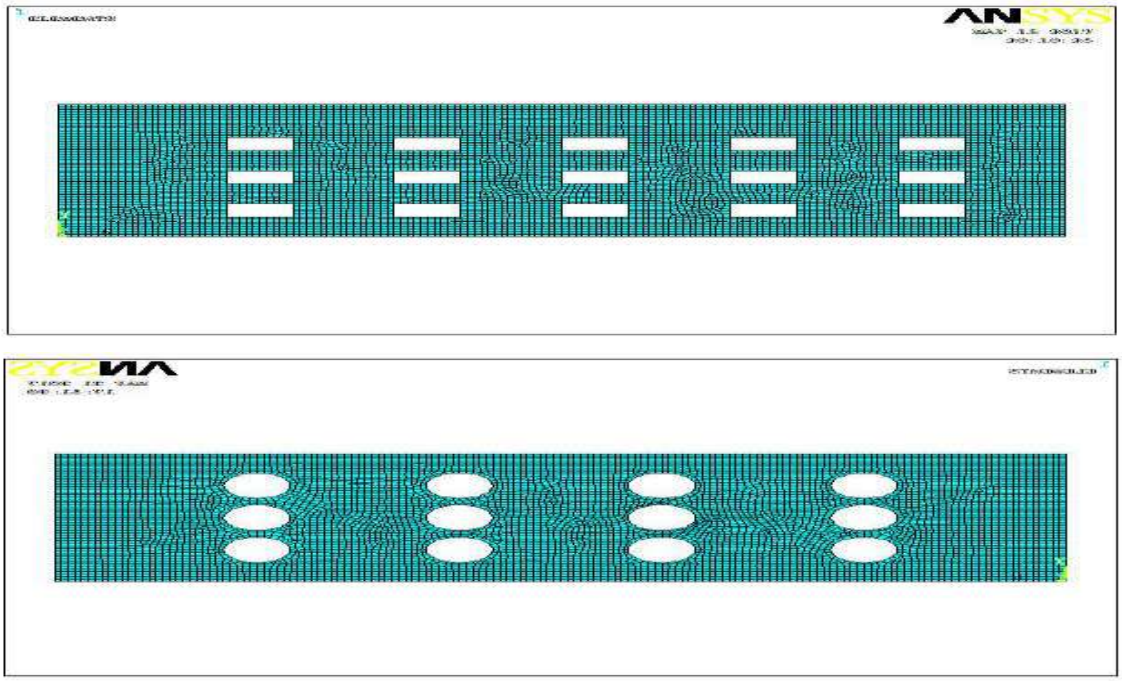
IV.2. 2 Les propriétés des matériaux :

Les matériaux utilisés dans cette étude est l'acier inoxydable qui constitue les parois de l'échangeur ; ainsi que le fluide caloporteur qu'est l'air ; dont les caractéristiques thermiques et dynamique sont données dans le tableau ci-dessous :

	L'Air	L'acier
conductivité thermique [w/mC°]	**0.0260**	**14,92**
Chaleur spécifique [J/Kg C°]	**1006**	**456**
Densité [Kg /m3]	**1.185**	**7780**
Viscosité [Kg /m s]	**0,00001**	**-**

Tableau (IV.2) : Les propriétés thermiques et dynamiques de l'acier et de l'air

IV 2.3 : Maillage :



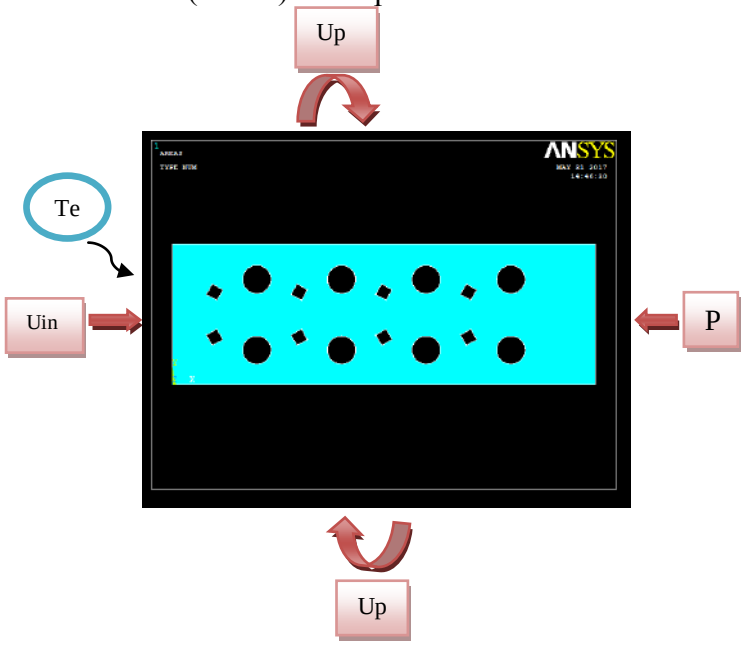
Figure(IV.3) : maillage de l'échangeur à tubes rectangulaires et circulaire

Les figures ci-dessus présentent la géométrie de la calandre et détaille le maillage de modèle en éléments finis (plusieurs nœuds)

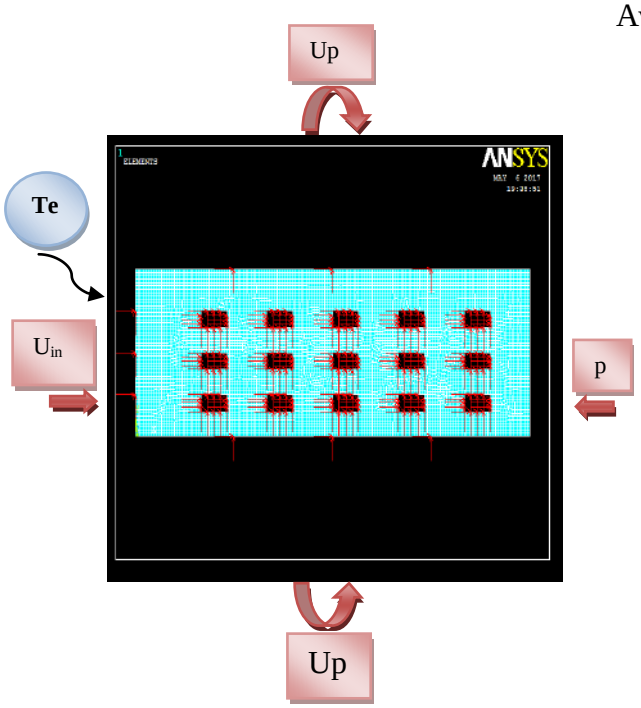
IV.2.4 : Les conditions aux limites :

La procédure de résolution de l'équation d'un écoulement turbulent confiné exige que les conditions aux limites doivent être spécifiées autour du domaine d'écoulement pour chaque propriété physique gouvernée par une équation différentielle.

La modélisation géométrique pour le calcul stationnaire doit avoir une distribution de température, tel que l'état initial(t = 0 s) correspond à l'état stationnaire.



Avec :



- U_{in} : vitesse d'entrée (0.1m/s)
- T : Température à l'intérieur des tubes (Température dissipe par fluide chaud =100 C°)
- UP : la vitesse identifiant les parois (up=0 m/s)
- P : pression atmosphérique (0 bar)
- Te: température d'entrée (25°)
- Echange thermique avec l'environnement (l'extérieur) par Isolation
- Le modèle mathématique de la turbulence (k-ε)

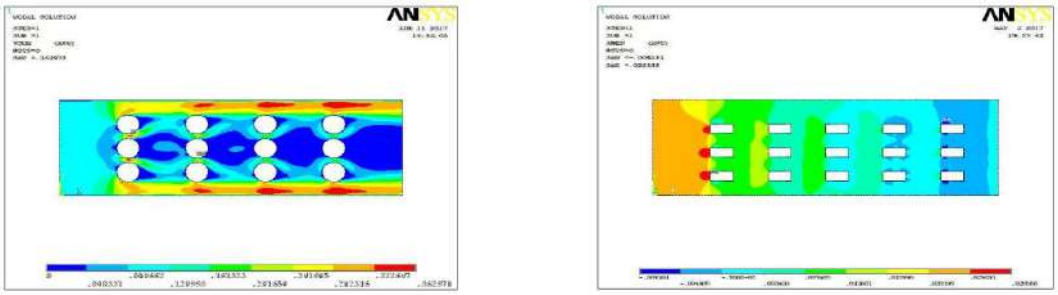
Figure IV.4: répartition spéciale du phénomène étudie avec les conditions aux limites

IV.3 : Interprétation des résultats

IV.3.1. la première étude comparative :

Cette étude est faite entre la première et la deuxième géométrie (tubes circulaires ordonnés et rectangulaires).

IV.3.1.1. Champs de vitesse :



Géométrie1 **Géométrie2**

Figure IV.5:répartition spatiale de champs de vitesse dans le domaine d'application les deux cas (tubes rectangulaires et circulaires ordonnés)

La figure (IV.5) montre les Champs de vitesse pour les deux géométries avec la même vitesse d'entrée Uin= 0.1m/s ; on remarque clairement que les valeurs de vitesse maximales dans les deux cas (tubes rectangulaires et circulaire ordonné) sont augmentées en fonction de la forme des tubes entiers ; et on remarque aussi que l'augmentation de vitesse est moins dans le cas de tube circulaires par rapport au cas de tube rectangulaires ;on observe également que le modèle des tubes circulaires favorise une diffusion transversale par rapport au modèle de tubes rectangulaires.

IV.3.1.1.1:Profils de vitesse transversale dans des sections particulières de l'échangeur :

La variation de vitesse pour les deux cas apparaît clairement sur les contours et sur leurs Échelles qui présentent des valeurs max et min. Pour bien étudier cette évolution de vitesse transversale dans cet échangeur avec les deux différents cas (tube circulaire et rectangulaire) on a tracé des courbes de vitesse transversales pour ces positions axiale :

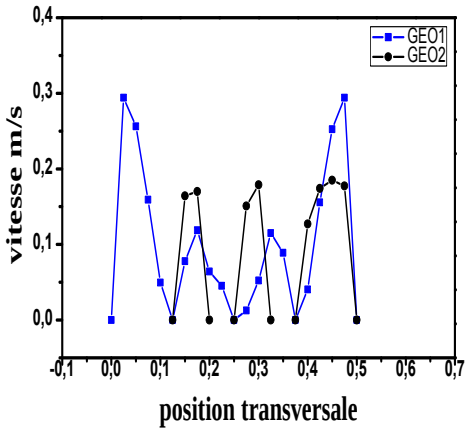
• position01 : x=0.057m

• Position02 : x=0.086m

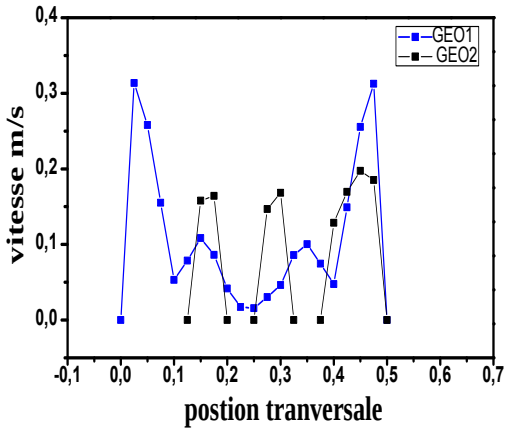
• Position03 : x=0.117m

• Position04 : x=0.143m

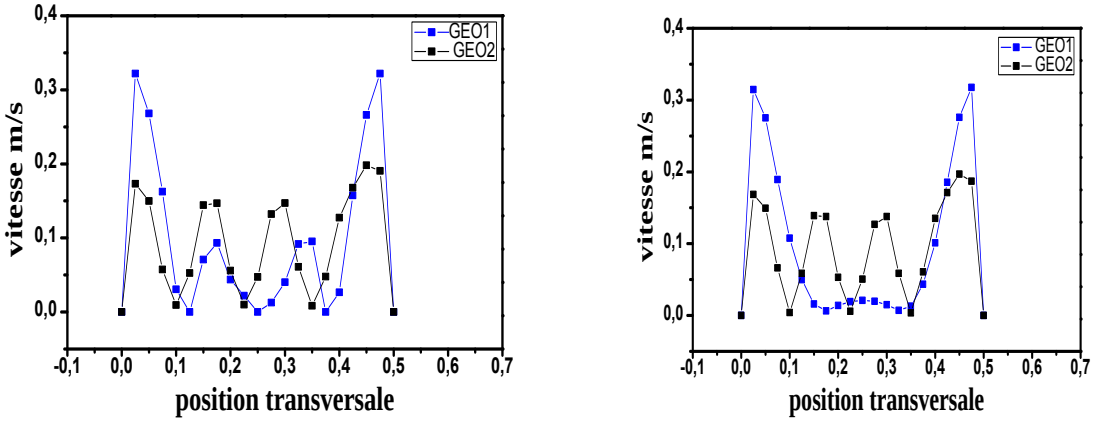
Profiles de vitesse transversale dans toutes les sections citées ci-dessus sont indiqués dans la (figure IV.6)



Pour x=0.057



Pour x=0.086



Pour x=0.117 **Pour x=0.143**

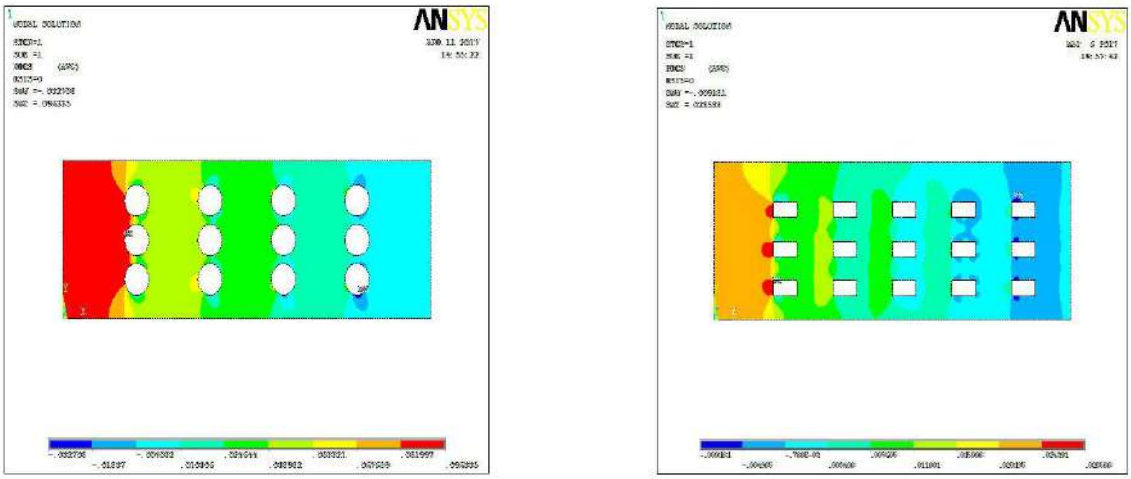
Figure (IV.6) : profile de vitesse transversale pour toutes les positions données

Dans les deux cas (tubes circulaires ordonné, rectangulaires)

IV3.1.1.2:Discussion de la figure (IV.6) :

La figureIV6: représente les champs de vitesse d'entrée (U_{in}=0.1m/s) pour les deux configurations. Alors d'après la figure, la vitesse maximale dans le cas de tubes circulaires est supérieure par rapport au cas des tubes rectangulaires.

IV.3.1.2 : Champs de pression :



Géométrie1 **Géométrie2**

Figure IV.7:répartition spatiale de champs de pression dans le domaine d'application les deux cas (tubes rectangulaires et circulaires)

IV3.1.2.1: Profiles de température totale dans des sections différentes de L'échangeur :

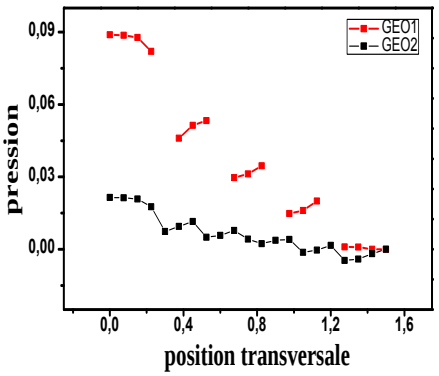
La variation de la pression totale pour les deux cas apparaît clairement sur les contours et sur leurs échelles. Pour bien étudier cette évolution, on a tracé des courbes de pression pour les sections suivantes :

• position01 : y=0.162m

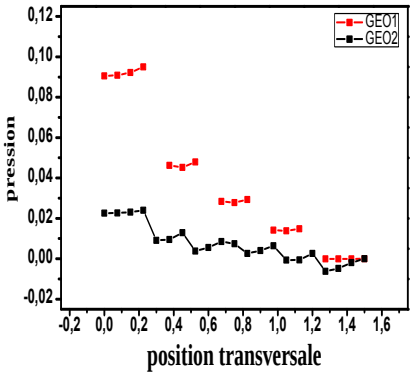
• Position02 : y=0.177m

• Position03 : y=0.194m

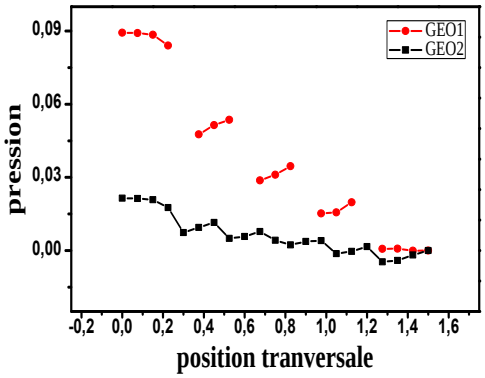
Les résultats numériques représenté par les profiles de pression transversale dans toutes les sections citées ci-dessus sont indiqué dans la figure IV8.



Pour y=0.162



Pour y=0.177



Pour y=0.193

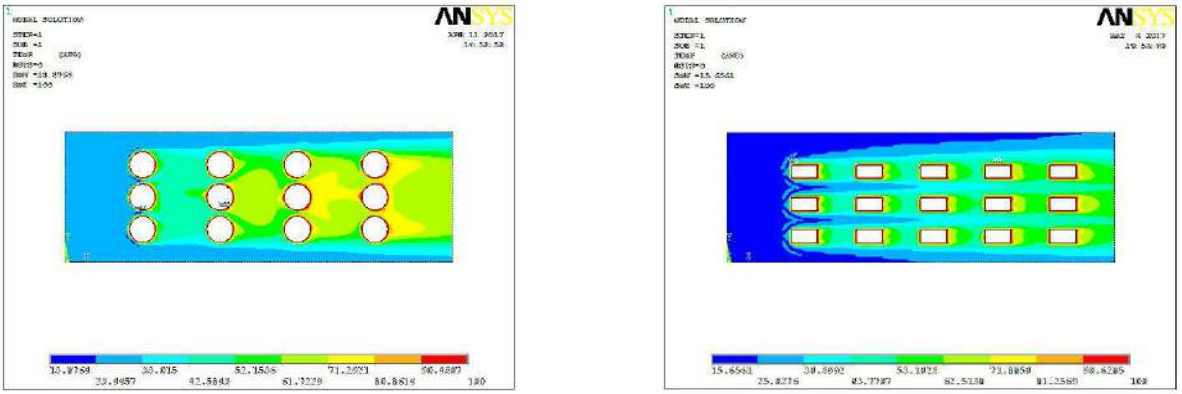
Figure (IV.8) : profile de pression transversale pour toutes les positions données dans les deux cas (circulaires et rectangulaires).

IV3.1.2.2Discussion de la figure (IV.8) :

La figure(IV.8) représente une répartition spatiale de champs de pression dans le domaine d'application de deux modèles (tube rectangulaire et circulaire). Nous constatons que la chute de pression augmente en fonction de la vitesse d'écoulement et de la forme des tubes (rectangulaires et circulaires) ; il existe donc une proportionnalité directe entre la vitesse d'écoulement, la forme des tubes et les pertes de charge à laquelle il faut remédier.

D'autre part, les pertes de charge dans le cas des tubes circulaires sont moins conséquentes que dans le cas des tubes rectangulaires.

IV.3.1.3. Champs de températures:



Géométrie1 **Géométrie2**

Figure IV.9: répartition spatiale de champs de température dans le domaine d'application les deux cas (tubes rectangulaires et circulaires)

La figure (IV.9) montre une représentation (répartition) spatiale de la distribution de température pour le positionnement des tubes(rectangulaires et circulaires)

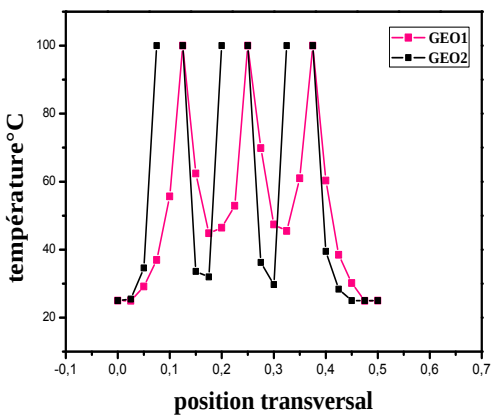
Nous constatons pour la deuxième géométrie que la dissipation de la chaleur a été mal faite car on voit que le fluide de refroidissement n'a pas absorbé le maximum de chaleur qu'il aurait dû (coté latérale de la calandre).on peut dire donc que les tubes circulaires favorisent la dissipation axiale. par contre , on remarque une bonne interaction entre les cotés chauds et froids pour le cas de tube rectangulaire, due à une évacuation transversale rapide de la chaleur.

IV3.1.3.1: Profiles de température totale dans des sections différentes de l'échangeur :

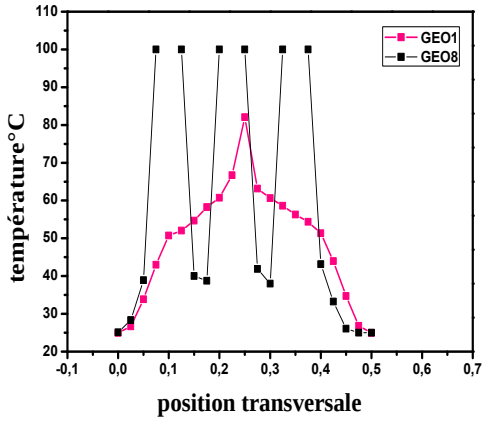
La variation de la température totale pour les deux cas apparaît clairement sur les contours et sur leurs échelles. Pour bien étudier cette évolution, on a tracé des courbes de température pour les sections suivantes :

• position01 : x=0.057m
• Position02 : x=0.086m
• Position03 : x=0.117m
• Position04 : x=0.143m

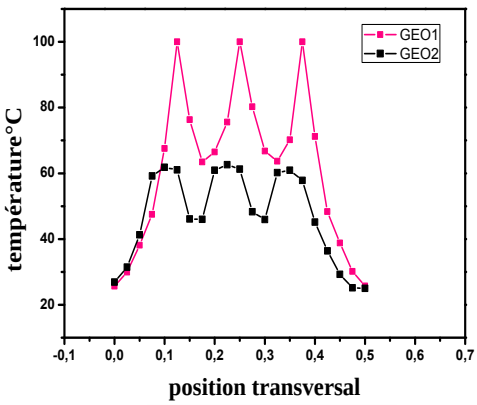
Les résultats numériques représenté par les profiles de température transversale dans toutes les sections citées ci-dessus sont indiqué dans la figure IV10.



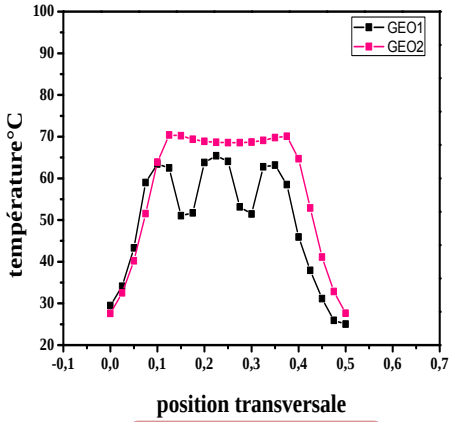
Pour x=0.057



Pour x=0.086



Pour x=0.117



Pour x=0.143

Figure (IV.10) : profiles de température transversale à toutes les sections pour les deux cas(tubes rectangulaires et circulaires)

IV3.1.3.2 Discussion de la figure (IV.10) :

La figure (IV.10) montre une répartition spatiale de la température pour les deux géométries de tube, on remarque une bonne corrélation entre les cotés chauds et froids , et aussi cette corrélation est très accentuée quand la vitesse de l'écoulement augmente , c'est ce qui confirme que le transfert de chaleur est axial dans les deux types d'échangeur (carré et cylindrique).

Cependant, la diffusion axiale est clairement meilleure pour l'échangeur cylindrique du fait que la forme géométrique carrée crée une sorte d'engourdissement supérieure à celle dont la forme est cylindrique approuve la diffusion transversale ce qui provoque une discontinuité de conservation de masse, d'autre part.

Conclusion :

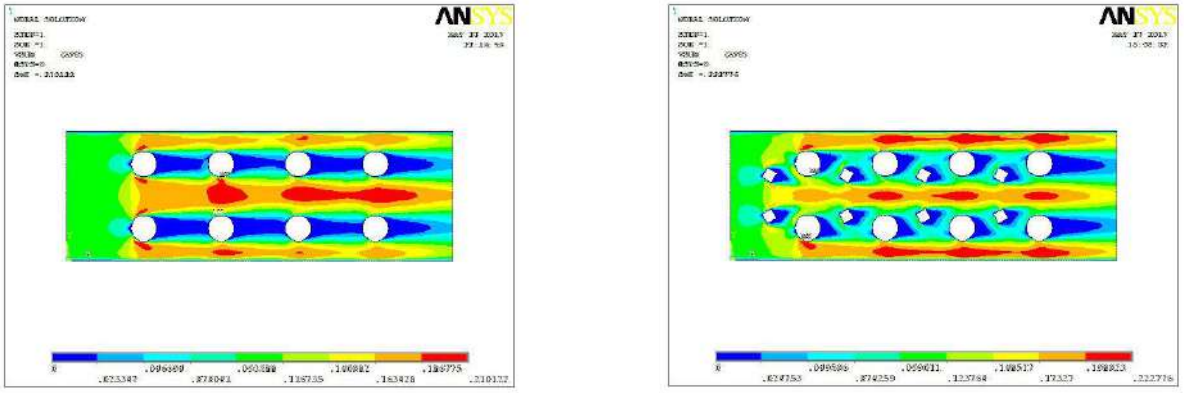
Nous avons conclu d'après cette première étude comparative que la première géométrie qui est la calandre à tubes rectangulaires est la plus efficace, thermiquement parlant par rapport au modèle à calandre à tubes circulaires.

Cependant, le seul inconvénient est qu'il y a une très grande perte de charge au niveau bas de la calandre; ce qui nous a poussé à améliorer la première géométrie en variant la position des tubes afin d'obtenir un meilleur rendement hydraulique.

IV.3.2 :deuxième étude comparative :

Cette étude est faite entre la troisième et la quatrième géométrie qu'on va les traiter.

IV.3.2.1 : Champs de vitesse :



Géométrie3 **Géométrie4**

Figure (IV.11) : répartition spatiale de champ de vitesse le long de l'échangeur dans les deux cas (tube circulaire sans déflecteur et tube circulaire avec déflecteur d'angle α=60°)

La figure (IV.11) montre les Champs de vitesse pour les deux géométries avec la même vitesse d'entrée U_{in}= 0.1m/s ; on remarque clairement que les valeurs de la vitesse maximales dans les deux cas (tube circulaire sans déflecteur et tube circulaire avec déflecteur) augmentent différemment de telle sorte que pour le premier cas la vitesse est importante entre les tubes tandis que pour le deuxième cas (avec déflecteur) la vitesse s'en trouve augmentée sur les parois de l'échangeur ainsi qu'entre les tubes.

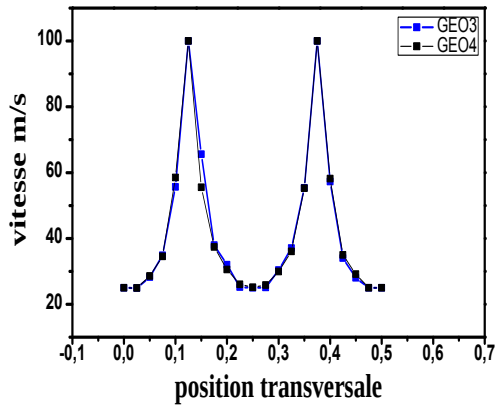
IV.3.2.1.1:Profils de vitesse transversale dans des sections particulières de l'échangeur :

La variation de vitesse pour les deux cas apparaît clairement sur les contours et sur leurs Échelles qui présentent des valeurs max et min. Pour bien étudier cette évolution de vitesse transversale dans cet échangeur avec les deux différents cas (tube circulaire sans déflecteurs et circulaire avec déflecteurs dont l'angle α =60°) on a tracé des courbes de vitesse transversales pour ces positions axiale :

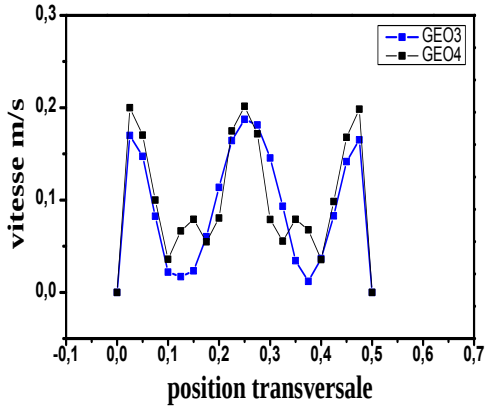
- position01 : x=0.057m
- Position02 : x=0.086m
- Position03 : x=0.117m

• Position04 : x=0.143m

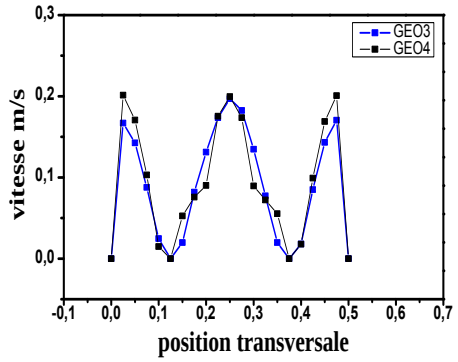
profiles de vitesse transversale dans toutes les sections citées ci-dessus sont indiqués dans la (figure IV.12



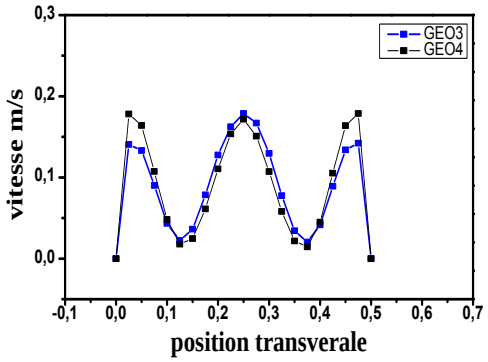
Pour x=0.057m



Pour x=0.086m



Pour x=0.117m



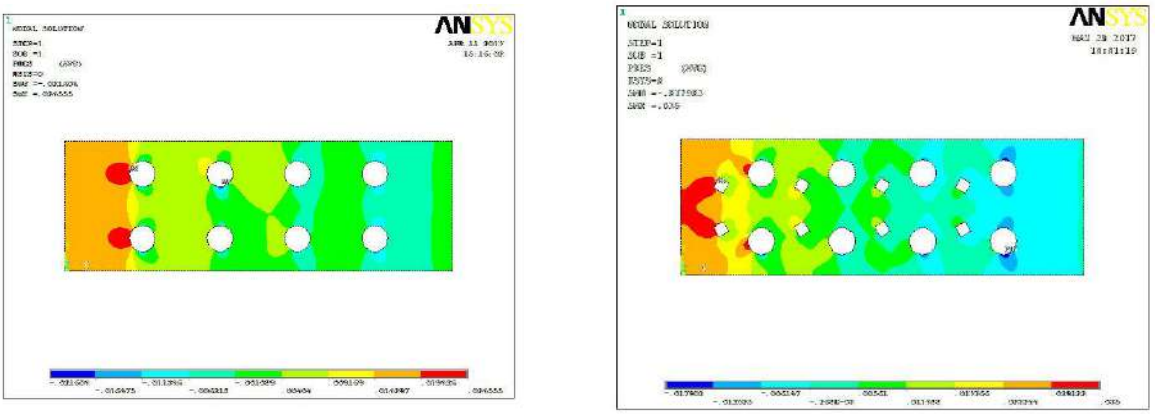
Pour x=0.143m

Figure (IV.12) : profile de vitesse transversale pour toutes les positions données dans les deux cas (tubes circulaires, et tubes circulaires avec déflecteur d'angle α=60°)

IV 3.2.1.2: Discussion des graphiques obtenus:

On observe que le déflecteur dont l'angle α=60° facilite l'écoulement dans une plage de position restreinte (à l'entrée et à la sortie) et qui en dehors de cette plage représente une résistance à l'écoulement (au milieu de l'échangeur).

IV.3.2.2 : Champs de pression :



Géométrie3 **Géométrie4**

Figure IV.13: répartition spatiale de champs de pression dans le domaine d'application les deux cas (tubes circulaires sans déflecteur et circulaires avec déflecteur d'angle α=60°)

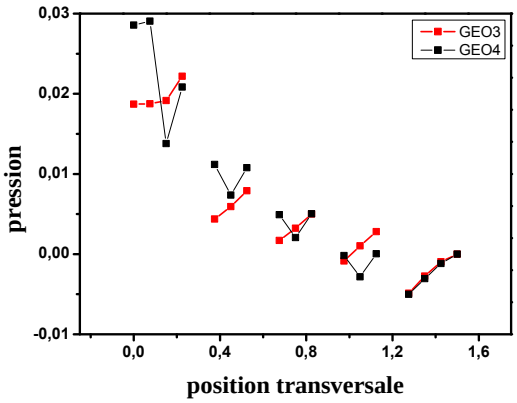
IV3.2.2.1: Profiles de température totale dans des sections différentes de L'échangeur :

La variation de la pression totale pour les deux cas apparaît clairement sur les contours et sur leurs échelles. Pour bien étudier cette évolution, on a tracé des courbes de pression pour les sections suivantes :

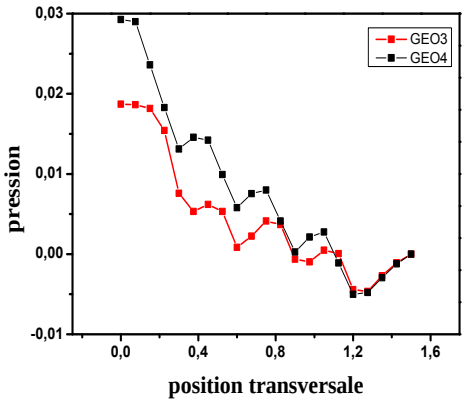
- position01 : y=0.164m
- Position02 : y=0.177m
- Position03 : y=0.189m

Les résultats numériques représenté par les profiles de pression transversale

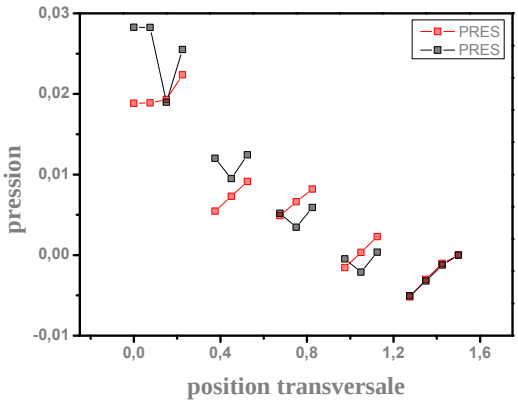
dans toutes les sections citées ci-dessus sont indiqué dans la figure IV14.



pour y=0.164m



pour y=0.177m



Pour y=189m

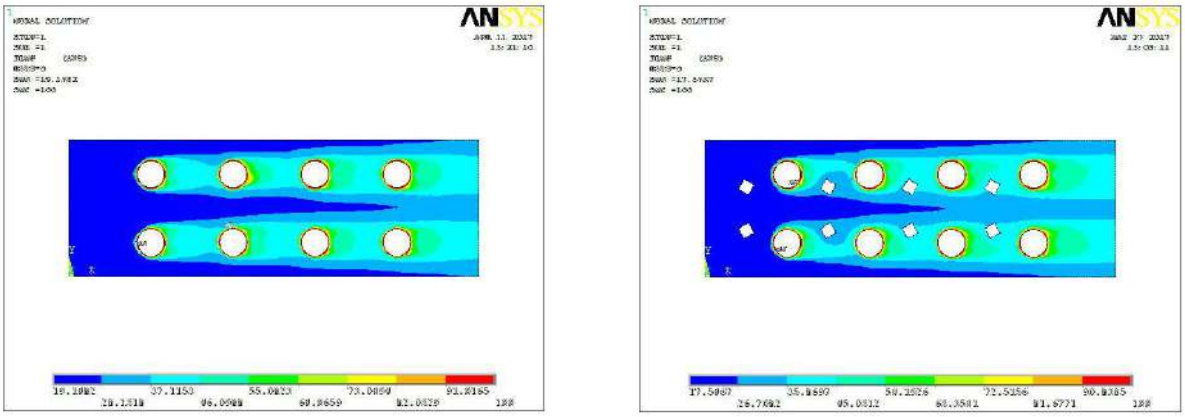
Figure (IV.14) : profile de pression transversale pour toutes les positions données dans les deux cas (circulaire sans déflecteur et circulaire avec déflecteur dont l'angle α=60°)

IV.3.2.2.2:Discussion des graphiques de pression:

La figure(IV.14) représente une répartition spatiale de la distribution de pression dans le domaine d'application de deux modèles (un tube circulaire sans déflecteur et un tube circulaire avec déflecteur dont l'angle α=60°). Nous constatons que la pression décroit en fonction de la vitesse d'écoulement et de l'orientation des tubes, ceci dit qu'il existe une proportionnalité directe entre la vitesse d'écoulement, la position des tubes et la perte de charge.

D'autre part les pertes de charge dans les deux cas (tubes circulaires sans déflecteur, tubes circulaires avec déflecteur) sont du même ordre de grandeur.

IV.3.2.3 : Champs de températures:



Géométrie3 **Géométrie4**

Figure (IV.15): répartition spatiale de champs de température dans le Domain d'application les deux cas; (tubes circulaires sans déflecteurs et tubes circulaires avec déflecteur dont l'angle α=60°)

La figure (IV.15) montre une représentation (répartition) spatiale de la température dans le cas des deux échangeurs de chaleur , l'un avec des tubes circulaires sans déflecteur et le deuxième avec des tubes circulaires avec déflecteurs d'angle α=60°.

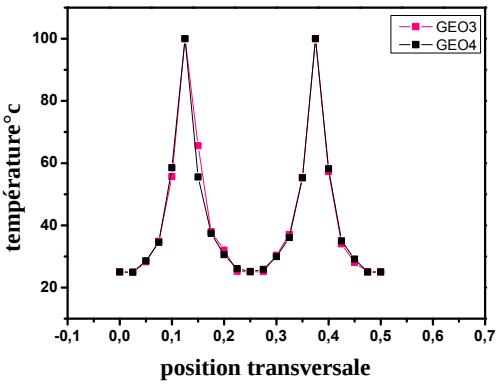
Cependant on remarque qu'il y a pas un grand changement au niveau de la dissipation thermique dans l'échangeur

IV3.2.3.1: Profiles de température totale dans des sections différentes de l'échangeur :

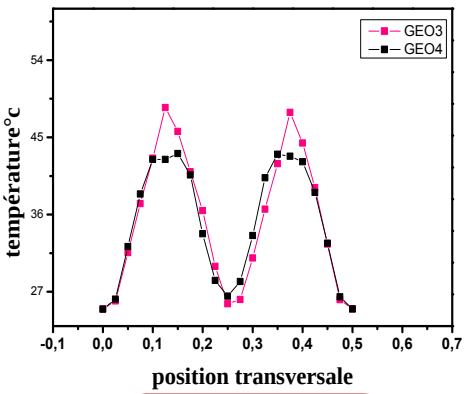
La variation de la température totale pour les deux cas apparaît clairement sur les contours et sur leurs échelles. Pour bien étudier cette évolution, on a tracé des courbes de température pour les sections suivantes :

- position01 : x=0.057m
- Position02 : x=0.086m
- Position03 : x=0.117m
- Position04 : x=0.143m

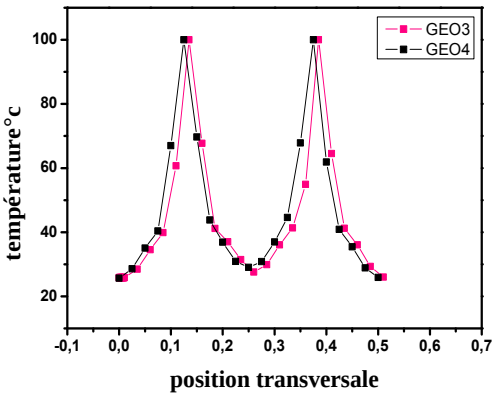
Les résultats numériques représenté par les profiles de température transversale dans toutes les sections citées ci-dessus sont indiqué dans la figure IV16.



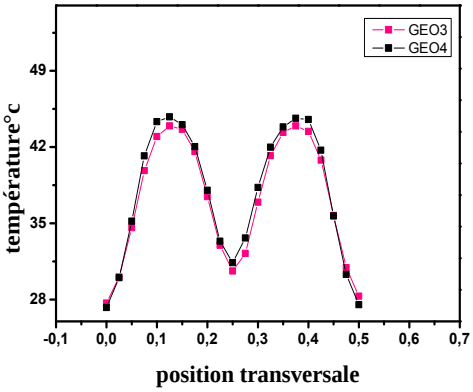
pour x=0.057m



pour x=0.086m



pour x=0.117m



pour x=0.143m

Figure (IV.16) : profiles de température transversale à toutes les sections pour les deux cas (tube circulaire sans déflecteur et tube circulaire avec déflecteur dont l'angle α=60°)

IV.3.2.3.2.Discussion des graphiques:

la température dans le cas des deux échangeurs, l'un sans déflecteur et l'autre avec des déflecteurs d'angle α=60° ; semble évoluer de la même manière, c'est-à-dire qu'il n'y a pas de changement colossal.

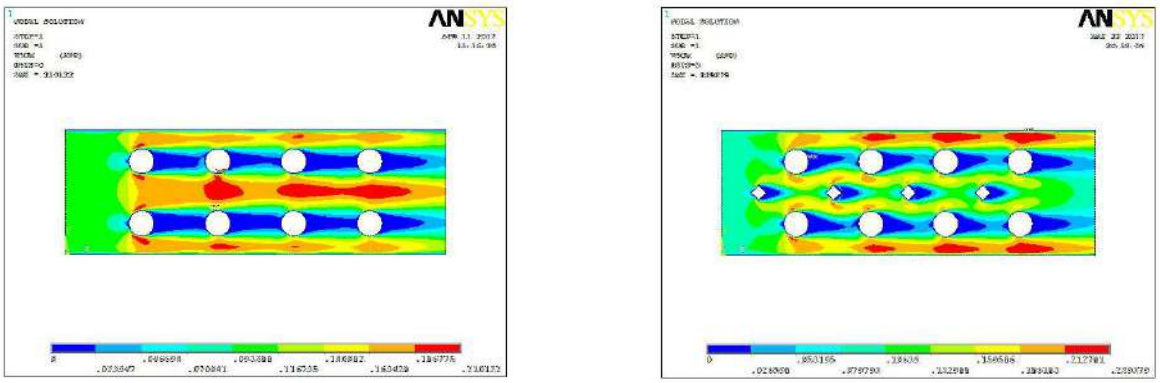
Conclusion:

L'étude effectuée nous a montré que l'échangeur avec déflecteur à α=60° n'apporte aucun plus à l'échangeur sans déflecteur, et la mise en place d'un déflecteur ne sera d'aucune utilité.

IV.3.3 : La troisième étude comparative :

Cette étude est faite entre la troisième et la cinquième géométrie qu'on a obtenue après avoir amélioré la troisième géométrie.

IV.3.3.1. Champs de vitesse :



Géométrie3 **Géométrie5**

Figure (IV.17) : répartition spatiale de champ de vitesse le long de l'échangeur dans les deux cas (tube circulaire sans déflecteur et tube circulaire avec déflecteur d'angle α=45°)

La figure (IV.18) montre les Champs de vitesse pour les deux géométries avec la même vitesse d'entrée U_{in}= 0.1m/s ; on remarque clairement que les valeurs de la vitesse maximales dans les deux cas (tube circulaire sans déflecteur et tube circulaire avec déflecteur) augmentent différemment de telle sorte que pour le premier cas la vitesse est importante entre les tubes tandis que pour le deuxième cas (avec déflecteur) la vitesse s'en trouve augmentée sur les parois de l'échangeur.

IV.3.3.1.1:Profils de vitesse transversale dans des sections particulières de l'échangeur :

La variation de vitesse pour les deux cas apparaît clairement sur les contours et sur leurs Échelles qui présentent des valeurs max et min. Pour bien étudier cette évolution de vitesse transversale dans cet échangeur avec les deux différents cas (tube circulaire sans déflecteurs et circulaire avec déflecteurs dont l'angle α =45°) on a tracé des courbes de vitesse transversales pour ces positions axiale :

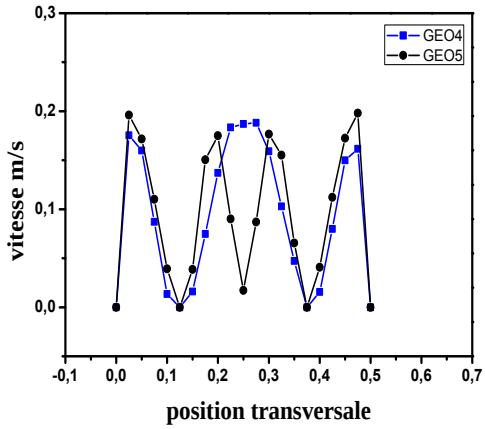
• position01 : x=0.057m

• Position02 : x=0.086m

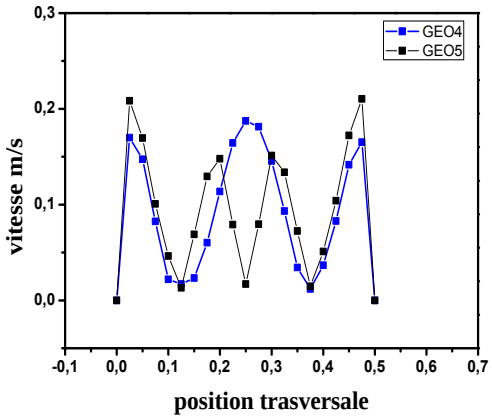
• Position03 : x=0.117m

• Position04 : x=0.143m

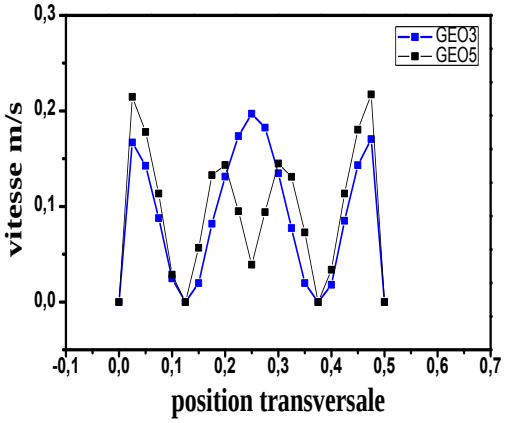
Profiles de vitesse transversale dans toutes les sections citées ci-dessus sont indiqués dans la (figure IV.18)



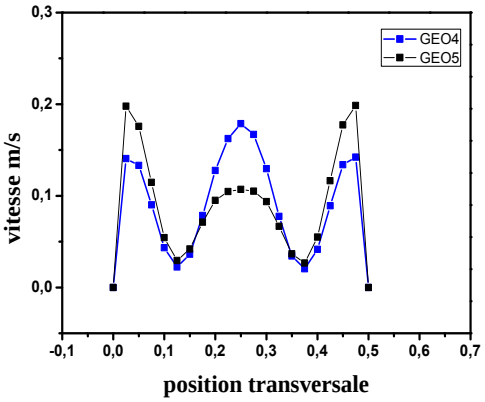
Pour x=0.057



Pour x=0.086



Pour x=0.117m



Pour x=0.143m

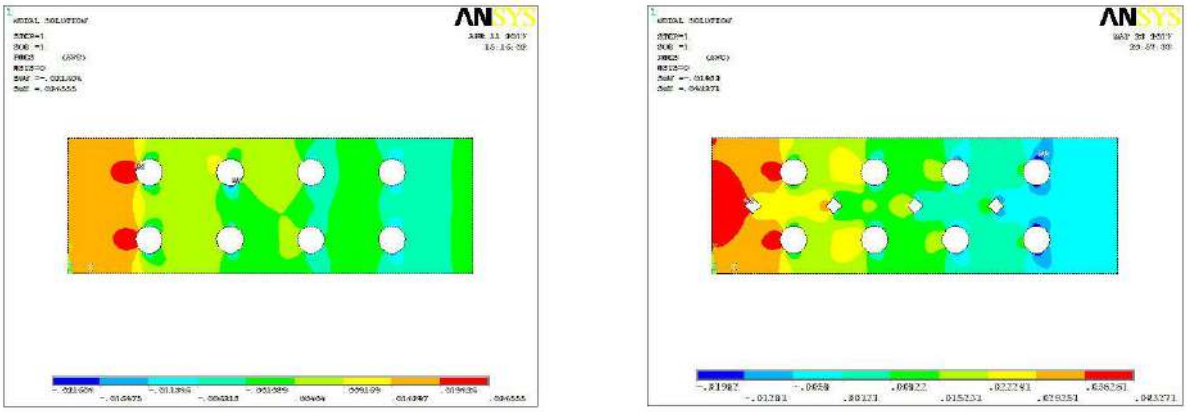
Figure (IV.18) : profile de vitesse transversale pour toutes les positions données

IV3.3.1.2: Discussion de la figure (IV.18) :

D'après les deux courbes, on distingue facilement la liaison qui existe entre la position transversale des tubes et la vitesse de l'écoulement.

On observe que le déflecteur dont l'angle α=45° facilite l'écoulement dans une plage de position restreinte (à l'entrée et à la sortie) et qui en dehors de cette plage représente une résistance à l'écoulement.

IV.3.3.2 : Champs de pression :



Géométrie3 **Géométrie5**

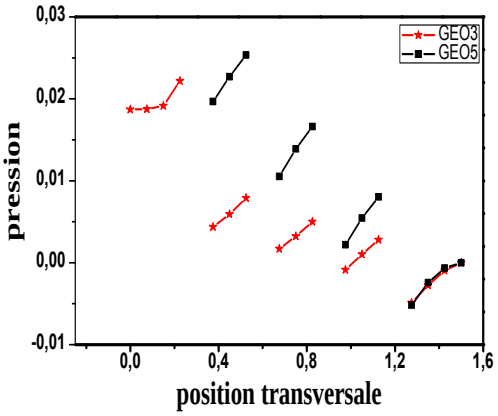
Figure IV.19:répartition spatiale de champs de pression dans le domaine d'application les deux cas (tubes circulaires sans déflecteur et circulaires avec déflecteur dont l'angle α=45°)

IV3.3.2.1: Profiles de température totale dans des sections différentes de L'échangeur :

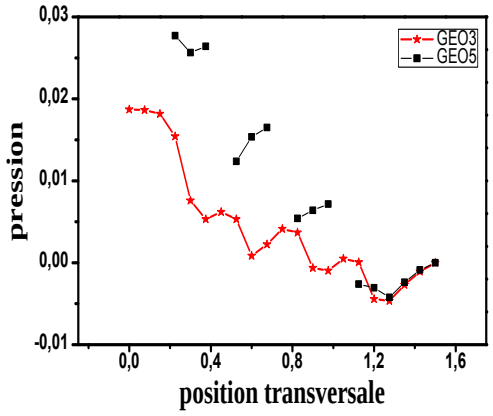
La variation de la pression totale pour les deux cas apparaît clairement sur les contours et sur leurs échelles. Pour bien étudier cette évolution, on a tracé des courbes de pression pour les sections suivantes :

- position01 : y=0.164m
- Position02 : y=0.177m
- Position03 : y=0.189m

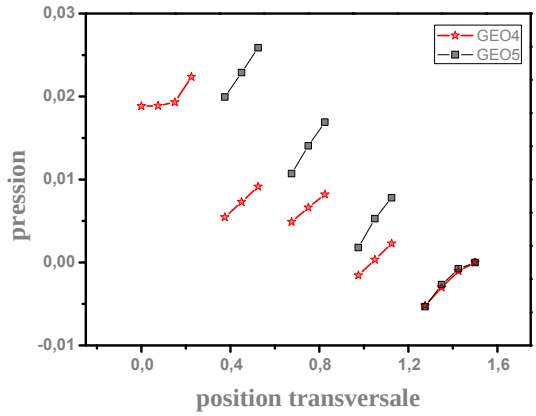
Les résultats numériques représenté par les profiles de pression transversale dans toutes les sections citées ci-dessus sont indiqué dans la(figure IV20).



Pour y=0.164



Pour y=0.177



Pour y=0.189

Figure (IV.20) : profile de pression transversale pour toutes les positions données dans les deux cas (circulaire sans déflecteur et circulaire avec déflecteur dont l'angle α=45°)

IV3.3.2.2: Discussion de la figure (IV.20) :

La figure(IV.20) représente une répartition spatiale de la distribution de pression dans le domaine d'application de deux modèles (un tube circulaire sans déflecteur et un tube circulaire avec déflecteur dont l'angle α=45°). Nous constatons que la pression décroit en fonction de la vitesse d'écoulement et de l'orientation des tubes, ceci dit qu'il existe une proportionnalité directe entre la vitesse d'écoulement, la position des tubes et la perte de charge. D'autre part les pertes de charge dans les deux cas (tubes circulaires sans déflecteur, tubes circulaires avec déflecteur) sont du même ordre de grandeur.

IV.3.3.3 : Champs de températures:

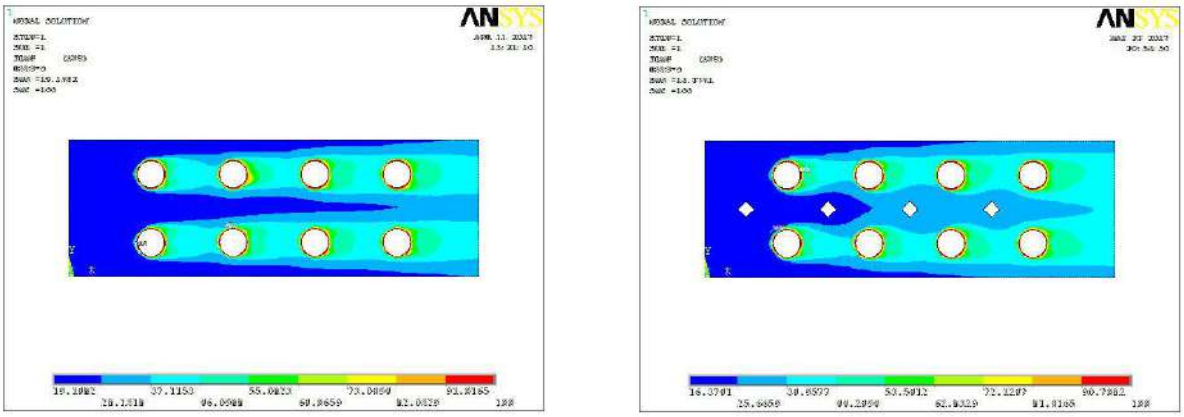


Figure (IV.21): répartition spatiale de champs de température dans le domaine d'application les deux cas; (tubes circulaires sans déflecteurs et tubes circulaires avec déflecteur dont l'angle α=45°)

La figure (IV.21) montre une représentation (répartition) spatiale de la température dans le cas des deux échangeurs de chaleur , l'un avec des tubes circulaires sans déflecteur et le deuxième avec des tubes circulaires avec déflecteurs d'angle α=45°.

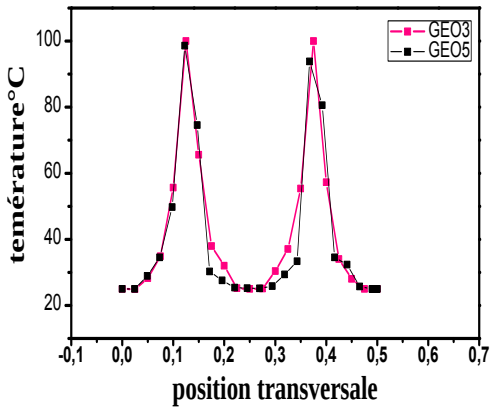
Nous constatons pour la géométrie (3) que la dissipation de la chaleur a été mal faite car on voit que le fluide de refroidissement n'est pas totalement réchauffé. On peut alors dire que les tubes circulaires sans déflecteur ne favorisent pas la dissipation axiale par contre pour la géométrie (4), on remarque une bonne dissipation de la chaleur quand on rajoute un déflecteur du fait que le fluide froid est bien dirigé vers les tubes ce qui produit un meilleur transfert thermique.

IV3.3.3.1: Profiles de température totale dans des sections différentes de l'échangeur :

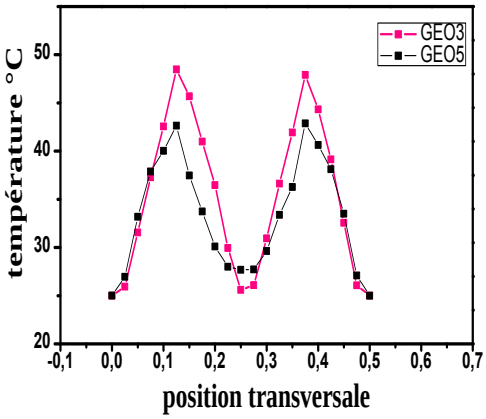
La variation de la température totale pour les deux cas apparaît clairement sur les contours et sur leurs échelles. Pour bien étudier cette évolution, on a tracé des courbes de température pour les sections suivantes :

- position01 : x=0.057m
- Position02 : x=0.086m
- Position03 : x=0.117m
- Position04 : x=0.143m

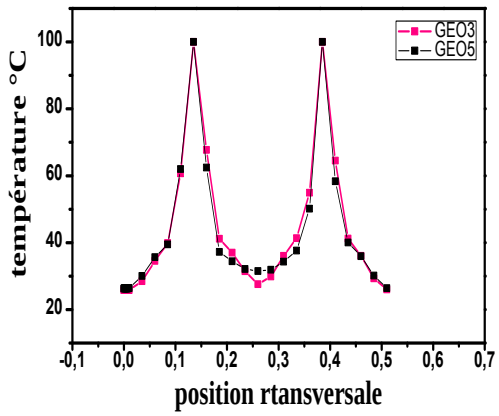
Les résultats numériques représentés par les profiles de température transversale selon l'axe vertical dans toutes les sections citées ci-dessus sont indiqué dans la figure IV22.



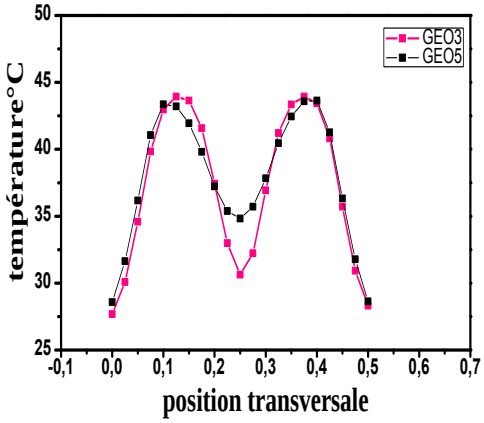
Pour x=0.057m



Pour x= 0.086



Pour x=0.117m



Pour x=0.143m

Figure (IV.22) : profiles de température transversale à toutes les sections

Pour les deux cas (circulaire sans déflecteur et circulaire avec déflecteur dont l'angle α=45°)

IV3.3.3.2: Discussion de la figure (IV.22):

d'après les résultats obtenus, on constate que l'échange thermique est optimum dans le cas des tubes circulaires avec déflecteur, du fait que comme expliqué précédemment , le déflecteur dirige le fluide froid directement vers le tube chaud.

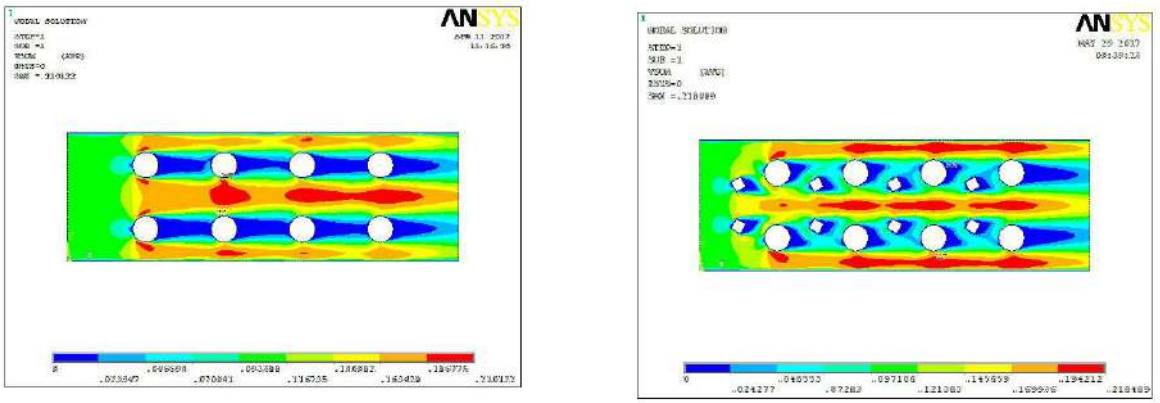
Conclusion :

Nous avons conclu après cette deuxième étude comparative que l'échangeur avec déflecteur représente un choix judicieux pour les applications de refroidissement du fait qu'il procure un échange thermique optimal.

IV.3.4.La quatrième étude comparative :

Cette étude est faite entre la troisième et la cinquième géométrie qu'on a obtenue après avoir amélioré la troisième géométrie.

IV.3.4.1. Champs de vitesse :



Géométrie3 **Géométrie5**

Figure (IV.23) : répartition spatiale de champ de vitesse le long de l'échangeur dans les deux cas (tube circulaire sans déflecteur et tube circulaire avec déflecteur d'angle α=30°)

La figure (IV.23) montre les Champs de vitesse pour les deux géométries avec la même vitesse d'entrée U_{in}= 0.1m/s ; on remarque clairement que les valeurs de la vitesse maximales dans les deux cas (tube circulaire sans déflecteur et tube circulaire avec déflecteur) augmentent différemment de telle sorte que pour le premier cas la vitesse est importante entre les tubes tandis que pour le deuxième cas (avec déflecteur) la vitesse s'en trouve augmentée sur les parois de l'échangeur ainsi qu'entre les tubes.

IV.3.4.1.1:Profils de vitesse transversale dans des sections particulières de l'échangeur :

La variation de vitesse pour les deux cas apparaît clairement sur les contours et sur leurs Échelles qui présentent des valeurs max et min. Pour bien étudier cette évolution de vitesse transversale dans cet échangeur avec les deux différents cas (tube circulaire sans déflecteurs et circulaire avec déflecteurs dont l'angle α =30°) on a tracé des courbes de vitesse transversales pour ces positions axiale :

- position01 : x=0.057m
- Position02 : x=0.086m
- Position03 : x=0.117m
- Position04 : x=0.143m

Profiles de vitesse transversale dans toutes les sections citées ci-dessus sont indiqués dans la (figure IV.24)

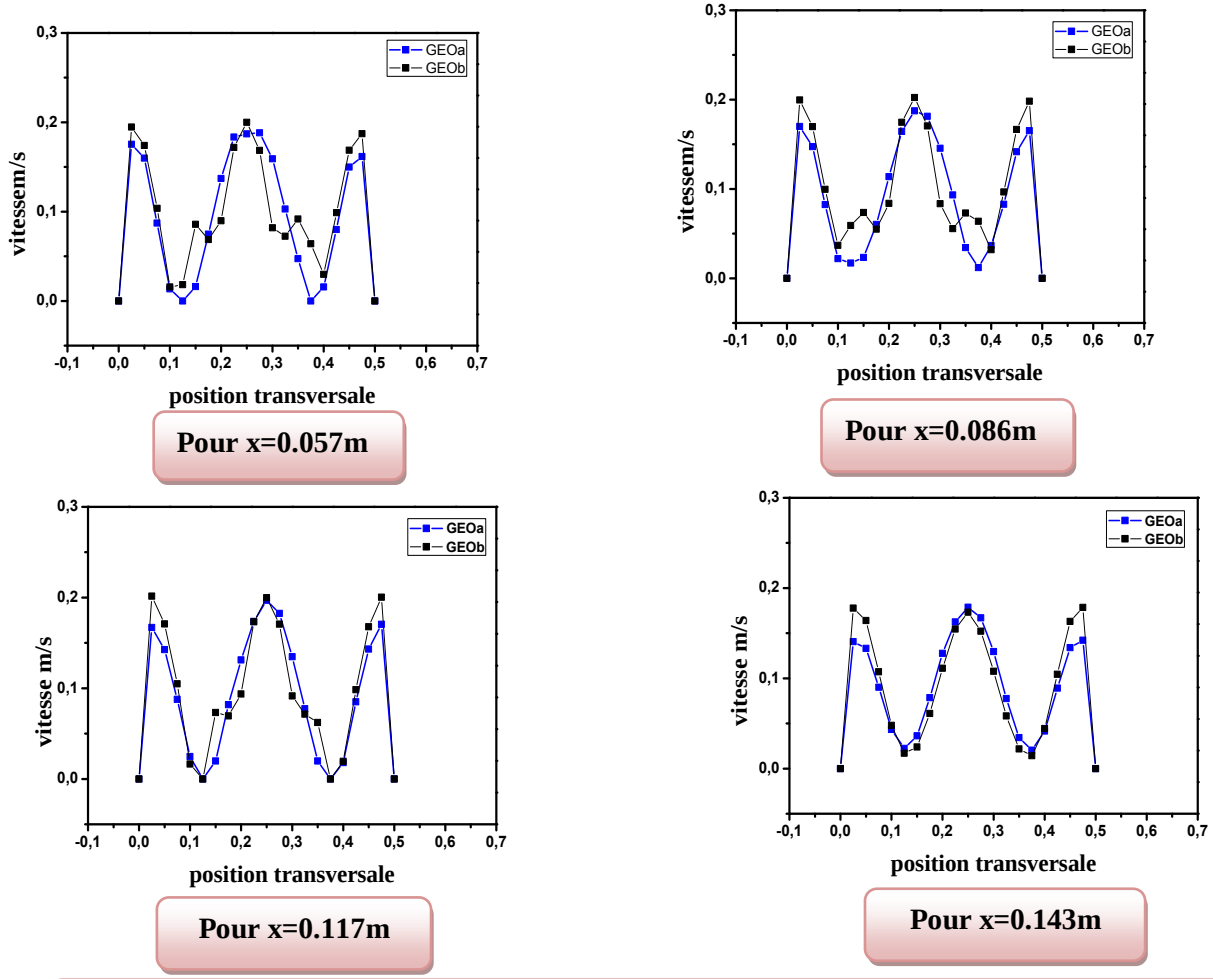
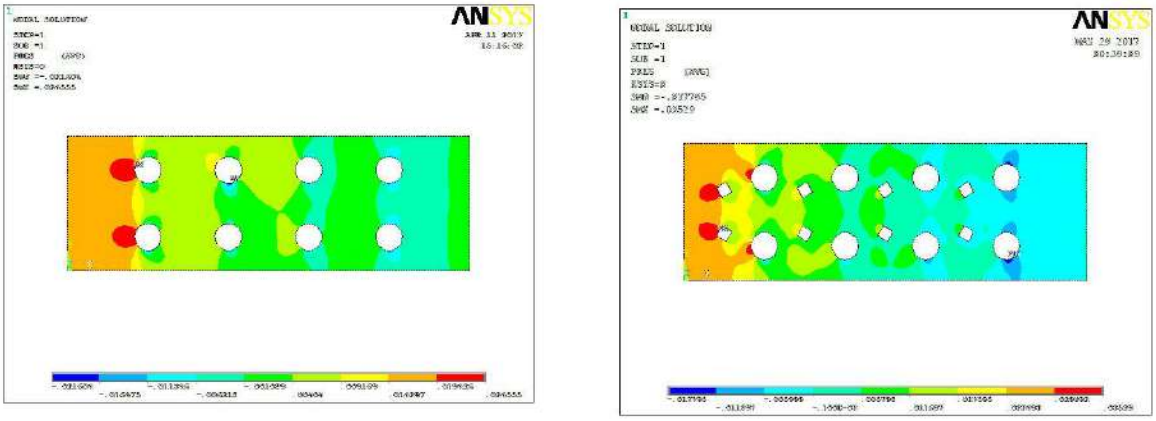


Figure (IV.24) : répartition spatiale de champ de vitesse le long de l'échangeur dans les deux cas (tube circulaire sans déflecteur et tube circulaire avec déflecteur d'angle α=30°)

IV 3.4.1.2: Discussion des graphiques obtenus:

On observe que le déflecteur dont l'angle α=30° facilite l'écoulement dans une plage de position restreinte (à l'entrée et à la sortie) et qui en dehors de cette plage représente une résistance à l'écoulement (au milieu de l'échangeur).

IV.3.4.2 : Champs de pression :



Géométrie3 **Géométrie5**

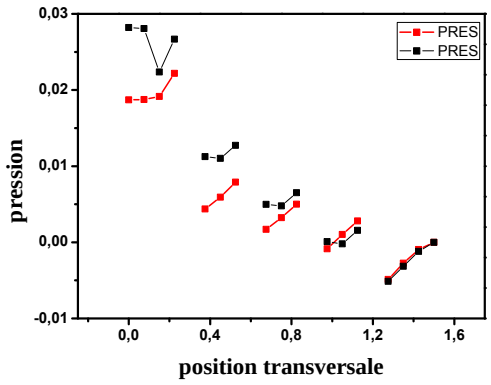
Figure (IV.25):répartition spatiale de champs de pression dans le domaine d'application les deux cas (tubes circulaires sans déflecteur et circulaires avec déflecteur dont l'angle α=30°)

IV3.4.2.1: Profiles de température totale dans des sections différentes de L'échangeur :

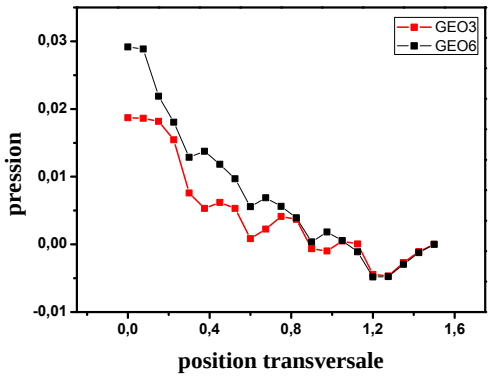
La variation de la pression totale pour les deux cas apparaît clairement sur les contours et sur leurs échelles. Pour bien étudier cette évolution, on a tracé des courbes de pression pour les sections suivantes :

- position01 : y=0.164m
- Position02 : y=0.177m
- Position03 : y=0.198m

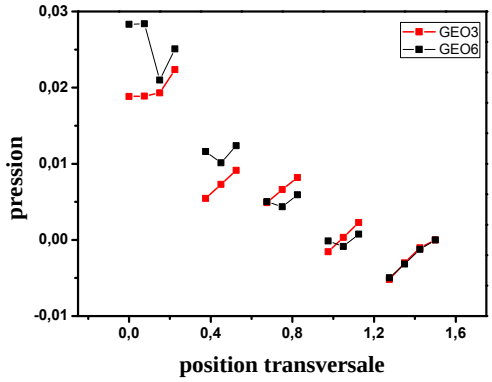
Les résultats numériques représenté par les profiles de pression transversale dans toutes les sections citées ci-dessus sont indiqué dans la (figure IV26)



pour y=0.164m



pour y=0.177m



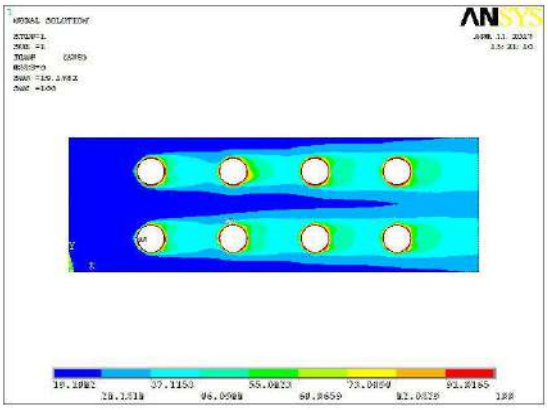
pour y=0.189m

Figure (IV.26) : profile de pression transversale pour toutes les positions données dans les deux cas (circulaire sans déflecteur et circulaire avec déflecteur dont l'angle α=30°)

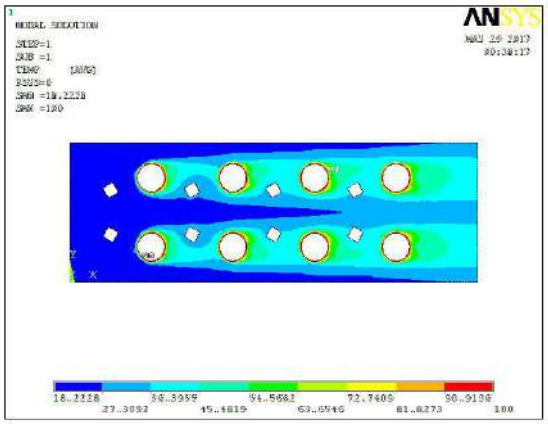
IV.3.4.2.2.Discussion des graphiques de pression

La figure(IV.26) représente une répartition spatiale de la distribution de pression dans le domaine d'application de deux modèles (un tube circulaire sans déflecteur et un tube circulaire avec déflecteur dont l'angle α=30°). Nous constatons que la pression décroit en fonction de la vitesse d'écoulement et de l'orientation des tubes, ceci dit qu'il existe une proportionnalité directe entre la vitesse d'écoulement, la position des tubes et la perte de charge. D'autre part les pertes de charge dans les deux cas (tubes circulaires sans déflecteur, tubes circulaires avec déflecteur) sont du même ordre de grandeur.

IV.3.4.3. Champs de températures:



Géàmétrie3



Géométrie5

Figure (IV.27): répartition spatiale de champs de température dans le Domain d'application les deux cas (tubes circulaires sans déflecteurs et tubes circulaires avec déflecteur dont l'angle α=30°).

La figure (IV.27) montre une représentation (répartition) spatiale de la température dans le cas des deux échangeurs de chaleur , l'un avec des tubes circulaires sans déflecteur et le deuxième avec des tubes circulaires avec déflecteurs d'angle α=30°.

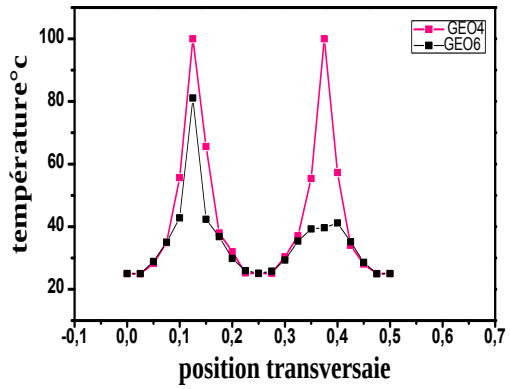
Cependant on remarque que y a pas un grand changement au niveau de la dissipation thermique dans l'échangeur.

IV3.4.3.1: Profiles de température totale dans des sections différentes de l'échangeur :

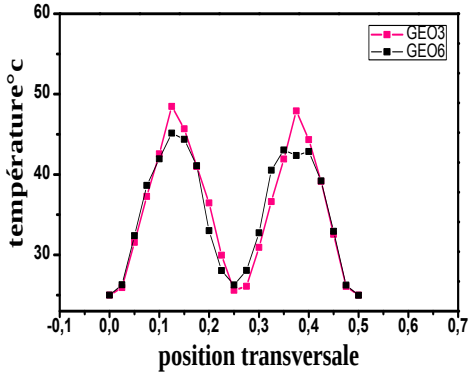
La variation de la température totale pour les deux cas apparaît clairement sur les contours et sur leurs échelles. Pour bien étudier cette évolution, on a tracé des courbes de température pour les sections suivantes :

- position01 : x=0.057m
- Position02 : x=0.086m
- Position03 : x=0.117m
- Position04 : x=0.143m

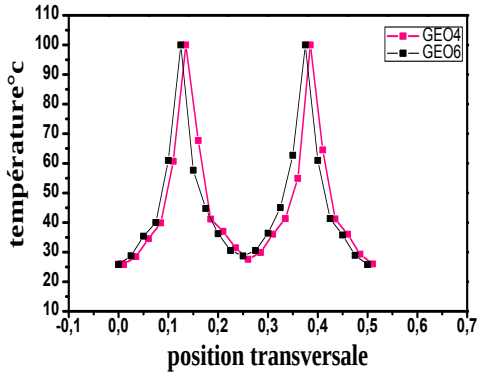
Les résultats numériques représentés par les profiles de température transversale dans toutes les sections citées ci-dessus sont indiqué dans la (figure IV28).



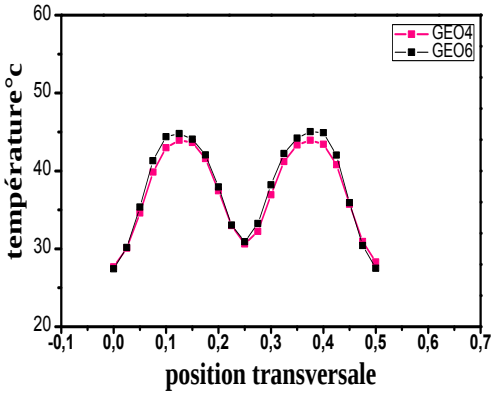
pour x=0.057m



pour x=0.086m



pour x=0.117m



pour x=0.143m

Figure (IV.28) : profiles de température transversale à toutes les sections

Pour les deux cas (circulaire et quinconce)

IV.3.4.3.2.Discussion des graphiques:

la température dans le cas des deux échangeurs , l'un sans déflecteur et l'autre avec des déflecteurs d'angle α=30° ; semble évoluer de la même manière, c'est-à-dire qu'il n'y a pas de changement colossal.

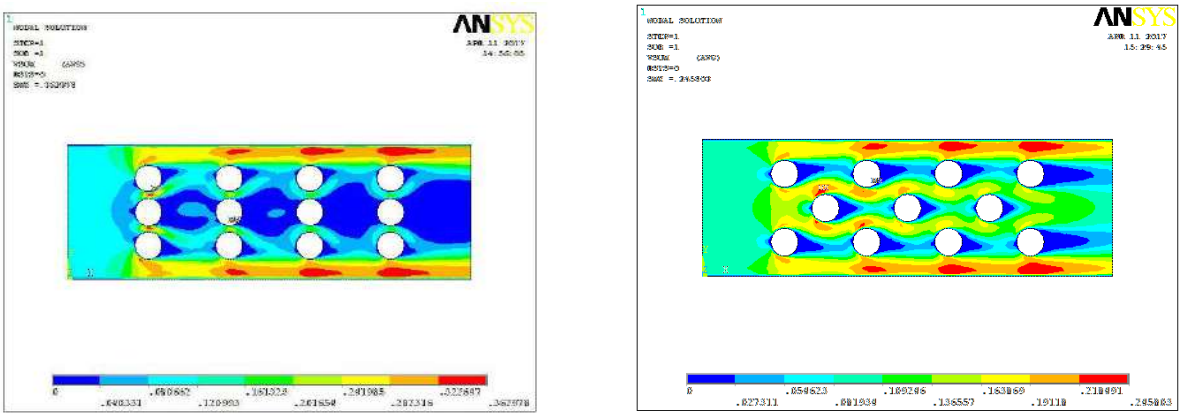
Conclusion:

D'abord, l'étude effectuée nous a montré que l'échangeur avec déflecteur à α=30° n'apporte aucun plus à l'échangeur sans déflecteur, et la mise en place d'un déflecteur ne sera d'aucune utilité.

IV.3.5.La cinquième étude comparative :

Cette étude est faite entre la troisième et la sixième géométrie qu'on a obtenue après avoir amélioré la troisième géométrie.

IV.3.5.1.Champ de vitesse :



Géométrie1 **Géométrie6**

Figure (IV.29) : répartition spatiale de champ de vitesse le long de l'échangeur dans les deux cas (tubes circulaires sans déflecteur et tubes quinconces)

IV.3.5.1.1:Profils de vitesse transversale dans des sections particulières de l'échangeur :

La variation de vitesse pour les deux cas apparaît clairement sur les contours et sur leurs Échelles qui présentent des valeurs max et min. Pour bien étudier cette évolution de vitesse transversale dans cet échangeur avec les deux différents cas (tube circulaire sans déflecteurs et quinconces) on a tracé des courbes de vitesse transversales pour ces positions axiale :

- position01 : x=0.057m
- Position02 : x=0.086m
- Position03 : x=0.117m
- Position04 : x=0.143m

profiles de vitesse transversale dans toutes les sections citées ci-dessus sont indiqués dans la (figure IV.30)

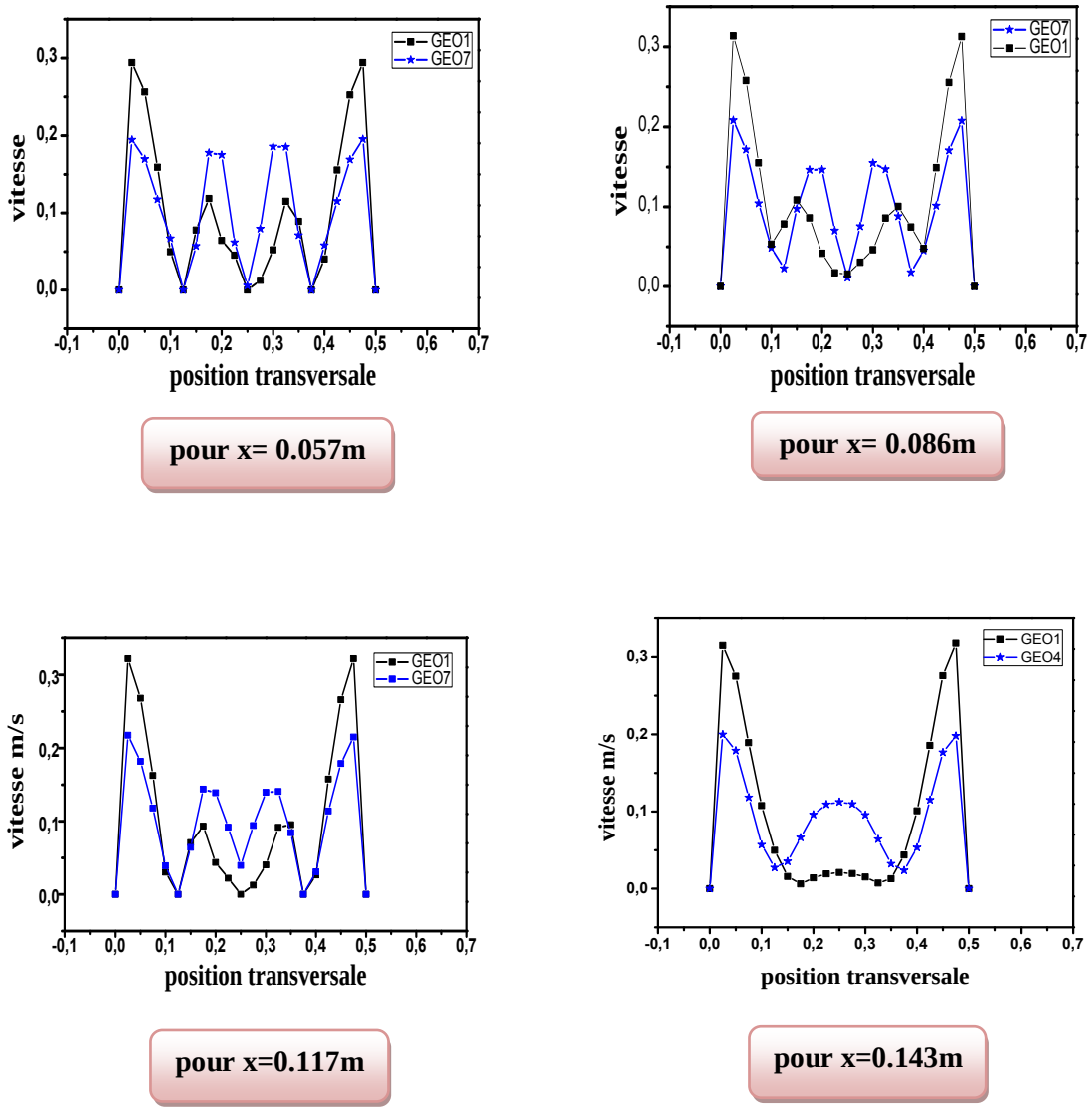
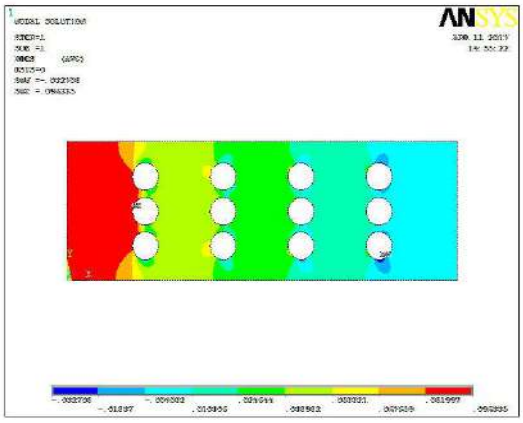


Figure (IV.30) : profile de vitesse transversale pour toutes les positions données dans les deux cas (tubes circulaires sans déflecteur et tubes quinconces)

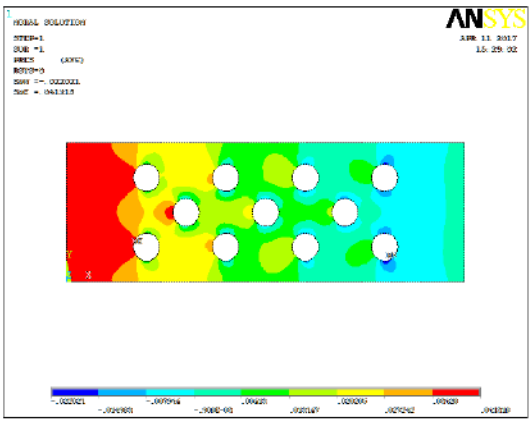
IV3.5.1.2: Discussion de la figure (IV.30):

D'après les graphiques obtenus, on peut voir que la vitesse de l'écoulement à l'entrée de l'échangeur à quinconces est inférieure à celle de l'échangeur circulaire tandis qu'au cœur de l'échangeur, c'est celle de l'échangeur à quinconces qui s'en trouve prépondérante sauf qu'en sortie , la vitesse d'écoulement de l'échangeur circulaire reprend le dessus sur celle de l'échangeur à quinconces.

IV.3.5.2:Champ de pression :



Géométrie1



Géométrie6

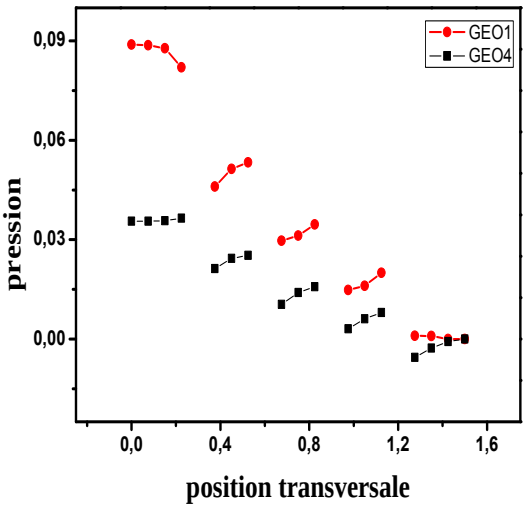
Figure IV.31:répartition spatiale de champs de pression dans le domaine d'application les deux cas (tubes circulaires sans déflecteur et quinconce)

IV3.5.2.1: Profiles de température totale dans des sections différentes de l'échangeur :

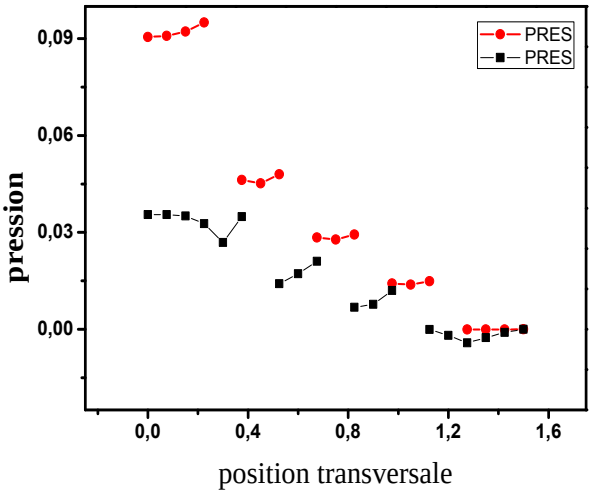
La variation de la pression totale pour les deux cas apparaît clairement sur les contours et sur leurs échelles. Pour bien étudier cette évolution, on a tracé des courbes de pression pour les sections suivantes :

- position01 : y=0.164m
- Position02 : y=0.177m
- Position03 : y=0.189m

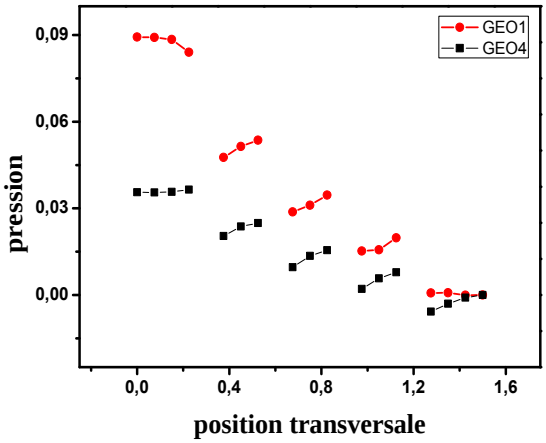
Les résultats numériques représenté par les profiles de pression transversale Dans toutes les sections citées ci-dessus sont indiqué dans la figure IV32.



pour y=0.164m



pour y=177m



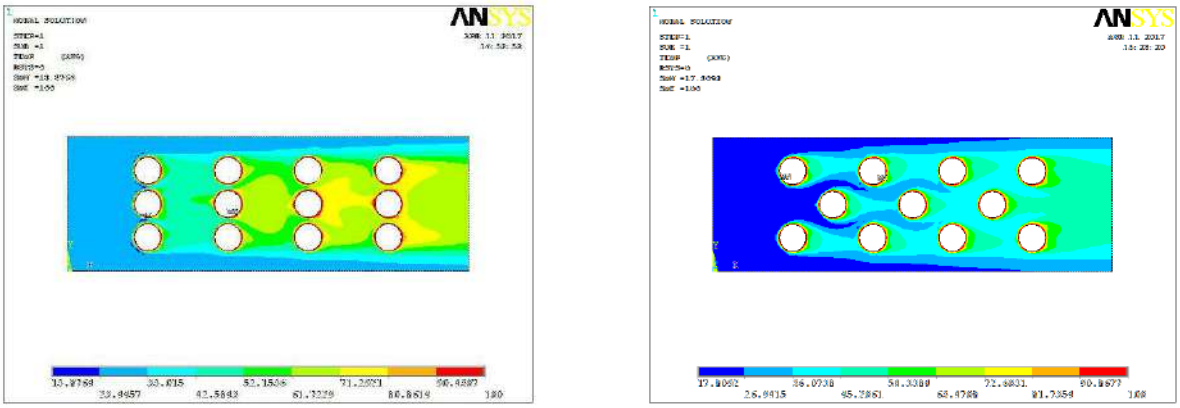
pour y=0.189m

Figure (IV.32) : profile de pression transversale pour toutes les positions données dans les deux cas (circulaires sans déflecteur et quinconce)

IV3.5.2.2Discussion de la figure (IV.32) :

En ce qui concerne l'analyse des données de pression , ils nous indiquent que la perte de charge (pression) au sein de l'échangeur circulaire est d'autant plus conséquente qu'au sein de l'échangeur à quinconces.

IV.3.5.3:Champ de température :



Géométrie1 **Géométrie7**

Figure (IV.33): répartition spatiale de champs de température dans le domaine d'application les deux cas (tubes circulaires sans déflecteurs et quinconces)

IV3.5.3.1: Profiles de température totale dans des sections différentes de l'échangeur :

La variation de la température totale pour les deux cas apparaît clairement sur les contours et sur leurs échelles. Pour bien étudier cette évolution, on a tracé des courbes de température pour les sections suivantes :

- position01 : x=0.057m
- Position02 : x=0.086m
- Position03 : x=0.117m
- Position04 : x=0.143m

Les résultats numériques représentés par les profiles de température transversale dans toutes les sections citées ci-dessus sont indiqué dans la figure IV33.

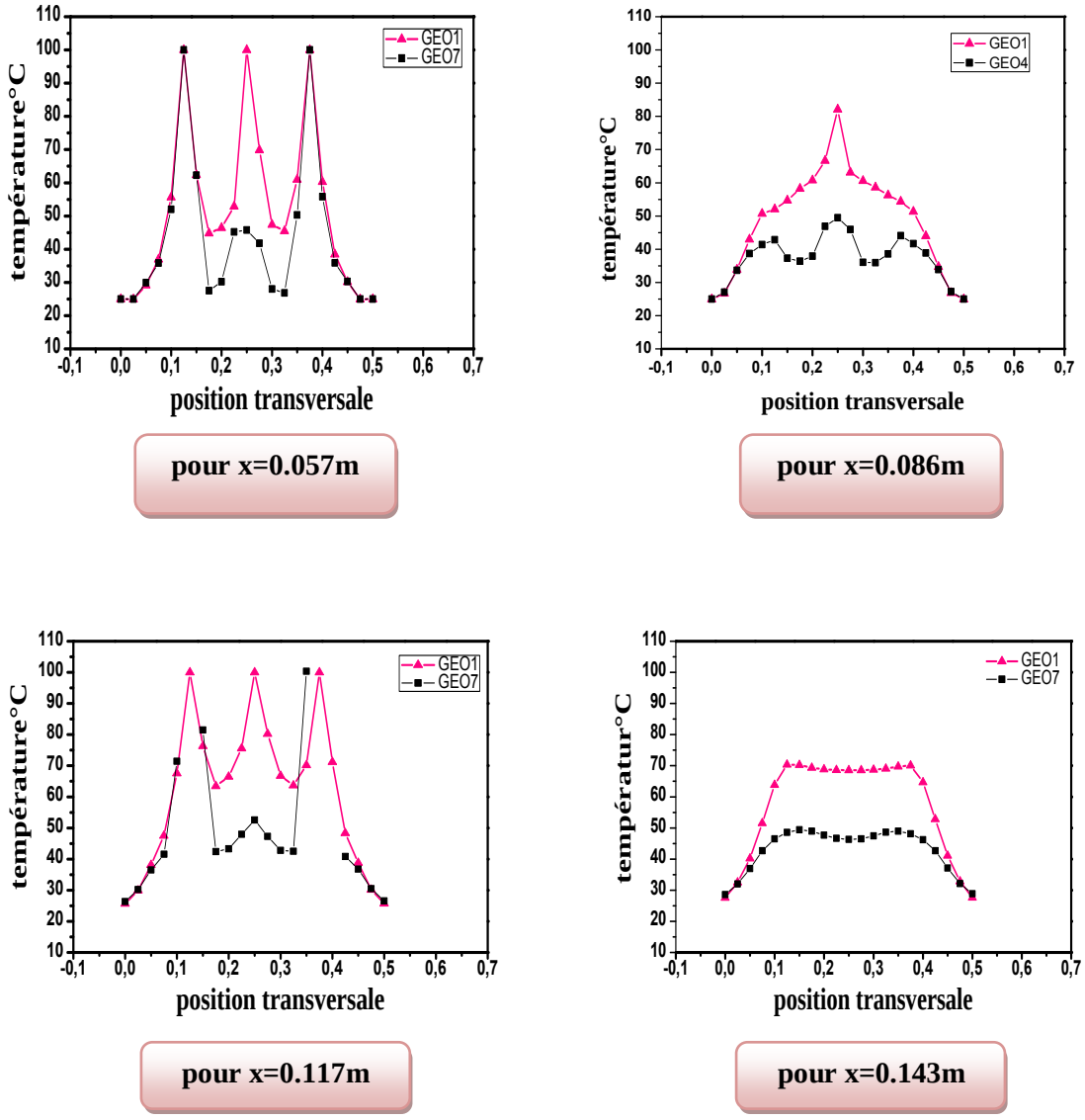


Figure (IV.34) : profiles de température transversale à toutes les sections pour les deux cas (circulaire ordonnés et quinconce)

IV3.5.3.2: Discussion de la figure (IV.34):

Concernant le rendement thermique des deux échangeurs (à rangée de tubes circulaires ordonnée - à rangée de tubes quinconces), celui qui possède la meilleure efficacité thermique est l'échangeur à rangée de tubes circulaires ordonné du fait que celui-ci présente un meilleur contact air-tubes, ce qui fait que le transfert thermique se fasse aisément.

Conclusion:

Après l'analyse des trois données principales des deux modèles d'échangeurs (à tubes circulaires ordonnés et celui à tubes quinconces) qui sont la vitesse , la pression , ainsi que la température , nous avons conclu que celui qui présente les meilleurs performances d'échange est l'échangeur à tubes circulaires ordonnés du fait qu'il présente un meilleur échange thermique fluide-tube ainsi qu'une meilleur stabilité au niveau de la pression et bénéficie d'une meilleure vitesse en entrée et en sortie de l'échangeur.

Conclusion de la fin d'étude :

A la fin de ce chapitre, nous avons réussi à obtenir des résultats assez concluants qui permettent de distinguer la différence qui existe entre les échangeurs sans déflecteurs et ceux avec déflecteurs.

Conclusion générale :

Le but initial de ce mémoire était d'effectuer une étude numerique de deux types d'échangeurs thermiques, l'un avec déflecteurs tandis que le deuxième est sans déflecteur afin de voir lequel donne un meilleur transfert thermique.

Le travail effectué pour aboutir à notre but se résume en une simulation numérique via ANSYS.V13 qui s'est déroulée en plusieurs étapes, c'est à dire qu'à chaque simulation nous comparons un échangeur sans déflecteur avec un échangeur à déflecteur puis analyser les paramètres de chacun et voir lequel donne un meilleur transfert thermique.

Les résultats obtenus démontrent clairement que les échangeurs tubulaires sont meilleurs que les échangeurs à tubes rectangulaires, et ceux avec déflecteurs sont plus appréciables que ceux qui n'en possèdent pas. Le meilleur cas traité est l'échangeur circulaire avec un déflecteur dont l'angle alpha=45° , et qui possède une homogénéité parfaite, cependant pour tous les autres cas traités et où nous avons varié l'angle alpha , on remarque que l'écoulement au sein de ces derniers n'est pas symétrique.

Les remarques que l'on peut apporter sont de laisser assez d'espace entre la tuyauterie afin que l'écoulement puisse s'effectuer le plus normalement possible mais aussi de maitriser la vitesse d'écoulement à l'entrée de l'échangeur afin d'obtenir un équilibre thermique parfait.

Les références

[1] : BOUCHNAFA, Rachid SIAM et Saïd ABBOUDI, étude numérique comparative de la convection forcée turbulente dans un dissipateur thermique Muni des ailettes de formes carrés et circulaire Université Abou Bekr Belkaid, Tlemcen 2013.

[2] : C.BEMAR, F.DURST, DM.MCELIGOT,"Numerical study of fluid flow and heat transfer in a parallel olate channel with baffles", Journal of heat transfer, p(106-743), 1984.

[3] : CHENG CH, HUANG WH. International Journal Heat Mass Transfer, p (1315), 1991

[4] : J.R.LOPEZ, N.K.ANAND,L.SFLETCHER, " A numerical analysis of laminar convective heat transfer in a three-dimensional channel with baffles", in: proceedings of the third U.S National Congress on Computational Mechanicals, Dallas, TX, vol.1,p(406-416),1995.

[5] : J.R.LOPEZ, , N.K.ANAND,L.SFLETCHER, »Heat transfer in a three-dimensional channel with baffles »,Numerical Heat Transfer .30,p(89-205),1996.

[6] : Padet J., Echangeurs thermiques, Masson ,1993. (BIB'INSA)

[7] : A.BONTENPS. Échangeur de chaleur, description des échangeurs, - technique de l'ingénieur traitée génie énergétique B2341, pp.1-7.

[8] : M. MOUSSA, J. MARIE PERRIERCORNET. Échangeur de

[9] : B.Bouret "échangeur de chaleur" département de génie civil INSA Tlouse.

[10] : JF.SACCADURA. Initiation de transfert thermique, Paris 4éme tirage 1993.

[11] : site web : la récupération de la chaleur dans l'industrie des animaux et poisons. Htm.

[12] : W TECHNID.Rafinage et génie chimie Tomme1 et 2 1965.

[13] : JF.SACCADURA. Initiation de transfert thermique, Paris 4éme tirage 1993

[14] : CHENG CH, HUANG WH. International Journal Heat Mass Transfer, p (1315), 1991

[15] : site web : la récupération de la chaleur dans l'industrie des animaux et poisons. Htm.

[16] : mémoire de Benyada Nada.le thème d'étude et optimisation des échangeurs de chaleur

[17] : utc _ université de technologie Compiègne cours de transfert de chaleur

[18] : http://thrtis.enscpd-fr.notice théorique. janvier 2010

[19] : wikipidia.org / l'équation de Navier Stokes

[20] : ROLAND Sttistel, les écoulements turbulents modélisation et simulation, 2éme édition HERMES.1998.

[21] : J-Réveillon, écoulement turbulent base et modélisation, Université de Rouen.

[22] : B.E. LAUNDER, D, D. SPALDING, the numerical computation of turbulent transport dv.Geophysics, vo118 A 1974.

[23] : ROLAND Statiste, les écoulements turbulents modélisation et simulation, 2éme édition HERMES, 1998

[24] : B.E. LAUNDER, D, D. SPALDING, the numerical computation of turbulent transport dv.Geophysics, vo118 A 1974.

[25] : ZEROUT AMAR, prévision numérique de jets turbulents tourbillonnants avec le modèle (K− ε) thèse de magister ST Blida 1997.

[26] : ONNC.POPA, modélisation numérique de transfert thermique Université Craiova ,2002.

[27] : Eric GINCALVES, résolution numérique, discrétisation des EDP et EDO, INSTITUT NATIONAL POLYTECHNIQUE DE GRENOBLE –septembre 2005

[28] : B.E.LAUNDER, D, B. SPALDING, the numerical computation of turbulent transport dv.Geophysics, vo118A 1974

[29] : http://fr.wikipidia.org/method des éléments finis

[30] : modèle d'Etalement et traitement numérique, discrétisation la forme.

Chapitre I

Les caractéristiques et modèles D'échangeur de chaleur

Chapitre II

Formulation Mathématique

ChapitreIII

Méthode De Discrétisation

ChapitreIV

Résultat Et Discussion

Introduction générale

Conclusion générale