

Sommaire

Liste des figures	
Liste des tableaux	
Nomenclature	
Introduction Générale	2
Chapitre I Généralités sur les échangeurs de chaleur	
Introduction	6
Définitions	6
I.2 Critères de classification des échangeurs de chaleur	6
I.2.1. Classification selon la technologie	6
I.2.2. Classification selon le mode de transfert de chaleur	7
I.2.3. Classification suivant le procédé de transfert de chaleur	7
I.2.4. Classification fonctionnelle	7
I.2.5. Classification suivant la nature du matériau de la paroi d'échange	7
I.2.6. Classification selon le contact	8
I.2.7. Classification selon le nombre de fluides	8
I.3. Classification par mode de conception	10
I.3.1 .Echangeurs tubulaires	10
A. Echangeur monotube	10
B .Echangeur coaxial	10
C. Echangeur multitubulaire	11
Echangeur a tubes séparés	11
Echangeur a tubes rapprochés	11
D. Echangeur a tubes à ailettes	12
ailettes transversales	12
ailettes longitudinales	12
E. Echangeur tube et calandre	12
E.1. Calandre	13
E.2. Faisceau	14
E.3. Boite d'échangeur	16
E.4. Chicanes	16
-Chicanes transversales	16
-Chicanes doublés	17
E.5. plaques tubulaires	17
• Fixation des tubes sur la plaque tubulaire	18
E.6. Tirants et entretoises	18
E.7. déflecteurs d'entrée	18
E.8. Classification des échangeurs tubes-calandres	18
E.8.1. Echangeur a plaque tubulaires fixes	19
E.8.2. Echangeurs avec tubes en U	19
E.8.3. Echangeurs à tête flottantes	20
E.9. Echangeurs a plaques	21
a. Echangeurs à surface primaire	21
Echangeurs à plaques et joint	21
Echangeurs à plaques soudées ou brassées	23
b. Echangeurs à surface secondaire	24
Echangeurs à plaques serties	24

A- Fluide chaud (eau chaude)	56
B- Fluide froide (eau froide)	56
C- Dans les parois solides	56
D- Aux interfaces fluides solides	56
E- Dans la symétrie	57
F- La paroi supérieure est parfaitement isolée (adiabatique)	57
III.6. Paramètres caractéristiques	57
III.6.1. Paramètres hydrodynamiques	57
III.6.1.1 Nombre de Reynolds	57
III.6.1.2. Frottements à la paroi	58
III.6.1.3. Perte de charge dans un échangeur double tubes	59
III.1.7.1. Paramètres thermiques	59
III.1.7.1.1. Coefficient de transfert thermique	59
III.1.7.1.2 Nombre de Nusselt	60
III.1.7.1.3. Performances thermo-hydrodynamiques	62
Modification 1 : Géométrie EHDT conique simple	62
Modification 2 : Géométrie EHDT conique convexe	63
Modification 3 : Géométrie EHDT conique concave	64
Chapitre IV Simulation par Fluent	
Introduction	68
IV.1. Choix de la méthode numérique	68
IV.2. Présentation de logiciel CFD	68
IV.3. Principes des codes CFD	69
IV.4. Principe de la méthode des volumes finis	70
IV.5. Maillage	71
IV.6. Choix de maillage	72
IV.7. GAMBIT	72
Astuce	73
Important	73
IV.8. Détail des principaux menus	74
IV.9. Commandes dans le Gambit	75
IV.10. Exportation du maillage de gambit	79
IV.11. Fluent	79
IV.12. Différents étapes à suivre pour la modélisation numérique par FLUENT	81
IV.13. Les étapes à suivre sur fluent	82
A. Choisir le type de résolution	82
B. Importer le fichier	83
C. Vérification du maillage	83
D. Vérification du maillage importé	84
E. Choix du solveur	84
F. Choix du solveur sous Fluent	85
G. Conditions d'opération	87
H. Définition des caractéristiques du fluide	87
I. Conditions aux limites usuelles	90
J. Lancement du calcul	90
Conclusion	91
Chapitre V Résultats et discussions	
Introduction	93
V.1. Indépendance de maillage	93
V. 2. Validation des résultats de simulation	97

V.3- Effet de diamètre d'entrée et de sortie du tube conique	98
V.4. Comportement dynamique	99
V.4. 1. Profil de vitesse axiale dans tout le domaine à $x=L/2$	99
V.4. 2. Coefficient de friction local	101
V.4. 2.1 Coefficient de friction local dans le tube interne	101
V.4 2.2. Coefficient de friction local dans le tube externe :	102
V.4. 3. Facteur de frottement moyen	104
V.5- Comportement thermique	105
V.5.1. Profil de température axiale dans tout le domaine à $x=L/2$:	105
V.5.2 Nusselt local	107
V.5.2.1. Nusselt local interne	107
V.5.2.2 Nusselt local annulaire	108
V.6- Effet de présence d'ondulation	110
V.6.1 Comportement dynamique	110
V.6-1-1 Profil de vitesse axiale dans tout le domaine à $x=L/2$	110
V.6-1-2 Le coefficient de friction local	112
a- Coefficient de friction local interne	112
b- Coefficient de friction local annulaire	113
c- Facteur de frottement moyen dans le tube annulaire	115
d – la chute de pression dans le tube annulaire	116
V.7Comportement thermique	117
V.7-1-1 Profil de température axiale dans tout le domaine à $x=L/2$ pour différents arrangements	117
V.7-1-2 Nombre du Nusselt local pour différents arrangements	119
V.8.Nombre du Nusselt moyen	122
V.9Critère d'évaluation des performances	123
Conclusion	124
Conclusion générale	126
Liste des Références	

Liste des Figures

CHAPITRE I

Fig. I.1: Organigramme générale des classifications des échangeurs de chaleur (a) Classement selon le contact .	08
Fig. I.1: Organigramme générale des classifications des échangeurs de chaleur, (b) Classement selon le nombre de fluide	08
Fig. I.1: Organigramme générale des classifications des échangeurs de chaleur (c) Classement selon la compacité de surface d'échange	08
Fig. I. 2 : Principale technologies des échangeurs thermiques	09
Fig. I.3 : Echangeur monotube	10
Fig. I. 4 : Echangeur coaxial	10
Fig. I. 5 : Echangeur a tube séparé	11
Fig. I. 6 : Echangeur a tube rapproché	11
Fig. I. 7 : Echangeur à tube ailetés	12
Fig. I. 8: Echangeur à tube et calandre	13
Fig. I. 9. La calandre	14
Fig. I. 10 : faisceau tubulaire	15
Fig. I. 11 : Disposition des tubes du faisceau	15
Fig. I.12 : Échangeur à tubes et calandre : principales technologies à boîte fixe, boîte flottante et à tubes en U	16
Fig. I.13 : Chicanes transversales et longitudinales	17
Fig. I.14 : Plaque tubulaire	17
Fig. I.15 : Tirants et entretoises	18
Fig. I.16 : .Echangeur a plaque tubulaires fixes	19
Fig. I.17 : Echangeur avec tube en U	20
Fig. I.18 : Echangeurs à tête flottantes	20
Fig. I.19 : Echangeur a surface primaire	21
Fig. I.20 : Echangeurs à plaques et joint	22
Fig. I.21 : Echangeurs à plaques soudées ou brassées	23
Fig. I.22 : Echangeur à spirale :	23
Fig. I.23 : Echangeur brasé	24
Fig. I.24 : Echangeur a plaques brasées	24
Fig. I.25 : Encrassement de l'échangeur de chaleur	25
Fig. I.26 : dépôt la tarte formée sur les faisceaux tubulaires de l'échangeur	27
Fig. I.27 : Nettoyage mécanique	28
Fig. I.28 : Nettoyage chimique	29
Fig. I.29 : la corrosion	29

CHAPITRE II

Fig. II.1. Schéma d'un échangeur de chaleur à double tuyau	33
Fig. II.2. Différentes configurations des écoulements (A) parallèle.	33
Fig. II.2. Différentes configurations des écoulements (B) Contre-courant	33

CHAPITRE III

Fig. III.1 : Illustration schématique de différentes configurations d'échangeur de chaleur à double tubes. (a) configuration cylindrique simple,	50
Fig. III.1 : Illustration schématique de différentes configurations d'échangeur de chaleur à double tubes (b) configuration conique	50
Fig. III.2: Géométrie d'un échangeur simple à double tubes cylindriques à contre-courant	55
Fig. III.3 : Développement de la couche limite hydrodynamique	58
Fig. III.4: Développement de la couche limite thermique	60
Fig. III.5.diagramme DTLM	61
Fig. III.6. Géométrie conique à parois internes lisses du tube central	63

Fig. III.7. Echangeur de chaleur à tubes concentrique à paroi interne ondulée convexe	64
Fig. III.8. la forme d'une ondulation convexe	64
Fig. III.9. Echangeur de chaleur à tubes concentrique à paroi interne ondulée concave	65
Fig. III.10. la forme d'une ondulation concave	65

CHAPITRE IV

Fig. IV.1: Volume de contrôle bidimensionnel	70
Fig. IV.2. les grandeurs vectorielles u et v d'un volume de contrôle	72
Fig. IV.3. le décalé de la composante longitudinale u suivant la direction x	72
Fig. IV.4. le décalé de la composante transversale v suivant la direction y	72
Fig. IV.5. Vue global de gambit	73
Fig. IV.6. Type de solveur	74
Fig. IV.7. Menu principale de Gambit	74
Fig. IV.8. Menu Création des éléments de la géométrie	75
Fig. IV.9. Menu ligne	75
Fig. IV.10. Menu face	76
Fig. IV.11. Menu maillage d'une ligne	76
Fig. IV.12. Menu maillage d'une face	77
Fig. IV.13. la géométrie maillée sur gambit (a)	77
Fig. IV.13. la géométrie maillée sur gambit (b)	78
Fig. IV.14. Conditions aux limites	78
Fig. IV.15. Exportation du maillage.	79
Fig. IV.16. Type de résolution	82
Fig. IV.17. Vue globale de Fluent	82
Fig. IV.18. Importation de la géométrie	83
Fig. IV.19. Vérification du maillage sous Fluent.	83
Fig. IV.20. Vérification du maillage sous Fluent.	84
Fig. IV.21. Choix du solveur	85
Fig. IV.22. Choix du modèle de turbulence	86
Fig. IV.23. établir les équations de l'énergie.	86
Fig. IV.24. Conditions d'opération	87
Fig. IV.25: définition des caractéristiques du fluide	87
Fig. IV.26: Interface de la liste des fluides	88
Fig. IV.27: interface des caractéristiques du fluide utilisé (l'eau)	89
Fig. IV.28: interface des critères de convergence	89
Fig. IV.29. Valeurs des conditions aux limites	90
Fig. IV.30. Choix du nombre des itérations.	90
Fig. IV.31. fenêtre des itérations.	91



CHAPITRE V

Fig. V.1: Type de maillage utilisé (a) géométrie cylindrique	93
Fig. V.1: Type de maillage utilisé (b) géométrie conique	94
Fig. V.1: Type de maillage utilisé (c) géométrie conique ondulée concave	94
Fig. V.1: Type de maillage utilisé (d) géométrie conique ondulée convexe	95
Fig. V.2. Profil de vitesse axiale dans tout le domaine étudié à $x=L/2$ (a)	96
Fig. V.2. Profil de vitesse axiale dans tout le domaine étudié à $x=L/2$ (b)	96
Fig. V.3. Validation de la présente étude avec les corrélations empiriques de Sieder et Tate	97
Fig. V.4 Effet de variation du rapport des rayons d'entrée et de sortie dans le tube conique sur le profil de vitesse axiale.	98
Fig. V.5. Profil de vitesse axiale à $x=L/2$ pour un rapport de vitesses $u_c/u_f=5$.	99
Fig. V.6. Profil de vitesse axiale à $x=L/2$ pour un rapport de vitesses $u_c/u_f=3$.	99
Fig. V.7. Profil de vitesse axiale à $x=L/2$ pour un rapport de vitesses $u_c/u_f=1$.	100
Fig. V.8. Coefficient de friction local pour $u_c/u_f=3$ le long de la paroi interne du tube interne pour la géométrie conique et cylindrique	101

Fig. V. 9. Coefficient de friction local pour $u_c/u_f=5$ le long de la paroi externe du tube interne pour la géométrie conique et cylindrique	102
Fig. V. 10. Coefficient de friction local pour $u_c/u_f=3$ le long de la paroi externe du tube interne pour la géométrie conique et cylindrique	102
Fig. V. 11. Coefficient de friction local pour $u_c/u_f=1$ le long de la paroi externe du tube interne pour la géométrie conique et cylindrique	103
Fig. V. 12. Facteur de frottement moyen annulaire	104
Fig. V. 13. Profil de température axiale à $x=L/2$, pour un rapport de vitesse $u_c/u_f=5$.	105
Fig. V. 14. Profil de température axiale à $x=L/2$, pour un rapport de vitesse $u_c/u_f=3$.	105
Fig. V. 15. Profil de température axiale à $x=L/2$, pour un rapport de vitesse. $u_c/u_f=1$	106
Fig. V. 16. Distribution de Nusselt local le long de la paroi intérieur du tube interne tube centrale conique et cylindrique	107
Fig. V. 17. Distribution de Nusselt local le long de la paroi externe du tube interne pour $u_c/u_f=5$ pour la géométrie conique et cylindrique	108
Fig. V. 18. Distribution de Nusselt local le long de la paroi externe du tube interne pour $u_c/u_f=3$ pour la géométrie conique et cylindrique	108
Fig. V. 19 Distribution de Nusselt local le long de la paroi externe du tube interne pour $u_c/u_f=1$ pour la géométrie conique et cylindrique	109
Fig. V.20. Profil de vitesse axiale dans tout le domaine étudié à $x=L/2$, pour un rapport de vitesses $u_c/u_f=5$.	110
Fig. V.21. Profil de vitesse axiale dans tout le domaine étudié à $x=L/2$, pour un rapport de vitesses $u_c/u_f=3$.	110
Fig. V.22. Profil de vitesse axiale dans tout le domaine étudié à $x=L/2$, pour un rapport de vitesses $u_c/u_f=1$.	111
Fig. V.23. Coefficient de friction local C_f à la paroi interne du tube conique, pour différents arrangements d'ondulations, avec $u_c/u_f=3$.	112
Fig. V.24. Coefficient de friction local pour $u_c/u_f=5$ le long de la paroi externe du tube interne pour la géométrie conique onduler concave et onduler convexe.	113
Fig. V.25. Coefficient de friction local pour $u_c/u_f=3$ le long de la paroi externe du tube interne pour la géométrie conique onduler concave et onduler convexe.	113
Fig. V. 26. Coefficient de friction local pour $u_c/u_f=1$ le long de la paroi externe du tube interne pour la géométrie conique onduler concave et onduler convexe.	114
Fig. V. 27. Facteur de frottement moyen annulaire pour différents arrangements d'ondulations	115
Fig. V. 28 Chute de pression en fonction de la vitesse axiale dans le tube annulaire, pour différentes géométries étudiées.	116
Fig. V. 29. Profil de température pour $u_c/u_f=5$ dans tout le domaine étudié à $x=0,25$ pour les deux arrangements (concave-convexe).	117
Fig. V. 30. Profil de température pour $u_c/u_f=3$ dans tout le domaine étudié à $x=0,25$ pour les deux arrangements (concave-convexe).	117
Fig. V. 31. Profil de température pour $u_c/u_f=1$ dans tout le domaine étudié à $x=0,25$ pour les deux arrangements (concave-convexe).	118
Fig. V. 32. Nusselt local interne pour $u_c/u_f=3$ pour différents arrangements (concave-convexe).	119
Fig. V. 33. Nusselt local annulaire pour $u_c/u_f=5$ pour différents arrangements (concave-convexe).	120
Fig. V. 34. Nusselt local annulaire pour $u_c/u_f=3$ pour différents arrangements (concave-convexe).	120
Fig. V.35. Nusselt local annulaire pour $u_c/u_f=1$ pour différents arrangements (concave-convexe).	121
Fig. IV.36. Nombre de Nusselt moyen dans le tube annulaire, pour différentes géométries étudiées.	122
Fig. V. 37. Critère d'évaluation des performances dans le tube annulaire, pour les deux arrangements (concave-convexe).	123

Liste des tableaux

CHAPITRE II

Tableau.II.1 : Améliorations dues aux techniques d'intensification des échanges thermiques	36
Tableau.II.2 : Récap sur les études expérimentales concernant les méthodes passives dans les EHDT.	37-42

CHAPITRE III

Tableau.III.1 : Paramètres géométriques du problème étudié.	50
Tableau III.2 : Paramètre de Re et q_m à l'entrée l'espace annulaire	66
Tableau III.3 : Paramètre de Re et q_m à l'entrée de tube interne	66

CHAPITRE. IV

Tableau.IV.1: Différents formes de maillage des faces	72
---	----

Nomenclature

Symbole	Signification	Unité
a	Rapport de vitesse	
A	Surface d'échange	$[m^2]$
C_p	Capacité calorifique du fluide	$[J/kg K]$
C_f	Facteur de frottement moyen	
D_h	Dimension caractéristique de la conduite	$[m]$
$DTLM$	Différence de Température Logarithmique Moyenne	$[K]$
ΔP	Chute de pression	$[Pa]$
e	Epaisseur de la paroi	$[m]$
f	Coefficient de friction moyen	
G	Vitesse massique	$[kg/m^2s]$
h	Coefficient d'échange thermique	$[W/m^2K]$
I	Intensité turbulence	
k	Energie cinétique turbulente	$[m^2/s^2]$
K	Coefficient d'échange global	$[w/m^2K]$
L	Longueur de l'échangeur	$[m]$
P	Pression	$[Pa]$
PEC	Coefficient de performance d'un échangeur	
Pr	Nombre de Prandtl local	
Nu	Nombre de Nusselt moyen	
$Nu(x)$	Nombre de Nusselt local	
q_m	Débit massique du fluide	$[kg/s]$
r	Coordonnée de l'axe (or)	$[m]$
R_0	Rayon interne de tube interne à la position $x=0$	$[m]$
$R_1(x)$	Rayon interne de tube interne en fonction de la position	$[m]$
$R_2(x)$	Rayon externe de tube interne en fonction de la position	$[m]$
R_L	Rayon interne de tube interne à la position $x=L$	$[m]$
R_3	Rayon interne de tube externe	$[m]$
R_4	Rayon externe de tube externe	$[m]$
Re	Nombre de Reynolds	
T	Température	$[K]$

Nomenclature

u	Vitesse suivant l'axe (ox)	[m/s]
v	Vitesse suivant l'axe (oy)	[m/s]
x	Coordonnée de l'axe (ox)	[m]

Symbole grec

Symbole	Signification	Unité
μ	Viscosité dynamique	[kg/m s]
ϑ	Viscosité cinématique	[m ² /s]
ρ	Masse volumique	[kg/m ³]
ε	Dissipation turbulente	[m ² /s ³]
δ	Épaisseur de la couche limites	[m]
τ_w	Taux de cisaillement à la paroi	
ϕ	Flux de chaleur	[w/m ²]
λ	Conductivité thermique	[w/m ² K]
α	diffusivité thermique	[m/s]

Indices inférieurs

Indice	Signification
A	Surface d'échange
atm	Atmosphérique
c	Chaude
e	Entrée
f	Froide
F	Fluide
lisse	Géométrie conique lisse
ondulée	Géométrie conique ondulée
p	Paroi
s	Sortie
S	Solid

INTRODUCTION GÉNÉRALE

GÉNÉRALE

Introduction Générale

A travers le temps, le développement des techniques liées à l'énergie a accompagné l'évolution de l'être humain. Or dans le domaine énergétique, la thermique occupe une place particulière, en effet dans la plupart des processus énergétiques cette forme d'énergie intervient soit directement ou indirectement au cours des transformations.

Les champs d'applications des sciences thermiques apparaissent donc comme étant très important et extrêmement vaste. Cependant, deux domaines sont à souligner particulièrement, d'une part celui de la transformation d'une énergie quelconque en énergie thermique et vice-versa et d'autre part celui du transfert de l'énergie thermique : le premier de ces domaines concerne les machines thermiques et le second concerne les échangeurs de chaleur.

Les échanges thermiques interviennent dans de nombreux secteurs d'activités humaines. Dans la plupart de ces activités, le transfert de chaleur doit s'effectuer sans altération des milieux intervenant dans le transfert thermique. L'utilisation d'équipements spécifiques d'échange est alors nécessaire. Ces équipements sont connus sous la dénomination d'échangeurs de chaleur. Ce sont des systèmes thermodynamiques présents dans toutes les unités industrielles dans lesquelles interviennent les processus d'extraction de chaleur.

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie. Une grande part de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés. L'échangeur de chaleur, instrument clé du thermicien ou de l'énergéticien permet de contrôler la température d'un système ou d'un produit en échangeant de la chaleur entre deux milieux.

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.

Introduction générale

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

Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres : domaine de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un gain de rendement et d'énergie des procédés.

La diversité des domaines d'applications des échangeurs thermiques entraîne un foisonnement de formes géométriques (tubulaires, plaques, à ailettes, etc.). Les échangeurs de chaleur utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus, l'échangeur thermique à double tube concentrique est la forme la plus simple dans cette famille, L'échangeur à tube est un autre type d'échangeur de chaleur plus simple : il s'agit de l'assemblage de deux tubes concentriques. Le tube intérieur est traversé par un premier fluide tandis que le tube extérieur enveloppant est traversé par le deuxième fluide. Le sens d'écoulement des deux fluides peut être le même (on parle d'échangeur co-courant) ou opposé (échangeur contre-courant).

Les contraintes du marché relatives au développement de ces échangeurs s'expriment en termes de réduction des coûts d'investissements de fabrication, de gain d'espace et d'amélioration de l'efficacité énergétique. Elles conduisent inévitablement à fabriquer des échangeurs thermiques de plus en plus compacts et à explorer diverses techniques d'intensification des échanges thermiques.

La présente étude s'inscrit dans le cadre d'une étude énergétique comparative entre trois types d'échangeurs de chaleur double tubes munies tubes concentriques de formes géométriques différentes : à savoir : tube central cylindrique lisse, tube central conique lisse et tube central conique ondulé. Une série des simulations numériques ont été effectuées afin d'analyser et comparer entre les caractéristiques thermiques et dynamiques de ces trois configurations d'échangeur. La simulation numérique a été réalisée par le code de calcul commercial "FLUENT 6.2".

Introduction générale

Dans ce travail, nous présentons une étude numérique, employant le modèle K- ϵ standard pour déterminer les facteurs de performance thermo-hydrauliques correspondants à nos échangeurs de géométries différentes. Les résultats obtenus, au cours de cette étude, ont été présentés et analysés et les paramètres étudiés sont les suivants : la température de sortie du fluide, le coefficient d'échange thermique moyen par convection, la chute de pression, la quantité de chaleur échangée et l'effet de la forme géométrique de la chicane sur le comportement thermo-énergétique de l'écoulement, et cela les rapports de vitesse des deux fluides (eau chaude et eau froide).

Organisation du travail

Cette étude comporte Cinq chapitres différents :

- Le premier chapitre aborde des généralités sur les échangeurs de chaleurs.
- Le deuxième chapitre est une analyse bibliographique concernant les études analytiques, numériques et expérimentales sur les échangeurs de chaleur à double tube concentriques.
- Le troisième chapitre concerne la modélisation mathématique, en présentant la position du problème d'un échangeur de chaleur suivi de la formulation mathématique. Les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement, de l'énergie, ainsi que les conditions aux limites imposées sur chaque géométrie. Le phénomène de turbulence est décrit par le modèle k- ϵ standard.
- le quatrième chapitre nous avons présenté les étapes de notre simulation numérique sous le code de calcul Fluent. Une petite présentation du logiciel utilisé pour la création de la géométrie et le maillage, ou le préprocesseur : GAMBIT.
- Le cinquième chapitre, l'influence du maillage sur les résultats est présentée ainsi la validation de ces derniers. On présente aussi une description détaillée des évolutions des champs thermique et hydrodynamique dans les ECDD. En présence des tubes centraux type conique simple et conique ondulé, le transfert thermique et l'écoulement du fluide en convection forcée constitue l'objet principal de cette partie.

Finalement, ce mémoire sera terminé par une conclusion générale qui résume les principaux résultats obtenus ainsi les futures recommandations relatives à ce travail.

CHAPITRE I

CHAPITRE I

Introduction

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie. Une grande part (90 %) de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés. On les utilise principalement dans les secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie, etc.), du transport (automobile aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, etc.).

Définition

Comme leur nom l'indique, les échangeurs thermiques sont des dispositifs destinés à favoriser l'échange thermique entre deux fluides, sans que les fluides ne se mélangent, le principe le plus général consiste à faire circuler deux fluides à travers des conduits qui les mettent en contact thermique. De manière générale, les deux fluides sont mis en contact thermique à travers une paroi qui est le plus souvent métallique ce qui favorise les échanges de chaleur. On a en général un fluide chaud qui cède de la chaleur à un fluide froid. Généralement pour assurer efficacement cet échange de chaleur au moins un des fluides est mis en mouvement (pompe, ventilateur). Pour augmenter cet échange, et donc le transfert d'énergie, il peut être fait appel au changement de phase (condenseurs, évaporateurs, bouilleurs...) système utilisé couramment dans les machines thermiques ou le caloduc [1].

I.2 Critères de classification des échangeurs de chaleur

Il existe plusieurs critères de classification des échangeurs de chaleur dont les plus importants sont cités ci-dessous :

I.2.1. Classification selon la technologie

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants [2] :

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

I.2.2. Classification selon le mode de transfert de chaleur

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) sont couplés dans la plupart des applications (chambre de combustion, récupération sur les fumées, etc.) ; il y a souvent un mode de transfert prédominant. Pour tout échangeur avec transfert de chaleur à travers une paroi, la conduction intervient [2].

I.2.3. Classification suivant le procédé de transfert de chaleur

Suivant qu'il y a ou non stockage de chaleur, on définit un fonctionnement en récupérateur ou en régénérateur de chaleur [2] :

- Transfert sans stockage, donc en récupérateur, avec 2 ou n passages et un écoulement en général continu ;
- Transfert avec stockage, donc en régénérateur, avec un seul passage et un écoulement intermittent, la matrice de stockage étant statique ou dynamique

I.2.4. Classification fonctionnelle

Le passage des fluides dans l'échangeur peut s'effectuer avec ou sans changement de phase ; suivant le cas, on dit que l'on a un écoulement monophasique ou diphasique. On rencontre alors les différents cas suivants [2] :

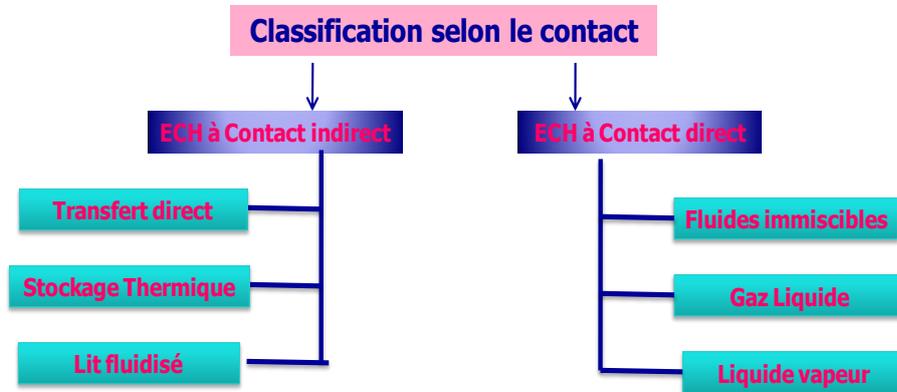
- Les deux fluides ont un écoulement monophasique ;
- Un seul fluide à un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs.
- Les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase, cas des évapo-condenseurs.

I.2.5. Classification suivant la nature du matériau de la paroi d'échange

On retiendra deux types de parois [2] :

- Les échangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux : superalliages, métaux ou alliages réfractaires ;
- Les échangeurs non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre, etc.

I.2.6. Classification selon le contact

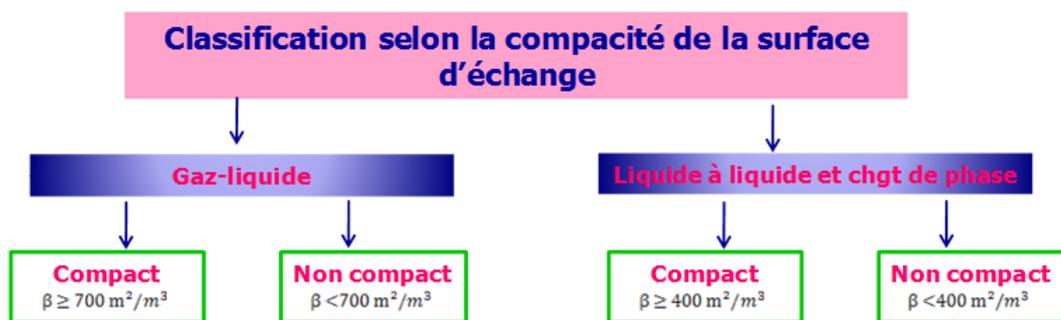


(a)

I.2.7. Classification selon le nombre de fluides



(b)



(c)

Figure I. 1. Organigramme générale des classifications des échangeurs de chaleur

- (a) Classement selon le contact , (b) Classement selon le nombre de fluide,
- (c) Classement selon la compacité de surface d'échange

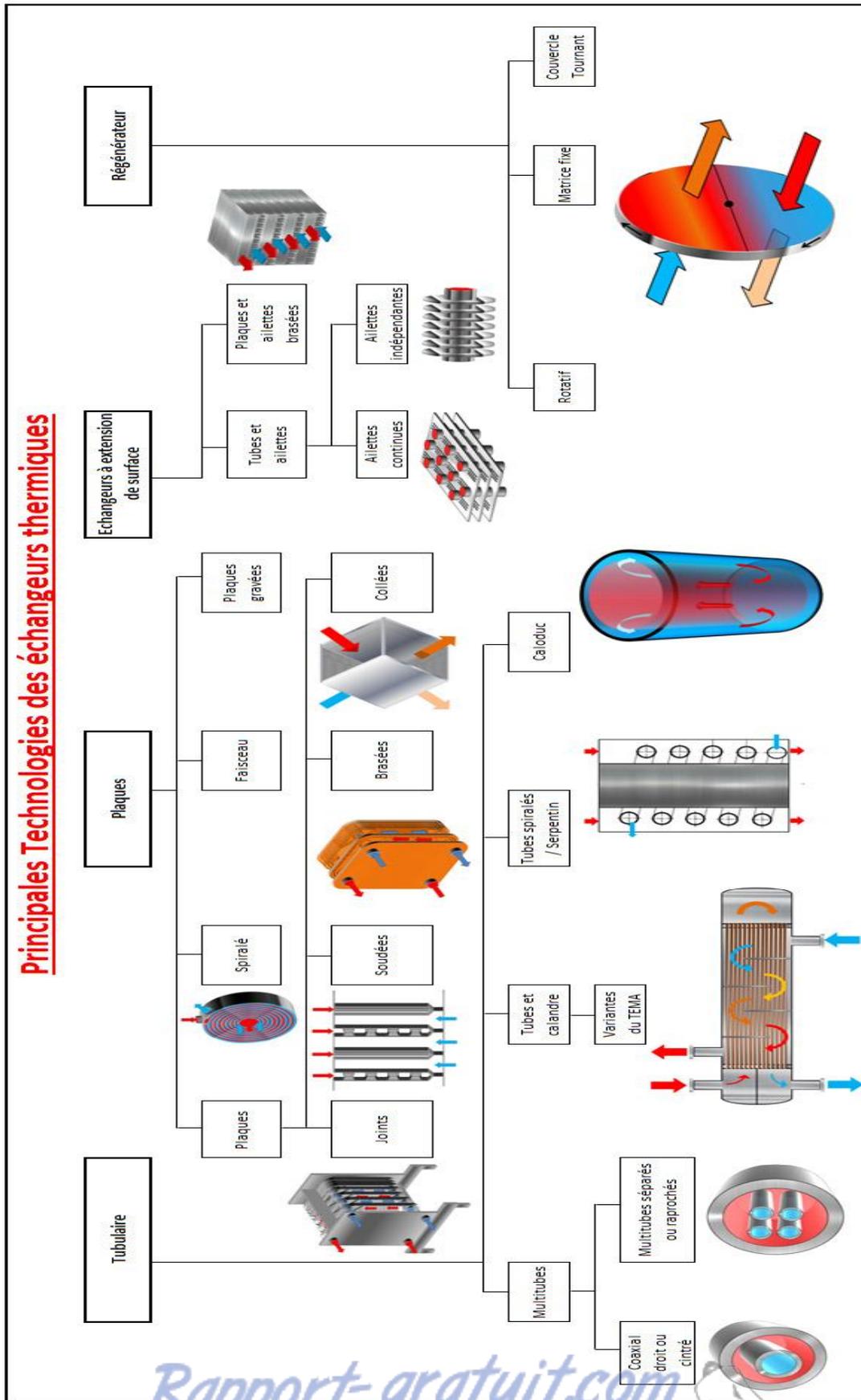


Figure I. 2 : Principale technologies des échangeurs thermiques

I.3. Classification par mode de conception :

L'échangeur de chaleur est caractérisé par le principe d'échange effectuée entre les deux fluides pour ça, il y a des conceptions qui sont très variées [3].

I.3.1 .Echangeurs tubulaires :

Pour des raisons historiques et économiques, les échangeurs utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus. On peut distinguer trois catégories suivant le nombre de tubes et leur arrangement, toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée :

A. Echangeur monotube : dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpent.



Figure I.3 : Echangeur monotube

B. Echangeur coaxial : (double tube) ; dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans l'intérieur

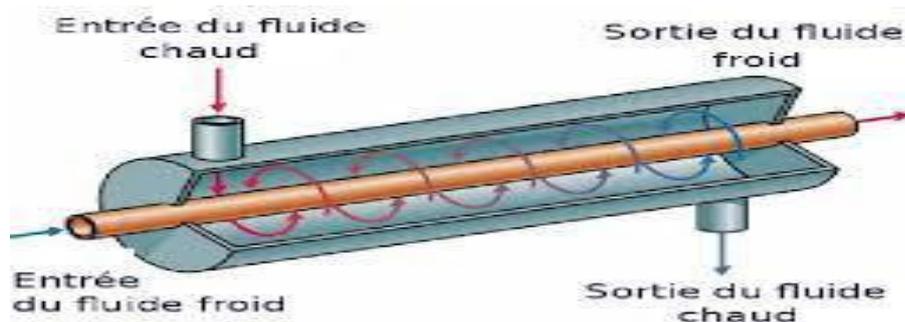


Figure I.4 : Echangeur coaxial

C. Echangeur multitubulaire :

Il existe sous trois formes :

- **Echangeur a tubes séparés** ; à l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant (de l'ordre de 100mm) se trouvent plusieurs tubes de petit diamètre (de 8 à 20 mm) maintenue écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé.

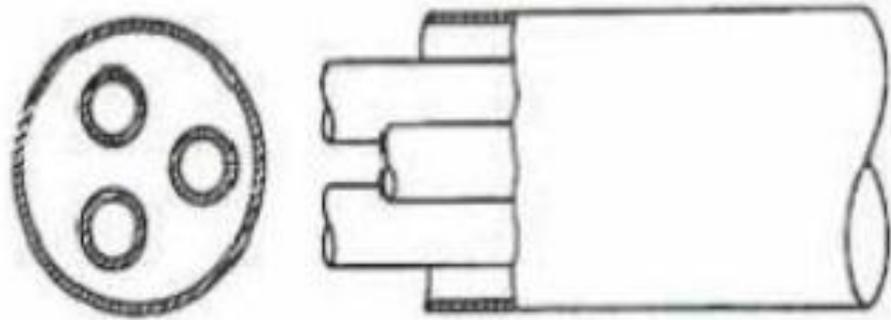


Figure I. 5 : Echangeur a tube séparé

- **Echangeur a tubes rapprochés** ; pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale au tour de certains d'entre eux .les tubes s'appuient les uns sur les autre par l'intermédiaire des rubans

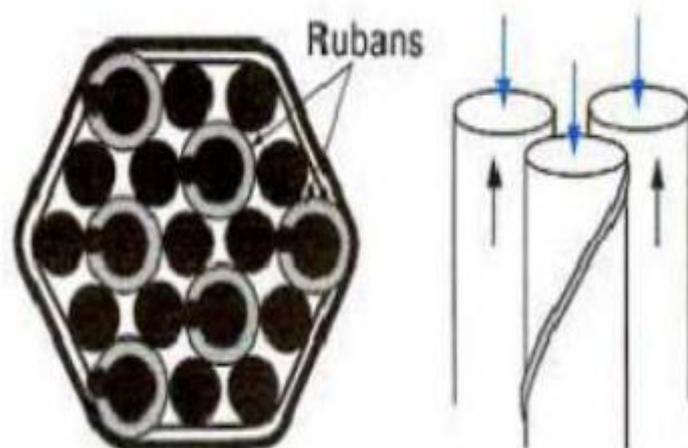


Figure I. 6 : Echangeur a tube rapproché

D. Echangeur a tubes à ailettes :

Elles sont constituées d'un faisceau de tubes, répartis en rangs ou nappes, dans lesquels circule un fluide caloporteur ayant un bon coefficient d'échange.

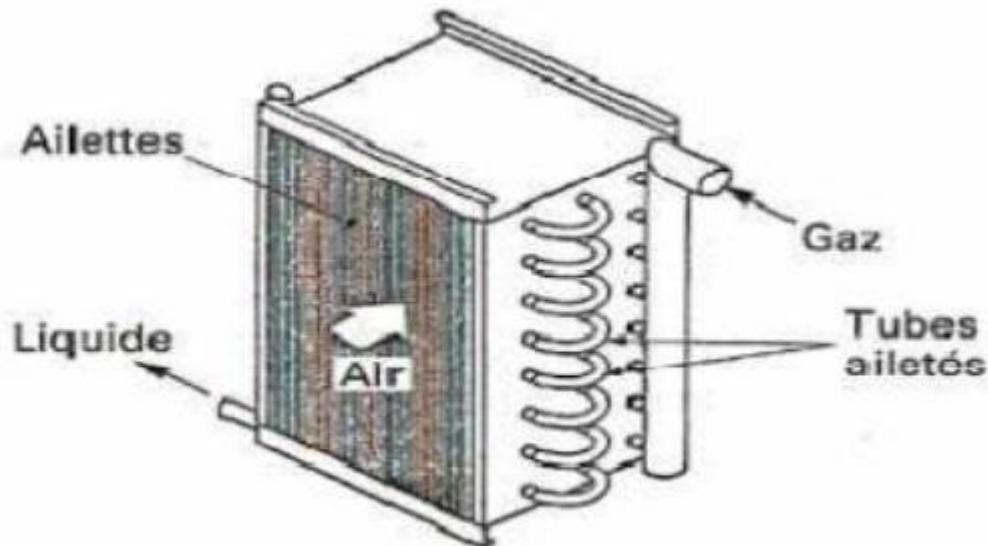


Figure I. 7 : Echangeur à tube à ailettes

Les ailettes peuvent être disposées de différentes façons :

-**ailettes transversales** : elles peuvent être continues ou indépendantes, on peut rencontrer d'autres types d'ailettes fréquemment utilisés.

-**ailettes longitudinales** : elles peuvent être situées à l'intérieur ou l'extérieur des tubes.

E. Echangeur tube et calandre :

Ce type d'appareil est de loin le plus répandu, le principe de faisceau logé à l'intérieur d'une calandre a été retenu également dans la construction des condenseurs et rebouilleurs. L'appareil est constitué par un faisceau de tubes montés dans deux plaques tubulaires et portant un certain nombre de chicanes.

A chaque extrémité de l'appareil, sont fixées les boîtes de distribution qui assurent la circulation du fluide à l'intérieur du faisceau en plusieurs passes. Le faisceau est logé dans une calandre, menu de tubulures d'entrée et de sortie pour le second fluide qui circule à l'extérieur des tubes suivant le chemin imposé par les chicanes.

Tous les éléments entrant dans la construction des échangeurs ont fait l'objet d'une normalisation publiée par la TEMA (tubulaire échangeur manufacture association) qui

spécifier les caractéristiques mécaniques et thermiques correspondant aux divers conditions de fonctionnement.

La capacité maximum (surface d'échange par mètre cube) obtenue avec cette configuration et de l'ordre de $500\text{m}^2/\text{m}^3$.

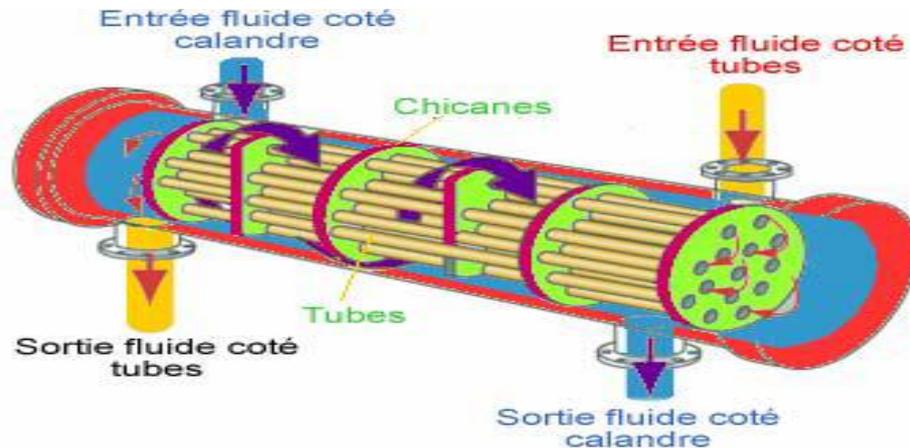


Figure I. 8 : Echangeur à tube et calandre

E.1.Calandre :

C'est l'enveloppe métallique, cylindrique entourant le faisceau tubulaire, l'acier en carbone ; et le matériau le plus couramment utilisé pour la construction des calandres.

Pour un diamètre nominale inférieur à 24'' (0.6096m), la calandre est constitué par un tube acier I.P.S. (Schedule 30 jusqu'à 12'' et 1 cm d'épaisseur entre 12 et 24'') et pour les pressions inférieure a $20\text{kg}/\text{cm}^2$.

Au-delà de 24'' la calandre est réalisée à partir de tôles d'acier roulées et soudées, à chaque extrémité ; les brides qui porteront le couvercle et la boîte de distribution, les tubulures d'entrées et de sorties sont soudées avec plaques de renforcement ou non, selon la pression de service.

Enfin la calandre pourra être équipée d'anneaux pour le levage, et portera la plaque d'identité de l'appareil.

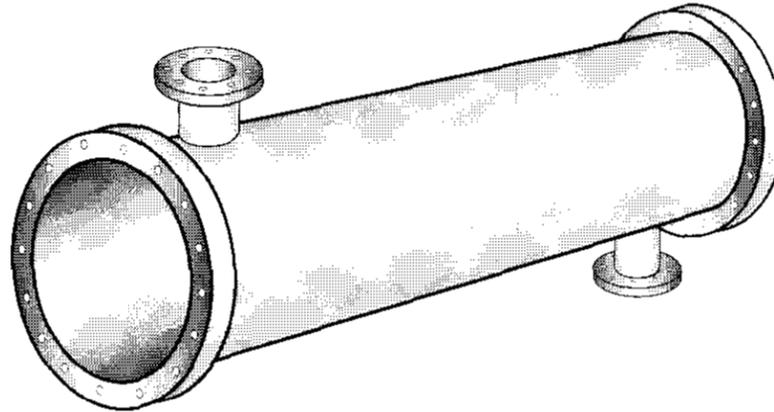


Figure I. 9. La calandre

E.2.Faisceau :

Les tubes constituant le faisceau forment une classe spéciale répondant aux spécifications.

Le diamètre nominal correspond au diamètre extérieur pour lequel les tolérances sont sévères. Les épaisseurs de tubes sont normalisées selon le calibre BWG (Birmingham Wire Gage). On utilise le plus couramment les tubes 12,14 ou 16 BWG ces tubes sont généralement de longueur standard de 2.24-3.05-3.66-4.88 et 6.096 mètres. Les conditions de fonctionnement imposent le choix suivant du matériau :

- acier au carbone pour usage général.
- laiton amirauté pour les appareils travaillant avec de l'eau de mer.
- acier alliées pour les produits corrosifs et les températures élevées.
- aluminium ou cuivre pour les très basses températures.

Le démontage de faisceau de tube et de plus en plus au fur et à mesure que sa longueur s'accroît (problème de rigidité de faisceau), pour tous les échangeurs démontables, il convient de laisser un espace libre suffisant dans l'axe de l'échangeur pour permettre la sortie du faisceau de tubes.

Deux dispositions de tubes sont possibles : le Pas Carré et le Pas Triangulaire, la disposition en pas carré offre une plus grande facilité de nettoyage (toute la surface extérieure de tubes est accessible par un jet d'eau sous pression ou par un instrument de nettoyage) mais elle est encombrante, par contre la disposition en pas triangulaire est plus compacte, donc plus économique.



Figure I. 10.Faisceau tubulaire

Les pas standards les plus courants sont : 0.024, 0.025, 0.030, 0.032, et 0.038 m, le rapport de pas au diamètre extérieure des tubes sera au minimum 1.25 et sera pris supérieur a 1.25 si l'on souhaité limité les pertes de pressions coté fluide dans la calandre ou pour les bouilleurs dégageant une forte quantité de vapeur.

Le pas triangulaire permet de placer environ 10% de tubes de plus que pas carré sur une plaque tubulaire de diamètre donné. Mais en contrepartie, la disposition des tubes rend impossible leur nettoyage extérieur par insertion de grattoirs ou de racloirs a travers le faisceau, pour ces appareils il faut avoir recours au nettoyage chimique et réserver leur emploi pour des fluides propres.

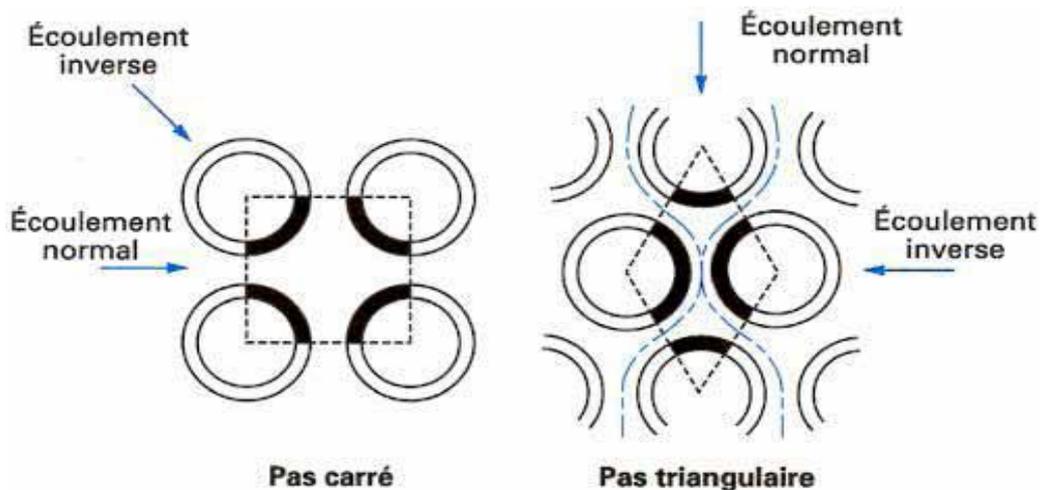


Figure I.11 : Disposition des tubes du faisceau

E.3.Boîte d'échangeur :

C'est l'organe qui distribue ou recueille le fluide aux extrémités de l'échangeur (TETE : boîte de distribution et FOND : boîte arrière).

La disposition des boîtes dépend non seulement de type choisi mais aussi du nombre de passes ; la liaison cloison plaque tubulaire est assurée par un joint

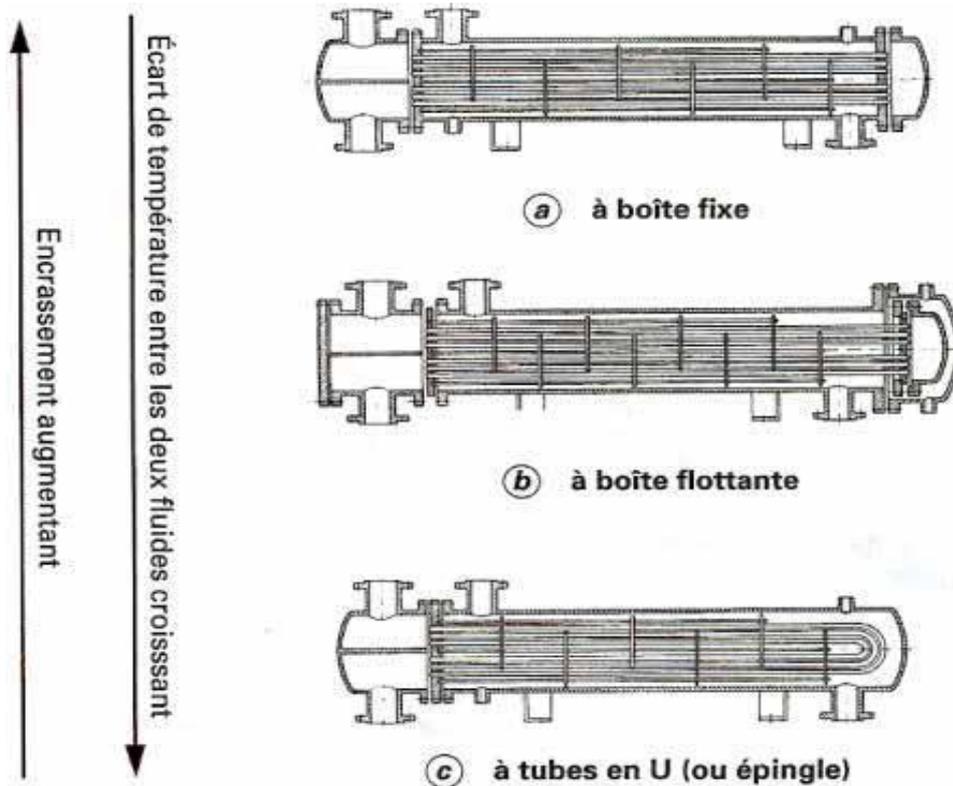


Figure I.12 : Échangeur à tubes et calandre : principales technologies à boîte fixe, boîte flottante et à tubes en U

E.4.Chicanes :

Elles ont pour rôle d'augmenter la vitesse de fluide dans la calandre et assurer la rigidité du faisceau. Les chicanes supportent les tubes et maintiennent l'écartement entre ceux-ci, diminuant les vibrations dus aux impacts de fluide.

Ils existent deux types de chicanes :

- **Chicanes transversales :**

Sont généralement spécifié a moins de pertes de charges excessives du coté calandre même avec un écartement maximum des chicanes

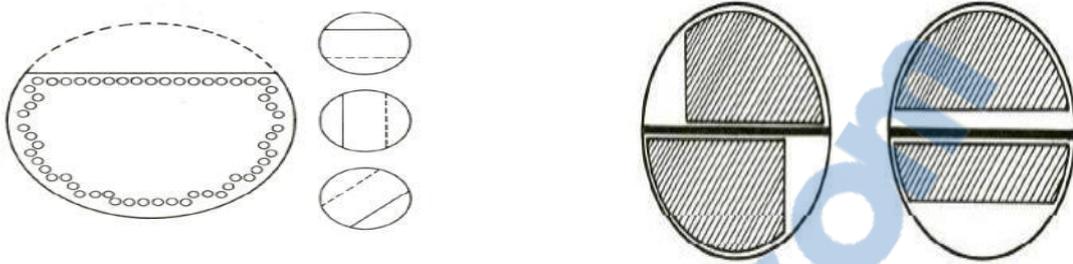


Figure I.13 : Chicanes transversales et longitudinales

- **Chicanes doublés :**

Elles sont préconisées en raison de leur perte de charge plus faible, elles ont pour but :

- Augmenter la vitesse de fluide.
- Augmenter la rigidité du faisceau pour éviter les vibrations. L'espace entre chicane est compris entre $D_c/5$ et D_c

E.5.plaques tubulaires :

Ce sont des plaques supportant les tubes a leur extrémités. Ce sont des parties délicates de l'échangeur, les interstices entre tubes et plaques tubulaires ; sont les lieux privilégiés de corrosion vu la stagnation du fluide en ces lieux.



Figure I.14 : Plaque tubulaire

- **Fixation des tubes sur la plaque tubulaire :**

Les tubes sont fixés à chacune de leurs extrémités par mandrinage dans deux plaques tubulaires. La performance des trous dans ces plaques est normaliser, elle s'effectue selon une disposition soit au pas carré, soit au pas triangulaire, l'orientation de faisceau par rapport a la direction générale du fluide circulant dans la calandre, on obtient les quatre dispositions de la précédente.

E.6.Tirants et entretoises :

Ce sont des dispositifs ou équivalents assurant la liaison du système de chicanes, qui ont pour objet de maintenir des chicanes et les plaques supports solidement en place, les tirants et entretoises doivent être de même matériau que la calandre.



Figure I.15 : Tirants et entretoises

E.7.défecteurs d'entrée :

Il sert à protéger, dans certains cas, le faisceau contre l'impact du fluide entrant, il est nécessaire pour :

- les vapeurs saturées.
- les mélanges diphasiques.

E.8.Classification des échangeurs tubes-calandres :

Le TEMA nous démontre les trois classes d'échangeurs tubulaires utilisés dans l'industrie pétrolière, et qui sont comme suite :

E.8.1. Echangeur a plaque tubulaires fixes :

Les plaques tubulaires peuvent être directement soudées sur la calandre, de construction peuvent onéreuse, ces appareils permettent de logé le maximum de tube a l'intérieur de la calandre, mais ils ne peuvent pas être utilisés que c'est la différence des températures de deux fluides chaud et froid est suffisamment faible pour que la dilatation ou la contraction du faisceau sont acceptables, en autre, le nettoyage de l'extérieur des tubes ne peut s'affecter que par voie chimique , leur emplois reste donc limité

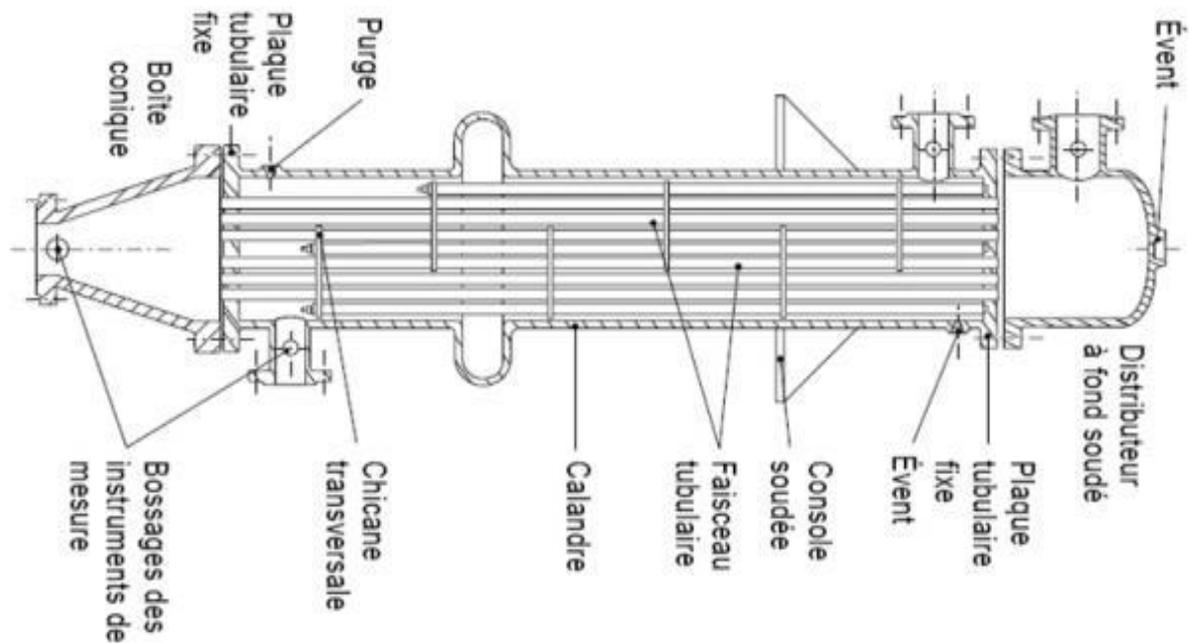


Figure I.16 : .Echangeur a plaque tubulaires fixes

E.8.2. Echangeurs avec tubes en U :

L'utilisation des tubes coudés, en forme d'épingles à cheveux, supprime une plaque tubulaire, tout en conservant les propriétés d'expansion de la tête flottante, l'économie réalisée sur le coût d'une plaque tubulaire est compensée par l'impossibilité de nettoyage mécanique de l'intérieur, et a un nombre de tubes plus faible que les autres par suite de diamètre minimale de cintrage des tubes obligeants le constructeur a laisser un espace libre au centre du faisceau, ce faisceaux en U sont utilisés surtout dans les rebouilleurs à vapeur (figure I.25).

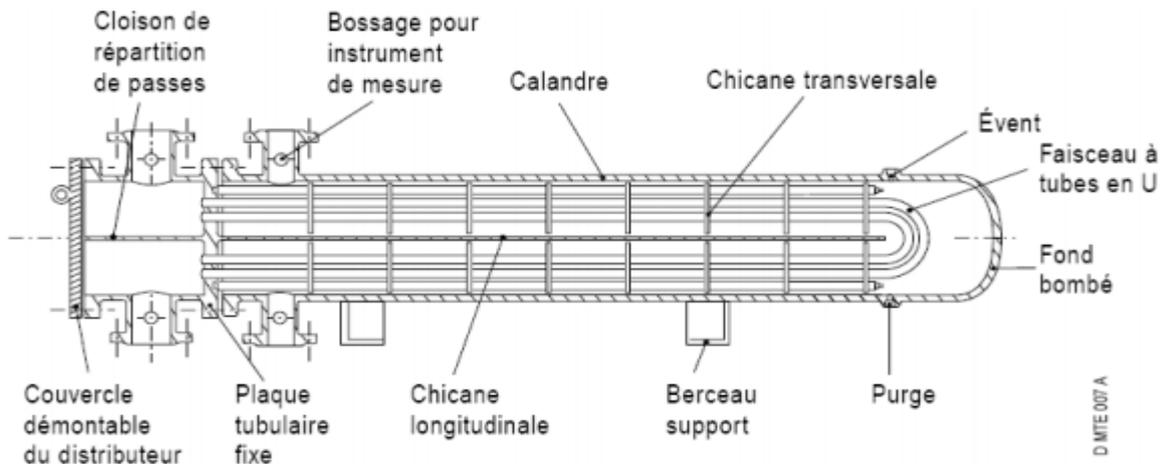


Figure I.17 : Echangeur avec tube en U

E.8.3. Echangeurs à tête flottantes :

L'une des plaques tubulaire est fixe, bloquée entre les brides de la calandre et de la boîte de distribution. La seconde plaque d'un diamètre inférieure au diamètre intérieur de la calandre; ces appareils qui permettent l'expansion thermique de faisceau ainsi que son nettoyage mécanique, constituent la presque totalité des échangeurs utilisés en industrie pétrochimique

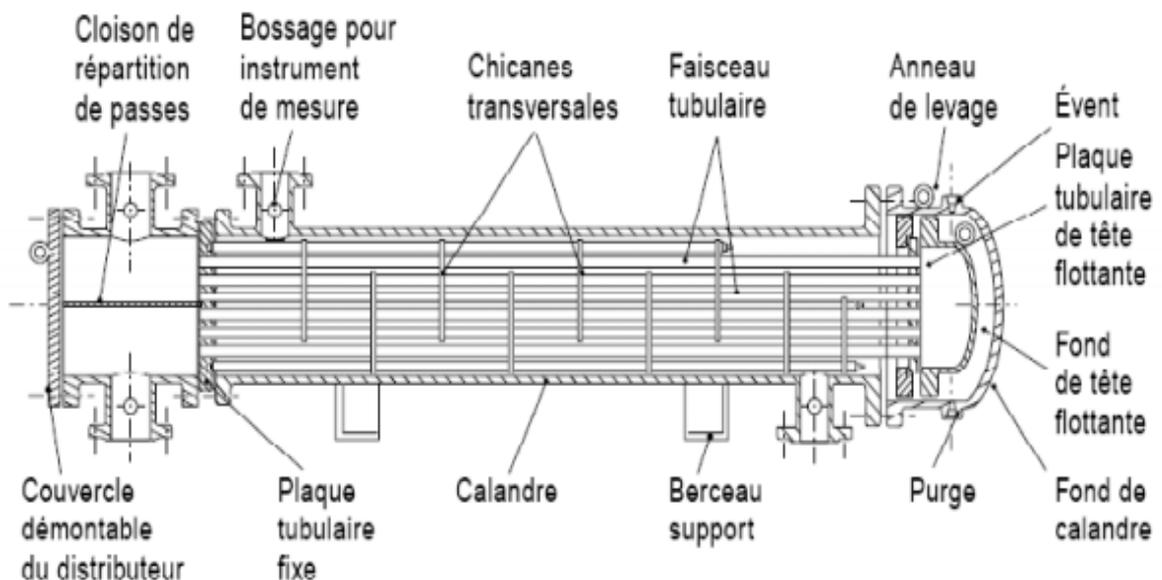


Figure I.18 : Echangeurs à tête flottantes

E.9. Echangeurs a plaques :

Ils sont les plus fréquemment utilisés. Les échangeurs a plaque sont constitués par un assemblage de plaques canulées indépendantes. Les plaques sont encastrées et serrées dans un bâti chaque paire de plaques adjacentes forme un canal et les fluides (produits et fluides caloporteur) circulent alternativement dans les canaux. Des profils spéciaux sont utilisés pour augmenter la turbulence, et le coefficient de convection. Les plaques sont équipées des joints permettant d'éviter tout mélange de fluide on distingue suivant la géométrie de canal utilisé les échangeurs a surface primaire et les échangeurs a surface secondaire [3].

a. Echangeurs à surface primaire :

Les échangeurs à surface primaire sont constitués de plaques corrigées, nervurées ou picotées. Le dessin du profil de plaques peut être assez varié mais il a toujours un double rôle d'intensification du transfert de chaleur et de tenue à la pression par multiplication des points de contact [3].

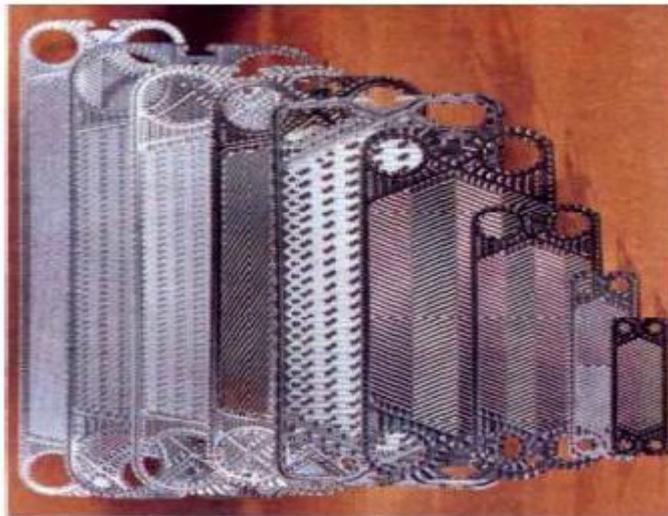


Figure I.19 : Echangeur a surface primaire

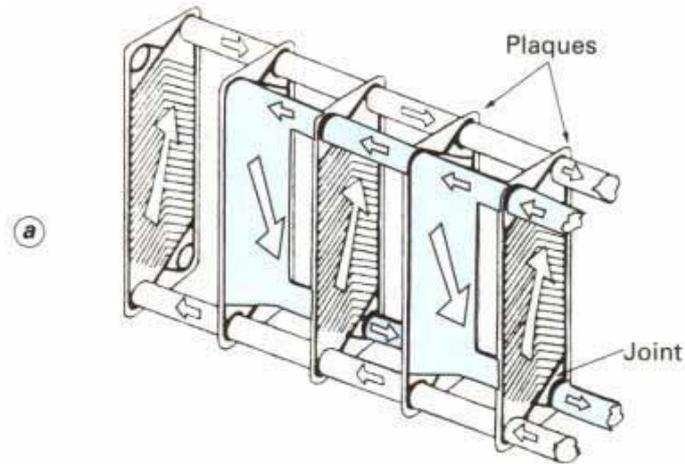
- **Echangeurs à plaques et joint :**

L'appellation « échangeur a plaques et joints » est plus précise et permet d'éviter la confusion avec les échangeurs à plaque soudée ou à plaque brassée qui seront décrits par la suite.

Dans un échangeur à plaque et joints la surface d'échangeur est composée de série de plaques métalliques, équipés de joints, serrés les unes contre les autres a l'aide des tirons entre deux flasques, l'un fixe et l'autre mobile.

Les plaques définissent un ensemble de canaux dans lesquelles circulent respectivement chacune des fluides.

Les échangeurs à plaques et joints sont surtout utilisés pour le transfert de chaleur monophasique, mais de plus en plus l'application existe en double phase condensation ou évaporation.



Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

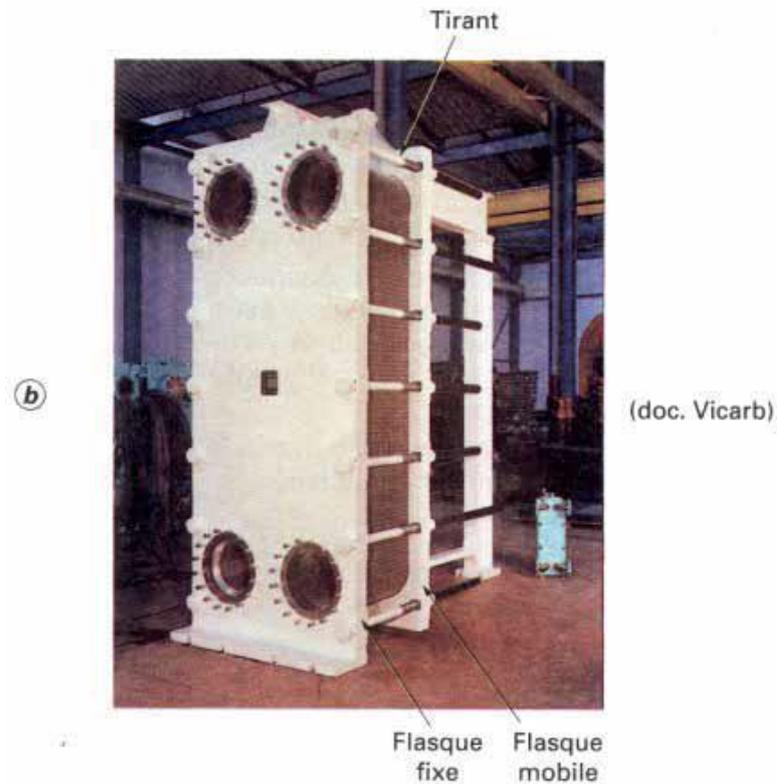


Figure I.20 : Echangeurs à plaques et joint

- Echangeurs à plaques soudées ou brassées :

Ces échangeurs sont en générale fabriqués à l'aide des matériaux plus noble tel que l'acier inoxydable, le titan, le nickel,..... On distingue :

-Echangeur lamellaire :

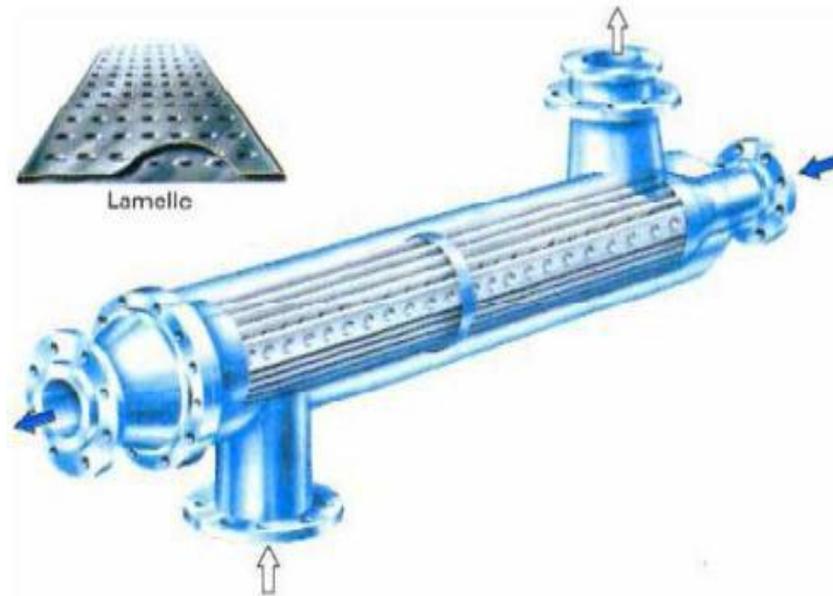


Figure I.21 : Echangeurs à plaques soudées ou brassées

-Echangeur à spirale :

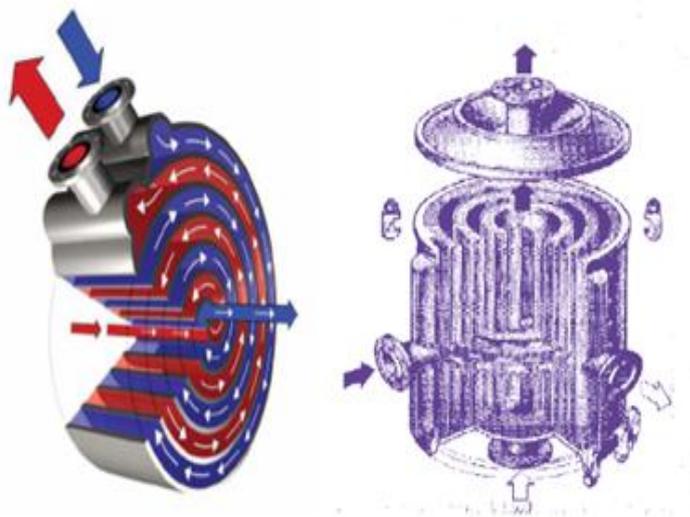


Figure I.22 : Echangeur à spirale :

-Echangeur brasée :

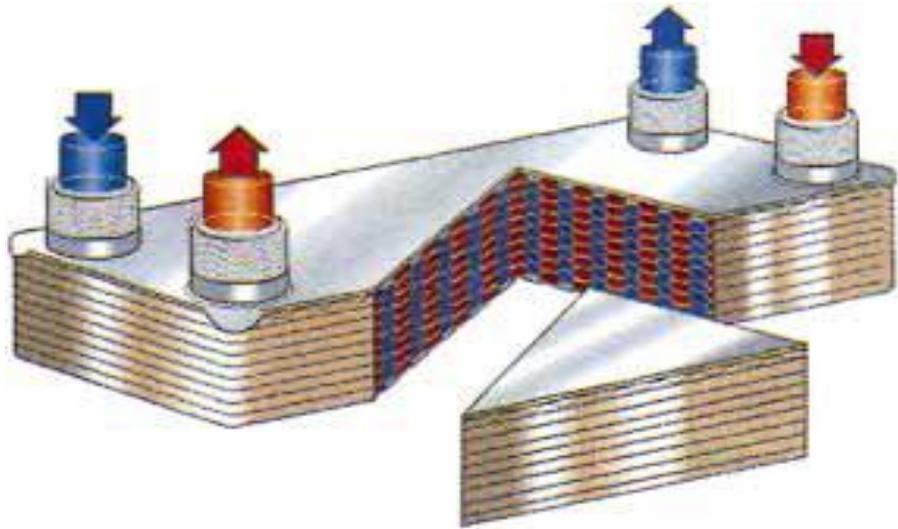


Figure I.23 : Echangeur brasé

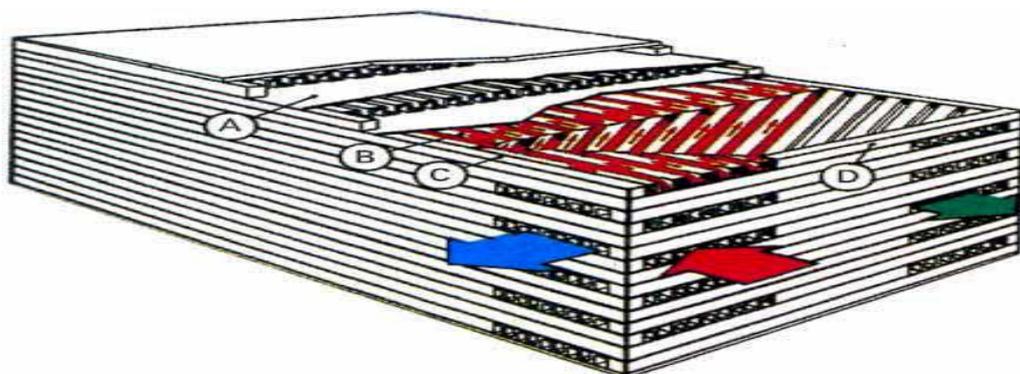
b. Echangeurs à surface secondaire :

- Echangeurs à plaques serties :

Ces échangeurs sont constitués de tôles planes parallèles entre lesquelles sont disposées des ailettes ; ils sont en général fabriqués en tôlerie légère (acier galvanisé, acier inoxydable, aluminium, etc.). Les fluides empruntent un canal sur deux et la circulation est soit à contre-courant, soit à courant croisés. Les ailettes sont de type très variés. Ces échangeurs sont en général utilisés en récupération sur l'air.

- Echangeur a plaques brasées :

Ces échangeurs sont en aluminium brasé. Les fluides circulent dans des passages définis par de tôles planes consécutives et fermés latéralement par des barres.



A tôle de séparation
B surface d'échange

C barre latérale
D barre d'extrémité

Figure I.24 : Echangeur a plaques brasées

I.4.Problèmes de fonctionnement des échangeurs de chaleur :

Les principaux problèmes de fonctionnement rencontrés par les utilisateurs d'échangeur de chaleur ont trait aux phénomènes d'encrassement, de corrosion, de vibration et de tenue mécanique [4].

I.4.1Encrassement :**a. Définition :**

L'encrassement peut être défini comme l'accumulation des éléments solide indésirables sur l'interface, affecte une grande variété d'opérations industrielles. Ce dépôt qui évolue dans le temps, peut être constitué de cristaux, de sédiments, de résidus biologiques, des produits d'une réaction chimique ou bien encore être la combinaison de plusieurs de ces éléments. Après un certain temps de fonctionnement, les anomalies les plus courantes sont en générale due a l'encrassement et a la corrosion qui provoquent la diminution du coefficient d'échange thermique, et peuvent aller jusqu'au bouchage, et la perforation des échangeurs. L'encrassement et la corrosion restent les phénomènes les moins compris de l'industrie ; ils se traduisent par :

- Un surdimensionnement des appareils dans les bureaux d'études ;
- Une dépense d'énergie supplémentaire ;
- Le remplacement des appareils corrodés ;
- Des couts d'arrêt des installations pou démontage et nettoyage



Figure I.25. Encrassement de l'échangeur de chaleur

b. Les causes d'encrassement :

Les causes d'encrassement sont diverses selon les origines, on peut distinguer essentiellement :

-Encrassement due aux matières de suspension sous forme insolubles, sableuses ou argileuses apporté par l'eau avant l'introduction dans le circuit .Elles peut être déposé par tout ou la vitesse de circulation est réduite.

-Encrassement due aux organismes : surtout dans le circuit de refroidissement à recyclage, les conditions (aération, lumière, température,...) sont très favorables au développement des organismes vivants (algues, champignons,...).

- Encrassement due à la précipitation des sels minéraux, déposés sur les parois des échangeurs.

c. Différents types d'encrassement :

Il est possible de classer l'encrassement selon le mécanisme qui contrôle la vitesse de dépôt, selon les conditions d'utilisation de l'échangeur ou selon le mécanisme dominant de l'encrassement est conduit à distinguer les six types différents peuvent alors être définis

- **Encrassement particulaire** : Le dépôt inévitable d'une partie de ces particules sur la surface d'échange puis leur accumulation crée l'encrassement particulaire, généralement les fluides industriels qui transport des particules sont : -l'eau des chaudières contenant des produits de corrosion, celle des tours de refroidissement, des particules transportées par l'air et des produit de corrosion. -Les écoulements gazeux pouvant être fortement chargés de particules de poussières ; -les fumées industrielles de résidus solides de combustion.

- **Corrosion** : L'encrassement par corrosion est le résultat d'une réaction chimique ou électrochimique entre la surface de transfert de chaleur et le fluide en écoulement. Les produits de la réaction qui se forment et restent sur la surface d'échange créent l'encrassement.

- **Entartrage** : L'entartrage d'une surface d'échange est généralement associé à la production d'un solide cristallin a partir d'une solution liquide. Il dépend donc de la composition de l'eau industrielle. L'entartage peut se produire dans les échangeurs refroidis à l'eau, dans les unités de dessalement d'eau de mer ou saumure, dans les chaudières.



Figure I.26. Dépôt la tartre formée sur les faisceaux tubulaires de l'échangeur

- **Encrassement biologique** : L'encrassement biologique est dû au développement de micro-organismes qui créent un film au contact de la surface d'échange ; il peut même, à l'échelle macroscopique, être caractérisé par le développement de coquillages, la tendance à l'encrassement biologique est naturelle puisque les bactéries sont présentes dans l'eau.
- **Encrassement par réaction chimique** : On rencontre ce type d'encrassement quand une réaction chimique se produit près d'une surface d'échange et que les solides produits par la réaction s'y déposent. Cette réaction est souvent une polymérisation ; il en résulte la formation d'un dépôt. Les domaines concernés sont essentiellement l'industrie pétrochimique, les circuits de chauffage utilisant des fluides organiques.
- **Encrassement par solidification** : Il s'agit de la solidification d'un liquide pur au contact d'une surface d'échange sous-refroidie (formation d'une couche de glace à l'intérieur des conduites forcées ou de givre) ou du dépôt d'un constituant à haut point de fusion d'un liquide au contact d'une surface de transfert de chaleur froide

d. Méthodes de nettoyage des échangeurs pendant les phases d'arrêt :

Il est indispensable de procéder à un nettoyage complet de l'appareil. Cette opération s'effectue pendant les phases d'arrêt de l'installation et deux méthodes peuvent être utilisées (soit ensemble soit séparément) :

- Nettoyage mécanique
- Nettoyage chimique.
- Nettoyage mécanique :

En effectue le nettoyage mécanique pendant les phases d'arrêt sur l'échangeur en place lorsque l'espace disponible le permet ou sur une aire de nettoyage. Plusieurs techniques peuvent être mises en œuvre



Figure I.27 : Nettoyage mécanique

Nettoyage chimique :

On peut citer plusieurs avantages existant dans ce mode de nettoyage : -C'est une opération relativement rapide et efficace. - Les surfaces d'échange ne subissent pas de dégâts mécaniques importants.

-Les solutions chimiques pénètrent jusqu'aux zones inaccessibles de l'échangeur et le traitement de toutes la surface d'échange est réalisé.

- C'est une opération qui nécessite moins de main-d'œuvre que le nettoyage mécanique



Figure I.28 : Nettoyage chimique

I.4.2. Corrosion :

A. définition :

La corrosion est la dégradation des matériaux sous l'action du milieu ambiant. Initialement, le terme corrosion a été utilisé pour le processus de dégradation des matériaux métalliques par un milieu agressif. Il a été entendu ultérieurement à la dégradation par un milieu agressif des matériaux non métallique. Souvent, dans la littérature spécialisée, la notion de corrosion est évoquée par le terme résistance chimique ou physico-chimique [4].



Figure I.29 : la corrosion

B. Différents types de corrosion :

Plusieurs cas types de corrosion peuvent être distingués suivant l'aspect (la morphologie) des dégradations.

- **Corrosion généralisée** : La corrosion se produit avec la même vitesse sur toute la surface du métal en contact avec le milieu agressif. On a l'habitude d'adopter une surépaisseur de corrosion qui tient compte de la durée de vie que l'on désire pour l'appareil en fonction de la vitesse de corrosion.

- **Corrosion localisée** : La corrosion se produit avec des vitesses différentes à divers endroits de la surface du métal ; elle peut présenter les formes suivantes :

- **Corrosion par piqûres**, localisée dans certains endroits ponctuel ; sur le reste de la surface, le métal n'est pas corrodé ;

- **Corrosion inter cristalline**, se manifestant uniquement aux joints des grains du métal ; - Corrosion sous tension, se produisant dans une zone sollicitée par une contrainte mécanique. Ce type de corrosion provoque des fissures perpendiculaires à la direction de contrainte ;

- **Fatigue-corrosion** ; la fatigue en milieu corrosif conduit à la fissuration et à la rupture pour un nombre de cycles et une contrainte bien inférieurs au cas de fatigue en milieu non corrosif

C. Protection contre la corrosion :

La protection contre la corrosion doit répondre à des sollicitations complexes et variées du point de vue matériaux, mécanismes, milieux agressifs, facteurs mécaniques et physicochimique, etc. il existe une multitude de moyens de lutte contre la corrosion : la très grande majorité d'entre eux font appel à un des deux modes d'action suivant :

- action sur le matériau ;

- action sur le milieu agressif.

Dans le premier groupe sont compris :

- L'utilisation des métaux et alliages ou des matériaux non métalliques résistant à la corrosion ;

- Les traitements de surface améliorant le comportement globale de la pièce. Dans le deuxième groupe sont comprises toutes les actions susceptibles de diminuer l'agressivité du milieu ambiant et notamment l'utilisation d'inhibiteurs de corrosion.

Un groupe à part dans la protection contre la corrosion est constituée par les méthodes électrochimiques, à savoir la protection cathodique et la protection anodique.

Etant donnée la multitude de cas qui peuvent se présenter, tant en ce qui concerne le milieu agressif que les matériaux existants, ainsi que les autres sollicitations auxquelles ils sont soumis, un choix optimal de la solution de la protection est difficile à faire. Dans la littérature spécialisée, il existe des tables de corrosion qui indiquent, pour divers cas, le ou les matériaux susceptibles de résister ; certaines d'entre elles sont maintenant informatisées. Mais il est hasardeux de faire un choix uniquement à partir de ces tables puisque, dans le processus de corrosion, intervient une multitude de facteurs particuliers qui sont propres à chaque cas. Parmi ces facteurs, on peut citer sans être exhaustifs : -Les contraintes mécaniques variables (fatigue) ou continues ; -La présence de zones stagnantes ; -Le contacte avec d'autre

I.4.3.Vibrations

Les vibrations constituent un paramètre essentiel à prendre en compte dans la conception d'un échangeur, au même titre que les transferts de chaleur ou les pertes de charge. Outre les aspects classiques (chocs, spectre de vibrations) issus du milieu extérieur, les échangeurs induisent leurs propres vibrations sous l'effet du fluide qui les parcourt. Suivant la vitesse d'écoulement du fluide côté calandre, les tubes qui vibrent à leurs fréquences propres peuvent se déplacer suffisamment pour entrer en collision. Il s'ensuit un phénomène de fatigue pouvant aller jusqu'à la fuite ou la rupture. Matériau métalliques ou non métalliques ; -Les températures locales importantes qui peuvent augmenter localement la concentration de produit agressif.

Conclusion :

Afin de choisir un échangeur de chaleur pour une application donnée, il faut vérifier plusieurs paramètres : les propriétés physiques des fluides utilisés, leur agressivité, les températures ainsi que les pressions de service. Les contraintes d'encombrement et de maintenance doivent aussi être prises en compte, ainsi que les considérations économiques.

CHAPITRE II

CHAPITRE II

Introduction :

L'un des échangeurs de chaleur les plus simples et applicables est l'échangeur de chaleur à double tubes (EHDT) (Fig. II.1). Dans les échangeurs de chaleur à double tubes, les fluides chauds et froids s'écoulent principalement dans des tubes concentriques dans différentes configurations qui sont parallèles et à contre-courant. Dans le premier cas, les deux fluides circulent dans la même direction. Alors que ce dernier cas attribue à ceux où les fluides s'écoulent dans une direction opposée (Fig. II.2).

Ce genre d'échangeur de chaleur est largement utilisé dans les industries chimiques, alimentaires, pétrolières et gazières. Ayant un diamètre relativement petit, ils sont également d'une grande importance où une large plage de température ce qui rend également ce type d'échangeur de chaleur bien étudié et constitue un facteur important à l'échelle pratique.

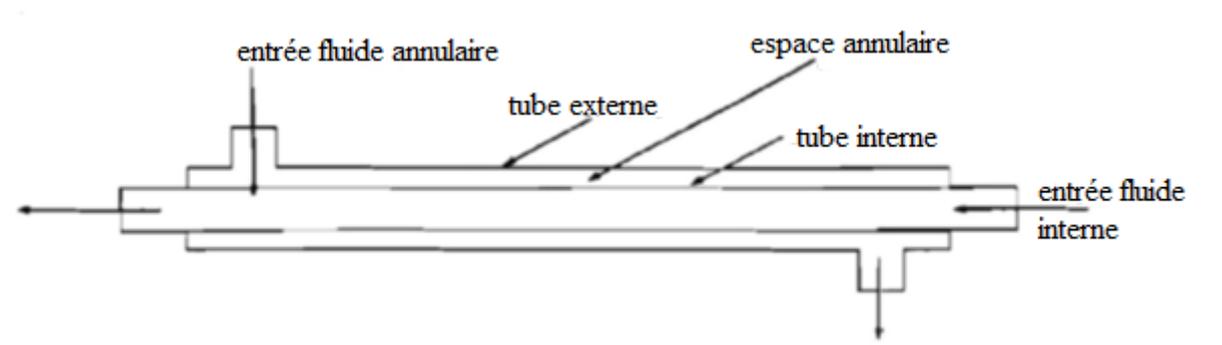


Fig. II.1. Schéma d'un échangeur de chaleur à double tuyau [1].

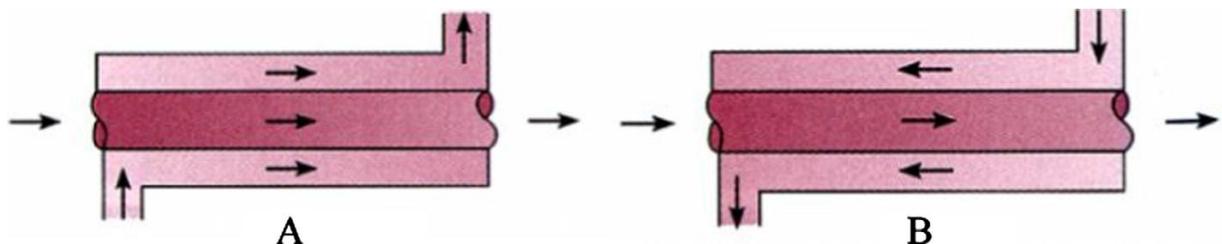


Fig. II.2. Différentes configurations des écoulements [2]. (A) parallèle. (B) Contre-courant.

Beaucoup de petites industries ont également utilisé les EHDT en raison de leur faible coût de conception et de maintenance. Cependant, ces échangeurs de chaleur sont conçus pour obtenir un transfert de chaleur maximal, une faible perte de charge, une efficacité élevée, un volume et un poids minimaux, ainsi qu'un faible coût. Plusieurs techniques ont été utilisées à ces fins [5].

Un retraçage de l'histoire des publications concernant les échangeurs de chaleur à double tubes remonte à ses débuts à la fin des années 1950 [6,7]. Les études soutiennent généralement que ce type de chaleur d'échangeur se dirige vers un progrès considérable. À travers ces dernières années, une pléthore de recherches ont été menées qui se classent dans diverses catégories. Dans certains cas, seuls les caractéristiques des fluides de travail et leurs modifications ont été étudiées [8–20], certaines méthodes actives étudiées [18,19], méthodes passives [5,23–58], méthodes composées [57], changement de géométrie [59–68] et d'autre méthodes d'amélioration de la chaleur [42–58]. Ayant été développé sans cesse, chaque méthode a fait l'objet d'une série d'investigations approfondies.

- Méthodes d'amélioration du transfert de chaleur dans les EC

En général, les méthodes d'amélioration du transfert de chaleur sont classées dans trois catégories principales.

1. Méthode active

Cette méthode aborde la question de l'utilisation d'une force externe pour augmentation du taux de transfert de chaleur. Des exemples typiques peuvent être mentionnés comme pistons plongeurs alternatifs, mettant en œuvre un champ magnétique pour l'écoulement perturbation, en utilisant des vibrations de surface ou en appliquant également des champs électromagnétiques.

2. Méthode passive

Dans cette méthode, aucune force externe n'est utilisée pour renforcer le transfert de chaleur. Modifications superficielles ou géométriques et les diverses inserts jouent un rôle central en pratique. On peut citer quelques différents types de méthodes passives dans les EHDT:

- Utilisation de bandes torsadées [23–25],
- Utilisation surfaces étendues [5,26–35,37],
- Utilisation bobines de fil [38–41]
- Utilisation d'autres types de turbulateurs .

3. Méthode composée (mixte)

Cette méthode d'amélioration du transfert de chaleur est une combinaison de méthodes actives et passives. L'utilisation simultanée de vibrations fluides et les bobines de fil peuvent être un bon exemple de cette méthode dans laquelle de nombreuses études ont été menées dans des échangeurs de chaleur [69].

Dans les parties suivantes, des investigations concernant les techniques passives comme méthodes d'amélioration de transferts de chaleur seront discutées à fond.

4. Nanofluide dans les échangeurs de chaleur à double tubes (EHDT)

Au cours de ces dernières années, l'ajout de particules solides dans un fluide caloporteur a été l'une des techniques considérables pour augmenter le taux de transfert de chaleur dans les échangeurs de chaleur. Bien qu'ils aient attiré beaucoup des attentions, ils causent des problèmes tels que la chute de pression élevée, abrasion, encrassement et sédimentation. Mais l'utilisation de nanofluides provoque une augmentation relativement plus importante du transfert de chaleur par rapport aux particules solides. Afin de résoudre les problèmes susmentionnés, les nanofluides sont utilisés avec des particules solides de très petites tailles et à faible concentrations. En conséquence, de nombreuses études ont été effectuées concernant les nanofluides dans les échangeurs de chaleur [70–75].

En ce qui concerne les nanofluides dans les EHDT, plusieurs études ont été réalisées. Au cours des dernières années, citons les travaux suivants : [57,76,77-90]. Dans beaucoup de ces études, les auteurs ont essayé d'utiliser des nanofluides avec d'autres sources de chaleur et d'autres méthodes d'amélioration qui sont principalement des méthodes passives.

L'amélioration des échanges thermiques dépend de la technique utilisée. Parmi les techniques **passives** qui ne demandent pas d'apport d'énergie auxiliaire, les surfaces rugueuses et les turbulateurs présentent une bonne amélioration en convection forcée et en ébullition. Les surfaces étendues, bien que performantes pour les gaz et surtout en condensation, n'apportent qu'un gain de 30% en convection forcée du liquide.

Les structures poreuses sont très efficaces en ébullition. Parmi les techniques **actives**, le champ électrique induit une grande amélioration pour la convection forcée du liquide (200%-2000%) et pour l'ébullition (400%-800%), mais reste difficile à la mise en œuvre. **Bergles et Webb** [91]. Tableau 1.1 [91])

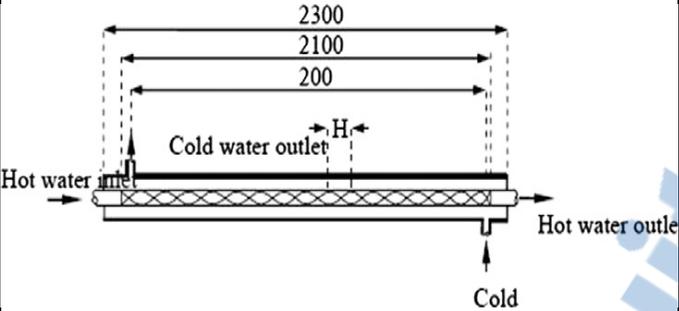
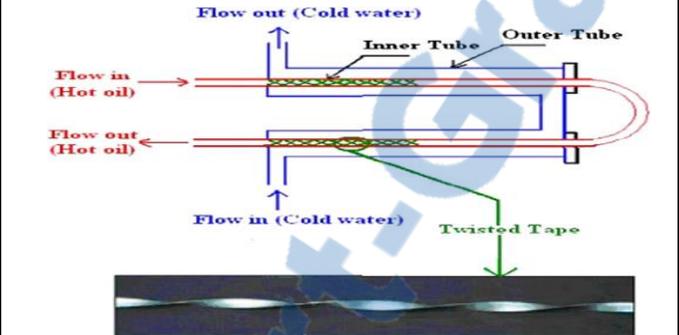
Techniques	Convection forcée (gaz)	Convection forcée (liquide)	Ebullition	Condensation
<i>Passives</i>				
Surfaces traitées	-	-	Pas de données	1000
Surfaces rugueuses	10-100	75-200	250	250-400
Surfaces étendues	50-300	30	150	120-900
Turbulateurs	50-100	Pas de données	300	
Promoteurs de turbulence	60	100-400 ; 100(2)	200-300	30-250
Effet de la tension de la surface	-	200-250 (3)	200	100
Structures poreuses	>1000,300-800	-	200-1000	100
Additifs	(2)	50	-	500-600 (1)
Tubes en serpentín	-	50-100	-	-
Surface catalytique	1000	-	-	-
Rainures	75-400	100	Pas de données	Pas de données

Tableau II.1 : Améliorations dues aux techniques d'intensification des échanges thermiques [3]

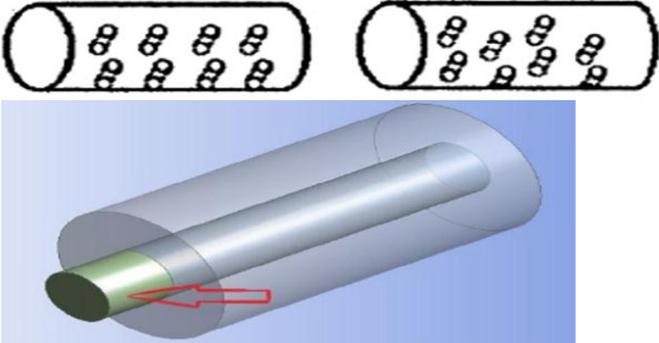
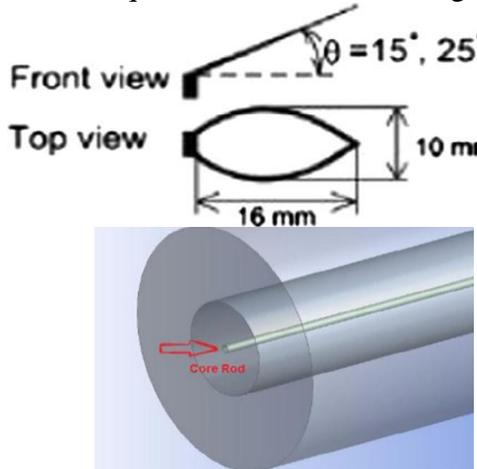
(1) Promoteurs chimiques ; (2) : lit fluidisé ; (3) : film liquide tombant ;

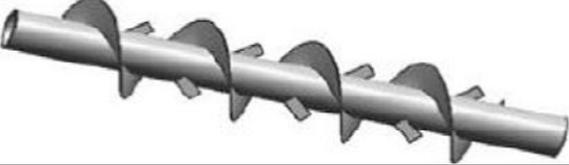
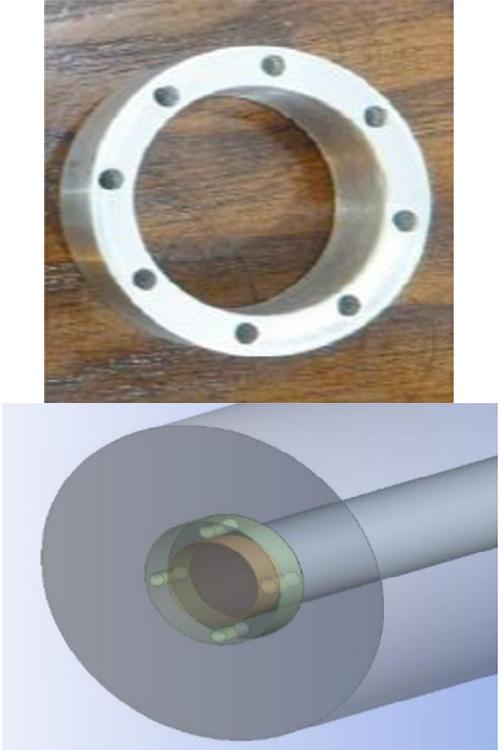
- : non utilisé ; (-) : application peu utile.

Toutes les valeurs sont en % d'augmentation du coefficient d'échange.

Auteurs	Configuration	Fluides de travail	Résultats
<p>Naphon [23]</p>	<p>Ruban tordu typique (TT)</p> 	<p>Tube intérieur: eau chaude Tube extérieur: eau froide</p>	<p>Le taux de transfert de chaleur à des taux de torsion inférieurs est supérieur à celui des taux supérieurs sur la plage du nombre de Reynolds. Tube extérieur: eau froide.</p> <p>Corrélations: Numéro Nusselt:</p> $Nu = \frac{h_i D_i}{k} = 0.648 Re^{0.36} \left[1 + \frac{D}{H} \right]^{2.475} Pr^{1/3}$ <p>$7000 \leq Re \leq 23000, Pr > 3, 3.1 \leq H/D \leq 5.5$</p> <p>Coefficient de friction</p> $f = 3.517 Re^{-0.414} \left[1 + \frac{D}{H} \right]^{1.045}$ <p>$7000 \leq Re \leq 23000, Pr > 3, 3.1 \leq H/D \leq 5.5$</p> <p>La température de l'eau chaude à l'entrée affecte fortement le taux de transfert de chaleur.</p>
<p>Yadav [24]</p>	 <p>Bandes torsadées demi-longueur</p>	<p>Tube intérieur: huile chaude Tube extérieur: eau froide</p>	<p>On a observé une augmentation de 40% du coefficient de pression avec des inserts en ruban torsadés demi-longueur par rapport à un échangeur de chaleur ordinaire à débit égal, le transfert de chaleur d'un ruban torsadé d'une demi-longueur est maximal, suivi d'un tube lisse.</p> <p>Sur la base des pertes de pression unitaires, les performances de transfert thermique du tube lisse sont maximales, suivies d'un ruban torsadé d'une demi-longueur</p>
<p>Akpinar [38]</p>	<p>Fils hélicoïdaux</p>	<p>Tube intérieur : air chaud Tube extérieur: eau froide</p>	<p>Augmentation jusqu'à 2,64 fois le nombre de Nusselt a été observé par rapport au tuyau vide. Une augmentation de 2,74 fois du facteur de friction par rapport au tube lisse a été observée dans les expériences. Les fils hélicoïdaux retardent le développement des</p>

		<p>$6500 \leq Re \leq 13000$</p>	<p>limites couches dans le tuyau, et la vitesse et la température les profils s'approchent de ceux en plug plug .Les corrélations sont présentées en détail</p>
<p>Naphon [39]</p>	<p>Insertion de fil de bobine</p>	<p>Tube intérieur : eau chaude Tube extérieur : eau froide</p>	<p>L'insert fil-bobine est plus important en écoulement laminaire Effet de l'insert de fil de bobine sur l'amélioration de la chaleur, le transfert tend à diminuer à mesure que le nombre de Reynolds augmente Corrélations: Nombre de Nusselt:</p> $Nu = \frac{h_i D_i}{k} = 0.156 Re^{0.512} Pr^{1/3} \left(\frac{H}{d_i}\right)^{0.253}$ <p>$5000 \leq Re \leq 25000, Pr > 3, 0.39 \leq H/d_i \leq 0.65$</p> <p>Coefficient de friction</p> $f = 322.92 (\ln Re)^{-1.849} \left(\frac{H}{d_i}\right)^{0.061}$ <p>$5000 \leq Re \leq 25000, Pr > 3, 0.39 \leq H/d_i \leq 0.65$</p>
<p>Zohir [41]</p>	<p>Insertion de fil de bobine (adjacent à la surface extérieure du tube intérieur)</p>	<p>eau chaude Tube extérieur : eau froide</p>	<p>L'influence des tabulateurs est de créer une séparation et régions de recollage autour d'eux Corrélations: Flux parallèle</p> $Nu = 0.00224 Re^{0.667} Pr^{0.353}$ $\varepsilon = 0.20487 Re^{0.1982} Pr^{0.0912}$ <p>Flux Contre-courant</p> $Nu = 0.001 Re^{0.7592} Pr^{0.3904}$ $\varepsilon = 0.11964 Re^{0.26885} Pr^{0.081247}$

<p>Yildiz et al. [42]</p>	<p>Hélices à angle extérieur de 45 degrés utilisées dans la chambre à air d'un EHDT</p>	<p>Tube intérieur : air chaud Tube extérieur : eau froide $2500 \leq Re \leq 15; 000$</p>	<p>Les taux de transfert de chaleur étaient environ 250% meilleurs que ceux obtenus avec le système sans hélices. L'augmentation de la perte de charge a changé entre 500 et 1000% par rapport à celle du tube vide. L'effet des hélices sur le transfert de chaleur est moindre pour les faibles nombres de Reynolds</p>
<p>Akpinar et al. [43]</p>	<p>Éléments tourbillonnaires utilisés dans la section d'entrée du tuyau intérieur de un EHDT</p> 	<p>Tube intérieur : air chaud Tube extérieur : eau froide $8500 \leq Re \leq 17; 500$</p>	<p>Les taux de transfert de chaleur ont augmenté avec les diamètres décroissants et aussi nombre croissant de trous. Le taux de transfert de chaleur le plus élevé était de 130% par rapport au tube lisse. Cette augmentation s'appliquait à un élément tourbillonnaire comportant 5 trous de 3 mm de diamètre pour la configuration en zigzag. Le rôle le plus important dans la perte de pression est joué par les éléments tourbillonnaires dus à la traînée de forme, à la contraction soudaine et aux pertes d'agrandissement dans la section d'entrée du tube. Les corrélations sont présentées en détail à partir de nombres sans dimension.</p>
<p>Eiamsa-ard et al. [44]</p>	<p>Bandes à persiennes avec dispositions en avant et en arrière qui sont montés sur une tige centrale</p> 	<p>Tube intérieur : eau chaude Tube extérieur : eau froide $6000 \leq Re \leq 42; 000$</p>	<p>L'utilisation de la bande à persiennes avec arrière arrangement conduit à un meilleur ratio global d'amélioration que celui avec un arrangement à terme autour de 9 à 24% Le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation de angle incliné. Cela peut s'expliquer par une forte intensité de turbulence générée par des bandes à lames, entraînant un mélange rapide du flux, en particulier à angles inclinés. La valeur maximale du taux d'amélioration global était de 2,65 dans le cas de l'angle d'inclinaison le plus élevé ($\theta = 30^\circ$) de la disposition arrière des bandes à lames</p>

<p>Zhang et al. [45]</p>	<p>Utilisation simultanée des ailettes hélicoïdales et des générateurs de vortex sur la surface extérieure du tube intérieur d'un EHDT</p> 	<p>Tube intérieur : eau chaude (vapeur) Tube extérieur : air froid $6627 \leq Re \leq 13387$</p>	<p>Utilisation simultanée d'ailettes hélicoïdales et de générateurs de tourbillons, conduit à un cas efficace avec un meilleur transfert de chaleur .La chute de pression augmentera fortement si elle est plus courte le pas hélicoïdal est utilisé .Corrélations : (le cas est lié au RWP) RWP: Paire d'ailettes rectangulaire</p> $Nu = 0.07721Re^{0.7366}Pr^{0.4}$ $f = 0.5658Re^{-0.2058} , 9575 \leq Re \leq 20776$
<p>Sheikhol-eslami et al. [46]</p>	<p>Anneau circulaire perforé (PCR) sur la surface externe de la face interne tube d'un EHDT</p> 	<p>Tube intérieur : eau Tube extérieur : air $6000 \leq Re \leq 12000$</p>	<p>L'utilisation de PCR conduit à obtenir un transfert de chaleur plus faible amélioration que les CR (anneaux circulaires) en raison de réduction de l'angle d'intersection entre la vitesse et le champ de température. Les performances thermiques augmentent avec l'augmentation de N (nombre de trous perforés) mais diminuent avec l'augmentation du nombre de Reynolds et du rapport de hauteur. Une diminution de la distance entre chaque paire de turbulateurs entraîne une augmentation du facteur de frottement en raison du blocage plus important du courant circulant. Les corrélations polynomiales sont présentées en détail dans l'article.</p>

<p>Sheikhol-eslami et al. [47]</p>	<p>Agitateur utilisé dans la chambre à air d'un EHDT</p> 	<p>Tube intérieur : eau Tube extérieur : air</p> <p>$6000 \leq Re \leq 12000$</p>	<p>Lorsque la température d'entrée de l'eau augmente, Nui (Nusselt nombre de la chambre à air) augmente. Cette augmentation est due à la réduction de l'épaisseur de la couche limite thermique côté eau, Nuo (nombre de Nusselt du tube externe) est décroissant fonction de la température du réservoir supérieur et du débit d'eau. C'est-à-dire que ces bandes induisent des turbulences et mouvement de vortex superposé (flux tourbillonnant) qui induit une couche limite plus fine ,Les corrélations polynomiales sont discutées</p>
<p>Sheikhol-eslami et al. [48]</p>	<p>Turbulateurs hélicoïdaux discontinus sur la surface extérieure de la tube interne</p> 	<p>Tube intérieur : eau Tube extérieur : air</p> <p>$6000 \leq Re \leq 12000$</p>	<p>Le facteur de friction et le nombre de Nusselt diminuent avec l'augmentation du rapport de surface ouverte et du rapport de hauteur .Les performances thermiques augmentent avec l'augmentation du taux de surface ouverte mais diminuent avec l'augmentation du taux de tangage .La présence de trous est une bonne méthode pour réduire les pertes de charge Les corrélations sont largement étudiées en détail.</p>
<p>Barga and Saboya [26]</p>	<p>Investigations expérimentales et numériques en continu ailerons rectangulaires longitudinaux</p>	<p>Tube intérieur : eau Tube extérieur : air</p> <p>$10000 \leq Re \leq 50000$</p>	<p>Le transfert de chaleur de l'anneau non affiné s'est avéré être plus que l'anneau à ailettes</p>

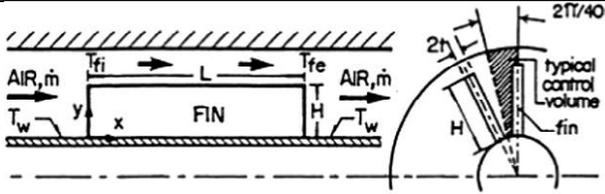
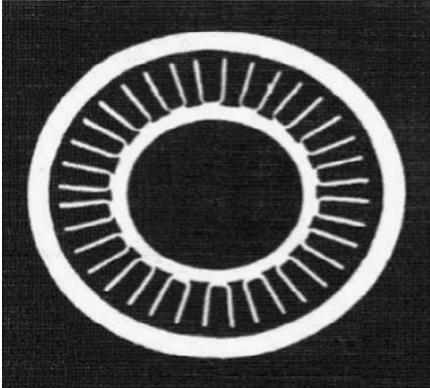
	 <p>(a) side view (b) partial front view</p>		
<p>Jerry Taborek [92]</p>	<p> Tubes à ailettes lisses et longitudinaux dans un EHDT sous laminaire et régimes d'écoulement turbulent</p> 	<p> Tube intérieur : eau chaude</p> <p> Tube extérieur : eau froide</p>	<p> Dans les applications à faible Reynolds, ailettes coupées et torsadées</p> <p> Les modifications seraient avantageuses</p>

Tableau II.2 : Récap sur les études expérimentales concernant les méthodes passives dans les EHDT.

Parmi les techniques d'amélioration de transfert de chaleur c'est les méthodes grossières liées à la surface qui consistent à utiliser des tubes corrugués et ils peuvent être classés en deux types principaux : tubes ondulés concaves vers l'intérieur et tubes ondulés convexes vers l'extérieur.

De nombreuses expériences sur les caractéristiques thermiques et de frottement des tubes ondulés ont été réalisées. Beaucoup de chercheurs ont étudié les caractéristiques de transfert de chaleur et d'écoulement d'un fluide dans tube ondulé horizontal unique, et certains des chercheurs se sont concentrés sur l'utilisation du tube ondulé comme tube intérieur d'un échangeur de chaleur à double tubes

Plusieurs publications sur les caractéristiques d'un seul tube ondulé et les échangeurs de chaleur à double tuyau constitués de tubes ondulés sont résumées chronologiquement comme suit. **Rainieri et Pagliarini** [93] ont étudié expérimentalement le transfert de chaleur par convection dans la région l'entrée des tubes ondulés à différents rapports de hauteur pour Reynolds nombre compris entre 90 et 800.

De l'éthylène glycol a été utilisé comme fluide de travail. Leurs des résultats ont montré que pour $Re > 200$ l'ondulation hélicoïdale induit de manière significative composant de tourbillon Outre, les résultats ont montré que dans l'écoulement turbulent, le nombre de Nusselt est indépendant sur la forme de corrugation.

Ahn [94] a étudié expérimentalement le transfert de chaleur dans les anneaux avec des chambres à air ondulées pour un débit d'eau de régime $700 < Re < 13\ 000$.

Vicente et al [95] ont réalisé une expérience sur le transfert de chaleur et la perte de charge isotherme dans des tubes ondulés pour des flux laminaires et de transition. Leurs résultats indiquent que les tubes ondulés augmentent la chaleur les facteurs de transfert et de friction sont d'environ 30% et 25% respectivement.

Rozzi et al. [96] ont comparé des tubes lisses et hélicoïdaux à paroi ondulée dans un échangeur de chaleur à calandre. Ils ont observé que dans le régime d'écoulement turbulent pleinement développé, une amélioration modérée globale du transfert de chaleur peut être obtenue mais avec une très forte augmentation de perte de pression.

Laohalertdecha et Wongwises [97] ont étudié de manière expérimentale les effets du pas de corrugation sur le transfert de chaleur par condensation et la perte de charge du R-134 à l'intérieur d'un tube ondulé horizontal. Leurs résultats ont démontré que le coefficient de transfert de chaleur et la chute de pression du tube ondulé sont plus élevés que ceux du tube lisse dans toutes les conditions expérimentales.

Pethkool et al. [98] ont étudié l'amélioration du transfert de chaleur turbulent dans un échangeur de chaleur utilisant un tube hélicoïdal ondulé. Ils ont utilisé le tube ondulé comme le tube intérieur de l'échangeur de chaleur tandis que le tube lisse a été utilisé pour le tube externe de l'échangeur de chaleur. Leurs résultats ont montré que le nombre de Nusselt et le facteur de friction sont 3,01 et 2,14 fois au-dessus du tube lisse.

Laohalertdecha et al. [99] ont étudié le coefficient de transfert de chaleur par évaporation et le courant diphasique facteur de friction pour R-13a circulant à travers ondulé horizontal tube. La section d'essai était faite de tube intérieur ondulé et de tube extérieur lisse. Ils ont présenté des corrélations pour le nombre Nusselt et le facteur de friction en fonction du nombre de Reynolds, du pas de corrugation, de la profondeur de corrugation et du diamètre intérieur.

Wongcharee et Eiamsa-ard [100] ont mené une expérience visant à étudier l'amélioration du transfert de chaleur en utilisant du nanofluide CuO/water dans un tube interne ondulé équipé d'un ruban torsadé. Ils ont montré que le facteur de performance thermique maximal de 1,57 est obtenu avec l'utilisation de nanofluide à 0,7% en volume dans le tube ondulé équipé de ruban torsadé avec un taux de torsion de 2,7 et un nombre de Reynolds de 6200.

Garcia et al. [101] ont étudié l'influence de la forme de rugosité artificielle sur l'amélioration du transfert de chaleur : tubes ondulés, tubes alvéolés et bobines de fil.

Aroonrat et al. [102] ont mené une investigation expérimentale de Perte de charge par évaporation et transfert de chaleur du R-134 à travers un tube ondulé vertical.

Dernièrement, **Darzi et al.** [103] ont étudié de manière expérimentale le transfert de chaleur par convection et le facteur de friction du nanofluide Al_2O_3 /eau dans un tube hélicoïdal ondulé. Leur résultats ont montré que le transfert de chaleur et le facteur de friction

augmentent avec l'augmentation des concentrations de nanofluides dans les couches simples et tubes ondulés alors que ses effets sont plus importants en tubes à hélice ondulée.

L'étude de **Hashemian et al.** [104] était fortement axée sur les évaluations thermodynamiques de deuxième loi. Cependant, il existe une lacune dans l'étude de l'effet de certains paramètres importants tels que le facteur de frottement, le facteur de performance thermique et le transfert de chaleur. Ces paramètres sont des attributs si importants qui doivent être pris en compte dans les études et la conception des échangeurs de chaleur et n'ont pas non plus été couverts auparavant. Dans la présente étude, les caractéristiques susmentionnées sont étudiées en détail pour prendre en compte l'effet des variables géométriques, thermodynamiques et de débit.

Au cours des dernières années, de nombreuses études ont été menées sur les échangeurs de chaleur afin d'étudier leurs divers aspects, à la fois en termes d'énergie et d'exergie. Certaines études ont porté sur la géométrie du tube interne de l'échangeur de chaleur. Par exemple, un tube hélicoïdal a été utilisé à la place d'un tube cylindrique appelé échangeur de chaleur à tube spiralé et à tube spiralé [105]. Certaines autres études ont transformé les tubes interne et externe en tubes hélicoïdaux appelés échangeurs tubulaires à tubes hélicoïdaux [106]. La modification de la section transversale du tube a également été étudiée [107-108], etc.

Certaines autres études ont porté sur l'ajout d'additifs au fluide de base [109]. Dans certains cas également, il a été tenté d'augmenter le taux de transfert de chaleur en créant des turbulences dans les tubes interne ou externe, généralement en insérant un ruban torsadé ou en plaçant une ailette dans le sens du flux [110,37].

Sadighi et al [111] ont pu augmenter le transfert de chaleur par injection d'air dans le fluide. **Kumar et al** [112] ont étudié numériquement le transfert de chaleur dans un tube spiralé hélicoïdal dans un tube et ont également proposé des corrélations empiriques pour la prévision du transfert de chaleur dans un tube externe.

Moawed [113] a mené une expérience sur des tubes hélicoïdaux dans lesquels la paroi externe est soumise à un flux de chaleur constant. Dix tubes hélicoïdaux différents avec différents rapports de diamètre et de pas ont été appliqués. **Mohammed et Narrein** [114] ont étudié l'effet des paramètres géométriques et de l'ajout de nanoparticules au fluide de travail sur le transfert de chaleur. Les résultats ont montré que le taux de transfert de chaleur

augmentait avec la diminution du diamètre de la bobine et l'augmentation du diamètre du tube interne ou la réduction du diamètre du tube externe. La quantité de pas de la bobine n'a pas d'effet significatif sur le taux de transfert de chaleur.

Laohalertdecha [115] a effectué des expériences sur un échangeur de chaleur en tube ondulé. Les fluides de travail traversant les tubes interne et externe sont respectivement le R-134a et l'eau. Le taux de transfert de chaleur et la perte de charge dans le tube ondulé sont respectivement 50% et 70% supérieurs à ceux du tube lisse.

Aly [116] a étudié numériquement les changements de chaleur transfert et chute de pression en ajoutant des nanoparticules (Al_2O_3) à de l'eau dans un tube hélicoïdal enroulé dans un tube.

Également dans ce type d'échangeurs de chaleur, l'effet de l'ajout de différentes nanoparticules (Al_2O_3 - SiO_2 - CuO - ZnO) à divers fluides de base étudiés par **Narreïn et Mohammed** [114]. Les résultats ont montré que l'eau CuO assure un transfert de chaleur plus important. **Jamshidi et al** [117] ont étudié les effets de la géométrie et du débit sur le transfert de chaleur dans les échangeurs de chaleur à enveloppe et à serpentin. Les résultats expérimentaux ont révélé que le diamètre maximum de la bobine, le pas de la bobine et le débit massique (côté coquille et côté bobine) entraînaient une transmission de chaleur plus élevée. La recherche numérique du transfert de chaleur par convection forcée dans les échangeurs de chaleur à double tuyau (entièrement remplis de mousse métallique) a été réalisée par **H.J. Xu et al** [88].

L'augmentation de la porosité ou la diminution de la densité des pores diminuent la perte de charge et le coefficient de transfert de chaleur. **Darzi et al** [103] ont étudié l'effet de nanofluides d' Al_2O_3 sur le transfert de chaleur et le facteur de friction d'un échangeur de chaleur à double tuyau au moyen d'essais expérimentaux. Les résultats ont montré que le nanofluide offre de meilleures performances thermiques que l'eau sans nanoparticules. L'ajout de nanoparticules entraîne également une légère chute de pression. Échangeur de chaleur à double tuyau avec bande à persiennes

Mohammed et al. [114] ont utilisé des inserts pour déterminer l'effet de différents types de nanoparticules, de la géométrie et du flux sur le transfert de chaleur et la perte de charge. Les résultats ont indiqué que le transfert de chaleur peut être amélioré en diminuant le diamètre des nanoparticules.

Au cours des dernières années, les chercheurs se sont montrés enthousiastes à l'idée d'augmenter les performances thermiques des échangeurs de chaleur sans amélioration de leur taille et poids. Par conséquent, les problèmes exégétiques et économiques sont étroitement liés considéré en plus des caractéristiques thermiques.

Beaucoup d'études se sont concentrés sur l'utilisation de turbulateurs, de tubes ondulés [5,119], nanofluides, etc., ce qui provoque généralement une chute de pression plus élevée et poids supplémentaire.

Quelques autres méthodes telles que la vibration et la bulle injection [111] sont également utilisées et nécessitent un équipement externe associé. Cependant, toutes ces techniques peuvent être utiles et complètement efficace en fonction de leur application.

Selon des travaux antérieurs, la plupart des investigations sont basées sur des formes communes d'échangeurs de chaleur. Considérant que, dans ce mémoire de master , une nouvelle forme d'échangeur de chaleur à double tuyau (tubes coniques) a été proposée dans différentes configurations pour différent considérations énergétiques. Les effets hydrauliques, géométriques et les caractéristiques thermiques sont prises en compte dans les évaluations.

Ce travail présente une nouvelle forme d'échangeur de chaleur à double tuyau dans laquelle la modification structurelle est la raison principale de l'incrément de transfert de chaleur. Ici, la forme cylindrique des tubes est transformée en forme conique et on peut parler d'échangeur de chaleur à tuyau double conique. Dans cet échangeur de chaleur, l'incrément de transfert de chaleur est réalisé au moyen de changements de vitesse d'écoulement et de pertes de charge dues aux tubes coniques. Contrairement à la plupart des techniques de la revue de littérature,

CHAPITRE III

CHAPITRE III

III.1. Position du problème

III.1.1. Introduction

L'étude des échangeurs de chaleur est devenue aujourd'hui inévitable car ils jouent un rôle prépondérant dans diverses applications et installations thermiques. La présente étude a pour but de mettre en évidence les différents paramètres qui ont une influence sur le phénomène de transfert de chaleur par convection forcée turbulente.

Par voie numérique bidimensionnelle de l'écoulement d'eau à l'intérieur d'un échangeur de chaleur à tubes coaxiaux de forme cylindrique et conique, tel que présenté avec plus de détails dans le travail de **Mehran Hashemian et al.** [104] (voir **Fig. III.1**).

III.1.2. Modèle physique

La présente étude tente d'effectuer une analyse numérique du comportement dynamique et thermique d'un fluide newtonien incompressible, à propriétés constantes et avec un écoulement turbulent à travers un échangeur de chaleur à tubes coaxiaux et à contre-courant. Ceci représente un important sujet de recherche dans le domaine des EC pour lesquels la caractérisation de l'écoulement du fluide, la distribution du transfert thermique, ainsi que l'existence et l'extension de possibles recirculations, doivent être déterminées.

La configuration à étudiée est illustrée dans la figure (III.1), il s'agit d'un système composé de deux tubes concentriques disposés horizontalement, possédant une longueur L , un rayon interne de tube extérieur R_3 , et un rayon interne pour le tube interne R_1 , l'épaisseur pour toutes les parois, avec une isolation le long de la paroi externe du tube externe.

Le fluide froid (eau froide) s'écoule dans l'espace annulaire avec un débit variable, le fluide chaud (eau chaude) circule dans le tube interne avec un débit constant. La schématisation du problème considéré apparaît dans la figure.III.1

Les dimensions géométriques sont basées sur le travail publié par **Mehran Hashemian et al.** [104]

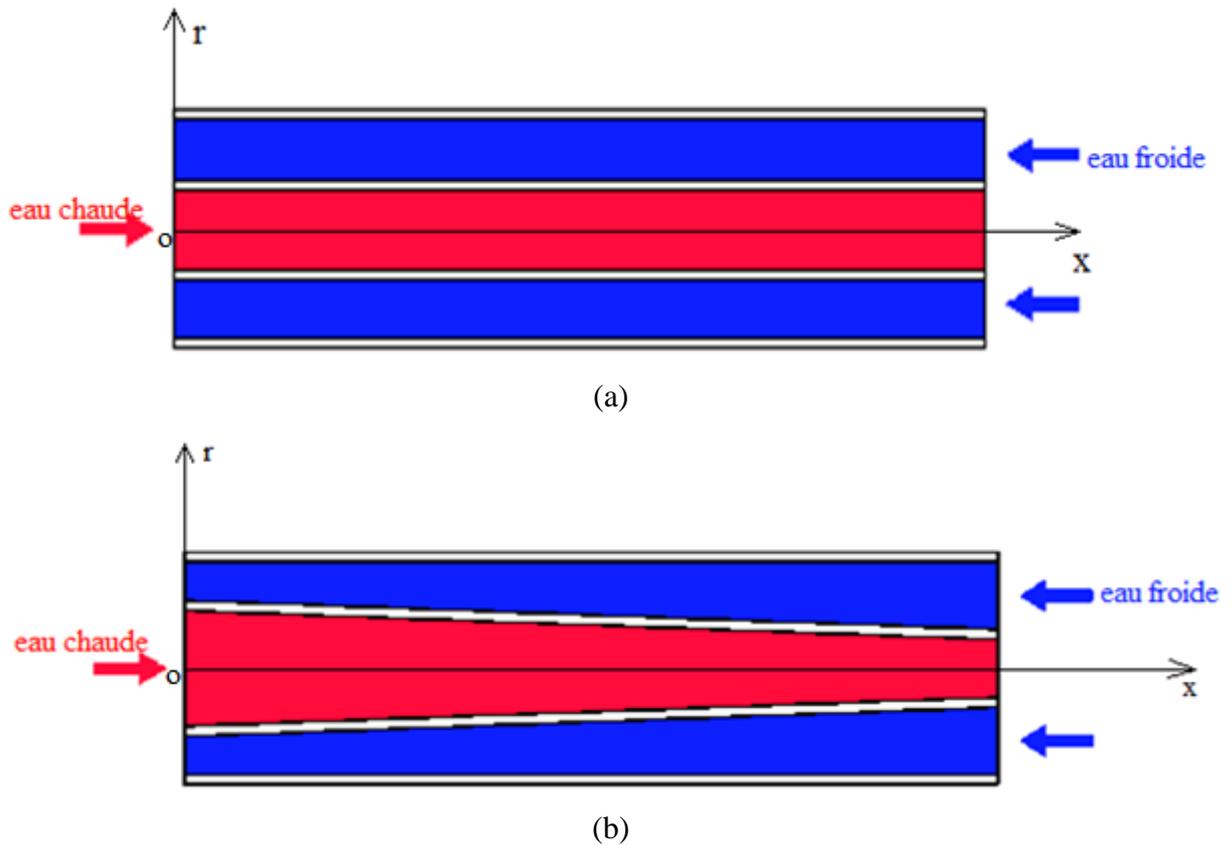


Figure III.1 : Illustration schématique de différentes configurations d'échangeur de chaleur à double tubes. (a) configuration cylindrique simple, (b) configuration conique

Longueur de l'échangeur	$L=0,5$ m
Rayon interne de tube externe	$R_3=0,031$ m
Rayon interne de tube interne	$R_0=0,025$ m
Epaisseur de la paroi	$e = 0,001$ m

Tableau III.1 : Paramètres géométriques du problème étudié.

Le **tableau III.1** présente les dimensions géométriques détaillées des échangeurs en questions. Le fluide caloporteur utilisé est l'eau, dont le nombre de Prandtl (Pr) est 7, et les nombres de Reynolds (Re) considérés varient de 1900 à 9500.

III.1.3. Hypothèses

Les hypothèses ci-dessous ont été retenues afin de développer un modèle numérique pour l'écoulement du fluide et pour le transfert de chaleur dans le domaine de calcul considéré :

- (1) L'écoulement est stationnaire, bidimensionnel, turbulent, newtonien et incompressible.
- (2) Les propriétés physiques du fluide (ρ , μ , cp et k_f) et du solide (k_s) sont maintenues constantes ;
- (3) Le fluide est gardé à une température uniforme, avec un profil de vitesse constant au moment où il pénètre dans le canal ;
- (4) La surface supérieure du tube extérieur ($0 \leq x \leq L$, $r = R_d$) a été isolée thermiquement (adiabatique) ou (Flux nul), tandis que la partie inférieure ($0 \leq x \leq L$, $r = 0$) a été considérée comme condition de symétrie et cela pour la moitié du domaine.
- (5) Les forces d'inertie et la dissipation visqueuse ne sont pas prises en compte ;
- (6) Le mode de transfert de chaleur par rayonnement est négligeable par rapport aux autres modes de transfert de chaleur;
- (7) L'adhésivité des parois inférieure et supérieure du canal est négligeable ;
- (8) On adopte pour la fermeture de notre étude, le modèle k-epsilon standard, développé par **Lauder et Spalding** [120].

III.1.4. Equations gouvernantes

Compte tenu des hypothèses mentionnées ci-dessus, le modèle d'écoulement dans l'échangeur de chaleur à deux tubes coaxiaux en coordonnées cylindriques est régi par les équations de Navier-Stokes moyennées de Reynolds avec le modèle de turbulence $k-\epsilon$ standard et l'équation d'énergie, comme suit (**Patankar** [121]; **Anderson**, [122])

III.1.4.1 : Pour le fluide chaud (eau chaude) : $0 \leq r \leq R_1(x)$; $0 \leq x \leq L$

(1) Continuité

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

$$\frac{\partial u_c}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial (rv_c)}{\partial r} = 0 \quad (\text{III.1})$$

(2) Quantité de mouvement

Le principe de conservation de la quantité de mouvement permet d'établir les relations entre les caractéristiques du fluide lors de son mouvement et les causes qui le produisent.

Il indique que le taux de variation de quantité de mouvement contenue dans le volume de Contrôle est égal à la somme de toutes les forces extérieures qui lui sont appliquée. Il s'écrit sous la forme suivante pour le fluide chaud :

Suivant l'axe (ox) :

$$u_c \frac{u_c}{\partial x} + v_c \frac{\partial u_c}{\partial r} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p_c}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 u_c}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\partial(r u_c)}{\partial r} \right) \right) \quad (\text{III.2})$$

Suivant le rayon (or) :

$$u_c \frac{v_c}{\partial x} + v_c \frac{\partial v_c}{\partial r} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p_c}{\partial r} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 v_c}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\partial(r v_c)}{\partial r} \right) \right) \quad (\text{III.3})$$

(3) Energie

L'équation de conservation d'énergie est obtenue à partir du premier principe de la Thermodynamique. Ce principe met en relation les différentes formes d'énergie, soit, pour le fluide chaud :

$$u_c \frac{T_c}{\partial x} + v_c \frac{\partial T_c}{\partial r} = \alpha_c \left(\frac{\partial^2 T_c}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\partial(r T_c)}{\partial r} \right) \right) \quad (\text{III.4})$$

u : Vitesse suivant l'axe des (ox) [m/s]

v : Vitesse suivant l'axe du (or) [m/s]

x : Coordonnées suivant l'axe des (ox) [m]

r : Coordonnées suivant l'axe des (or) [m]

ρ : Masse volumique [kg/m³]

μ : Viscosité dynamique [kg/m s]

P : Pression [Pa]

T : Température [K]

α : diffusivité thermique = $\lambda / \rho C_p$

III.1.4.2 : Pour le fluide froid (eau froide) : $R_2(x) \leq r \leq R_3$; $0 \leq x \leq L$

(1) Continuité

$$\frac{\partial u_f}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial(r v_f)}{\partial r} = 0 \quad (\text{III.5})$$

(2) Quantité de mouvement

Suivant l'axe (ox) :

$$u_f \frac{u_f}{\partial x} + v_f \frac{\partial u_f}{\partial r} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p_f}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 u_f}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\partial(r u_f)}{\partial r} \right) \right) \quad (\text{III.6})$$

Suivant le rayon (or) :

$$u_f \frac{v_f}{\partial x} + v_f \frac{\partial v_f}{\partial r} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p_f}{\partial r} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 v_f}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\partial(rv_f)}{\partial r} \right) \right) \quad (\text{III.7})$$

(3) Energie

$$u_f \frac{T_f}{\partial x} + v_f \frac{\partial T_f}{\partial r} = \alpha_f \left(\frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\partial(rT_f)}{\partial r} \right) \right) \quad (\text{III.8})$$

u : Vitesse suivant l'axe des (ox) [m/s]

v : Vitesse suivant l'axe du (or) [m/s]

x : Coordonnées suivant l'axe des (ox) [m]

r : Coordonnées suivant l'axe des (or) [m]

ρ : Masse volumique [kg/m³]

μ : Viscosité dynamique [kg/m s]

P : Pression [Pa]

T : Température [K]

α : diffusivité thermique = $\lambda / \rho C_p$

III.1.4.3 : Dans le solide du tube interne : $R_1(x) \leq r \leq R_2(x)$; $0 \leq x \leq L$

$$\frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\partial(rT_s)}{\partial r} \right) = 0 \quad (\text{III.9})$$

Les modèles de turbulence les plus simples sont ceux à deux équations, dans lesquels la solution de deux équations de transport séparées permet de déterminer indépendamment la vitesse turbulente et les échelles de longueur, le modèle k-ε standard de FLUENT se trouve dans cette classe de modèles de turbulence, il est actuellement le modèle préféré pour le calcul des écoulements d'ingénierie pratique dans le temps depuis qu'il a été proposé par **Lauder et Spalding** [120] en 1974. C'est un modèle robuste, économique et assez précis pour une gamme considérable d'écoulements turbulents, et ceci constitue la raison de sa popularité dans les simulations de l'écoulement industriel et du transfert de chaleur.

C'est un modèle semi-empirique qui est basé sur les équations de transport pour une énergie cinétique de turbulence k et un taux de dissipation ε. L'équation de transport du modèle pour k découle de l'équation exacte, alors que l'équation de transport du modèle pour ε

est obtenue par raisonnement physique et ressemble peu à sa contrepartie qui est mathématiquement exacte.

L'énergie cinétique de turbulence (k) et son taux de dissipation (ε) pour ce modèle dans le programme FLUENT sont obtenus à partir des équations de transport. Le modèle de turbulence k - ε est utilisé afin de modéliser de la turbulence à l'intérieur de l'échangeur de chaleur à double tuyau cylindrique simple et ou conique.

(4) Equation de l'énergie cinétique

$$\frac{1}{r} V \frac{\partial(rk)}{\partial r} + V \frac{\partial(k)}{\partial x} = \frac{1}{\rho} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x} \right) \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (\text{III.10})$$

(5) Equation de la dissipation pour ε

$$\frac{1}{r} V \frac{\partial(r\varepsilon)}{\partial r} + V \frac{\partial(\varepsilon)}{\partial x} = \frac{1}{\rho} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (\text{III.11})$$

k : Energie cinétique turbulente $[\text{m}^2/\text{s}^2]$

ε : Dissipation visqueuse turbulent $[\text{m}^2/\text{s}^3]$

La viscosité turbulente μ_t peut être modélisée comme suit :

$$\mu_t = \rho C_p k^2 / \varepsilon \quad (\text{III.12})$$

Cette viscosité turbulente est un paramètre courant dans les équations d'énergie, de quantité de mouvement, de cinétique turbulente et taux de dissipation turbulent. Les valeurs des constantes empiriques ont été donnés comme ci-dessous:

$$C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92, C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3, \sigma_t = 0.85$$

III.1.5. Conditions aux limites

Ce travail est basé sur deux écoulements turbulents d'eau chaude et froide. Les conditions aux limites hydrodynamiques et thermiques ont été choisies selon les travaux de **Mehran Hashemian et al.** [104].

Dans la région d'entrée, un profil de vitesse unidimensionnelle uniforme (u_e) a été imposé soit pour le fluide chaud ou le fluide froid, tel que montré sur la **figure III.2**. L'intensité de turbulence (I) à la hauteur d'admission ($x = 0, 0 < r < R_1$) a été ajustée à 2 %, alors que la température (T_e) du fluide (eau) a été réglée à 325 K à l'entrée du tube central ou s'écoule le l'eau chaude. La condition aux limites thermique imposée à la paroi supérieure du domaine de calcul est une isolation thermique (a été prise comme adiabatique), c'est-à-dire avec $\partial T / \partial r = 0$. De plus, il a été décidé d'imposer les conditions limites de non-glissement et d'imperméabilité ($u = v = 0$) à toutes les parois solides. Dans le modèle $k - \varepsilon$ standard, la région proche de la paroi a été simulée par la fonction de paroi qui a été proposée par **Launder et Spalding** [120], i.e. $k = \varepsilon = 0$.

Il est important de noter que la pression atmosphérique (P_{atm}) a été imposée à la sortie du canal et que tous les gradients ont été supposés nuls ($\partial \phi / \partial x = 0$). Puisque l'échangeur de chaleur à tubes co-axiaux représente une symétrie parfaite par rapport à l'axe central de l'échangeur, la moitié du domaine sera traitée. La condition de symétrie appliquée est que la variation de tous les variable ϕ sont nulles avec ($\phi = u, v, T, k, \varepsilon$).

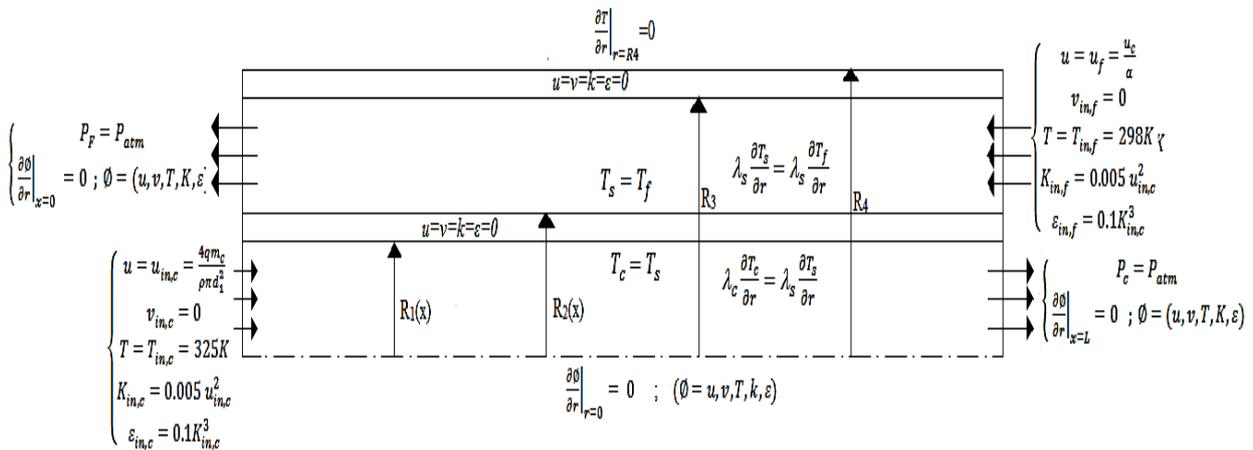


Fig. III.2: Géométrie d'un échangeur simple à double tubes cylindriques à contre-courant, condition aux limites

Les équations permettant de satisfaire ces conditions aux limites sont données ci-dessous :

A- *Fluide chaud (eau chaude)*

$$- \text{ Entrée : } x=0 \text{ et } 0 < r < R_1(x) \quad \left\{ \begin{array}{l} u = u_{in,c} = \frac{4qm_c}{\rho\pi d_1^2} \\ v_{in,c} = 0 \\ T = T_{in,c} = 325K \\ K_{in,c} = 0.005 u_{in,c}^2 \\ \varepsilon_{in,c} = 0.1K_{in,c}^3 \end{array} \right. \quad (\text{III.13})$$

$$- \text{ Sortie : } x=L \text{ et } 0 \leq r \leq R_1(x) \quad \left\{ \begin{array}{l} P_c = P_{atm} \\ \left. \frac{\partial \phi}{\partial r} \right|_{x=L} = 0 ; \phi = (u, v, T, K, \varepsilon) \end{array} \right. \quad (\text{III.14})$$

B- *Fluide froide (eau froide)*

$$- \text{ Entrée : } x=L \text{ et } (R_2(x) \leq r \leq R_3) \quad \left\{ \begin{array}{l} u = u_f = \frac{u_c}{a} \\ v_{in,f} = 0 \\ T = T_{in,f} = 298K \\ K_{in,f} = 0.005 u_{in,c}^2 \\ \varepsilon_{in,f} = 0.1K_{in,c}^3 \end{array} \right. \quad (\text{III.15})$$

$$- \text{ Sortie } x=0 \text{ et } (R_2(x) \leq r \leq R_3) \quad \left\{ \begin{array}{l} P_F = P_{atm} \\ \left. \frac{\partial \phi}{\partial r} \right|_{x=0} = 0 ; \phi = (u, v, T, K, \varepsilon) \end{array} \right. \quad (\text{III.16})$$

C- Dans les parois solides

La condition de non-glissement est appliquée : $u=v=k=\varepsilon=0$

D- Aux interfaces fluides solides :

$$\text{Interface solide- fluide chaud:} \quad T_c = T_s \text{ et } \lambda_c \frac{\partial T_c}{\partial r} = \lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial r} \quad (\text{III.17})$$

$$\text{Interface solide- fluide froid:} \quad T_s = T_f \text{ et } \lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial r} = \lambda_f \frac{\partial T_f}{\partial r} \quad (\text{III.18})$$

D'une manière générale, on peut appliquer la forme générale suivante pour n'importe quelle interface solide- fluide:

$$T_f = T_s \quad (\text{III.19})$$

$$\lambda_f \frac{\partial T_f}{\partial n} = \lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial n} \quad (\text{III.20})$$

Où la dérivée partielle de la température par rapport à n indique une dérivée normale, λ_f et λ_s représentent les conductivités thermiques du fluide et du solide, respectivement.

E- Dans la symétrie :

Pour $r=0$ et $0 \leq x \leq L$

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial r} \right|_{r=0} = 0 \text{ avec } (\phi = u, v, T, k, \varepsilon) \quad (\text{III.21})$$

F- La paroi supérieure est parfaitement isolée (adiabatique) :

Pour : $r = R_4$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=R_4} = 0 \quad (\text{III.22})$$

III.1.6. Paramètres caractéristiques

La convection forcée est un processus de transfert thermique déterminé par le mouvement d'un fluide donc par une différence de pression entre des zones ayant des températures différentes qui changent de l'énergie entre elles.

III.1.6.1. Paramètres hydrodynamiques

III.1.6.1.1 Nombre de Reynolds

Ces paramètre adimensionnel caractérise le régime d'écoulement dans la calandre est défini comme suit :

$$Re = \frac{\rho D_h u_e}{\mu} \quad (\text{III.23})$$

Avec :

ρ : la masse volumique [kg/m^3].

D_h : la dimension caractéristique de la conduite [m].

u_e : la vitesse à l'entrée du fluide chaud ou froid [m/s].

μ : la viscosité dynamique [kg/m s].

III.1.6.1.2. Frottements à la paroi

Le coefficient de frottement c'est le paramètre clé de la couche limite hydrodynamique est défini comme suit :

$$C_f = \frac{2\tau_w}{\rho u^2} \quad (\text{III.24})$$

Avec :

τ_w : le taux de cisaillement à la paroi

u : la vitesse axiale moyenne de la section considérée [m/s]

La couche limite introduite par Ludwig Prandtl, est une couche mince de fluide influencée par le contact avec la paroi dans laquelle la vitesse et la température du fluide varient très rapidement donc il y a des forces de frottement qui freinent l'écoulement au voisinage de la paroi.

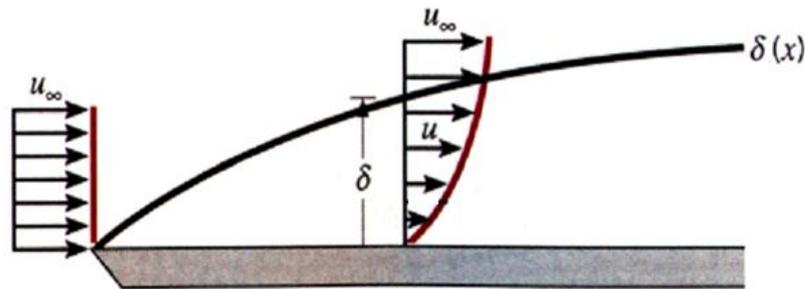


Figure III.3 : Développement de la couche limite hydrodynamique [80].

La vitesse à l'extrémité de la couche limite donné par la relation :

$$u(\delta) = 0,99u_0 \quad (\text{III.25})$$

L'épaisseur de la couche limite varie selon la relation suivante :

$$\delta(x) = 4,46 \sqrt{\frac{\vartheta x}{u_0}} \quad (\text{III.26})$$

Avec :

ϑ : viscosité cinématique du fluide incident [m^2/s].

x: Abscisse [m].

III.1.6.1.3. Perte de charge dans un échangeur double tubes

La perte de charge coté calandre est calculée par:

$$\Delta P = \frac{f G^2 L}{d_i \rho} \quad (\text{III.27})$$

Avec :

f : Coefficient de friction sans dimensions, en fonction du Reynolds

G : Vitesse massique = $u\rho$ [$\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$]

ρ : Masse volumique moyenne du gaz ou du liquide [kg/m^3]

III.1.7.1. Paramètres thermiques

III.1.7.1.1. Coefficient de transfert thermique

Ce coefficient c'est le paramètre clé de la couche limite thermique, régit les transferts thermiques par convection à proximité de la surface d'échange et dépend de la nature du fluide, de la température de celui-ci ainsi que du type d'écoulement. On exprime les transferts thermiques par convection par la loi de Newton :

$$h = \frac{\phi}{A(T_f - T_A)} \quad (\text{III.28})$$

ϕ : le flux échangé entre la surface et le fluide [W].

A : la surface d'échange [m^2].

h : le coefficient d'échange thermique [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$].

T_f : la température du fluide [K].

T_A : la température de la surface [K].

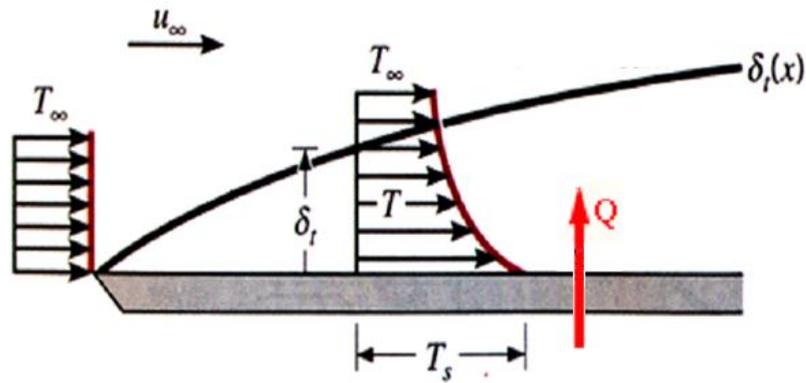


Figure III.4: Développement de la couche limite thermique [80].

La température à l'extrémité de la couche limite est telle que :

$$\frac{T(\delta_T) - T_s}{T_\infty - T_s} = 0,99 \quad (\text{III.29})$$

L'épaisseur de la couche limite thermique varie selon l'expression suivante :

$$\delta_T = \frac{\delta}{1,026 Pr^{\frac{1}{3}}} = 5,09 \sqrt{\frac{\nu z}{u_0}} \quad (\text{III.30})$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda} \quad (\text{III.31})$$

Avec :

Pr : Nombre de Prandtl.

c_p : la capacité calorifique du fluide [J/kg K].

λ : la conductivité thermique du fluide [W/m K].

III.1.7.1.2 Nombre de Nusselt

On utilise le nombre de Nusselt pour caractériser l'intensité du transfert thermique entre le fluide et la paroi. Ce nombre représente le gradient thermique adimensionnel à la paroi par :

$$Nu = \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{paroi} = \frac{hx}{\lambda} \quad (\text{III.32})$$

Le nombre de Nusselt local basé sur le diamètre hydraulique donné par :

$$Nu(x) = \frac{h(x)D_h}{\lambda_f} \quad (III.33)$$

Avec :

h : coefficient de convection [w/m^2K].

D_h : diamètre hydraulique [m].

λ_f : coefficient de conduction du fluide [$w/m K$].

- Nombre de Nusselt moyen sur une face :

$$Nu_{face} = \frac{1}{L} \int_L^0 Nu(x) dx \quad (III.34)$$

- Flux de chaleur dissipé par l'ensemble des surfaces est égal à celui évacué dans l'eau par convection:

$$Q = q_m C_{p,eau} (T_s - T_e) = K A DTLM \quad (III.35)$$

Avec

$$DTLM = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln\left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}\right)} \quad (III.36)$$

$$\Delta T_a = T_{ce} - T_{fs}$$

$$\Delta T_b = T_{cs} - T_{fe}$$

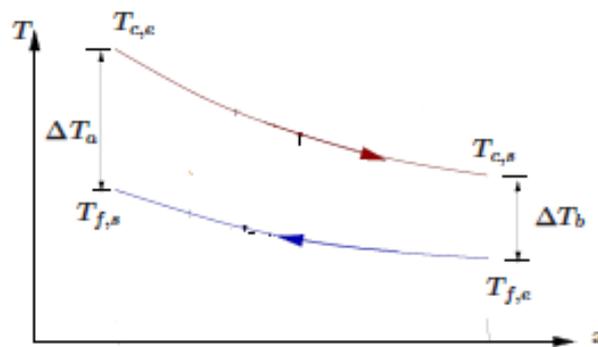


Figure III.5. diagramme DTLM

Avec :

C_p : la capacité calorifique du fluide [$J/kg K$]

T_s : la température de la sortie [K]

T_e : la température de l'entrée [K]

K : coefficient d'échange global [W/m^2K]

III.1.7.1.3. Performances thermo-hydrodynamiques

L'expression ci-dessous est le facteur d'amélioration thermique (*PEC*) (**Webb et Kim** [123]; **Bilen et al.** [124]):

$$PEC = \frac{h_{ondulée}}{h_{lisse}} \Big|_{pp} = \frac{Nu_{ondulée}}{Nu_{lisse}} \Big|_{pp} = \left(\frac{Nu_{ondulée}}{Nu_{lisse}} \right) \left(\frac{f_{ondulée}}{f_{lisse}} \right)^{1/3} \quad (\text{III.37})$$

Les corrélations de **Dittus-Boelter** [125] et **Petukhov** [126] peuvent être utilisées pour la normalisation du nombre de Nusselt moyen et du facteur de frottement, respectivement. Les grandeurs Nu_0 et f_0 sont le nombre de Nusselt moyen et le coefficient de frottement du canal lisse, respectivement.

La corrélation de **Dittus et Boelter** [125] se présente sous la forme:

$$Nu_0 = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad \text{pour } Re \geq 10^4 \quad (\text{III.38})$$

La corrélation de **Petukhov** [126] s'écrit sous la forme:

$$f_0 = (0,79 \ln Re - 1,64)^{-2} \quad \text{pour } 3.10^3 \leq Re \leq 5.10^6 \quad (\text{III.39})$$

Selon des travaux antérieurs, la plupart des investigations sont basées sur des formes communes d'échangeurs de chaleur. Considérant que, dans ce projet de fin d'étude, une nouvelle forme d'échangeur de chaleur à double tuyau (tubes coniques) qui a été proposée dans une configuration multicritères. Les effets des caractéristiques hydrauliques, géométriques et thermiques sont prises en compte dans les évaluations.

Modification 1 : Géométrie EHDT a tube central conique simple :

La première modification proposée est composée de deux tubes concentriques horizontaux (**Fig. III.6**). Les propriétés géométriques sont regroupées comme suit [104] :

- Longueur de l'échangeur $L=0,5\text{m}$
- Rayon interne de tube externe $R_3=0,031\text{m}$
- Rayon interne à l'entrée de tube interne $R_0=0,025\text{m}$
- Rayon interne à la sortie de tube intérieur $R_L=0,005\text{m}$
- Epaisseur de la paroi $e = 0,001\text{m}$

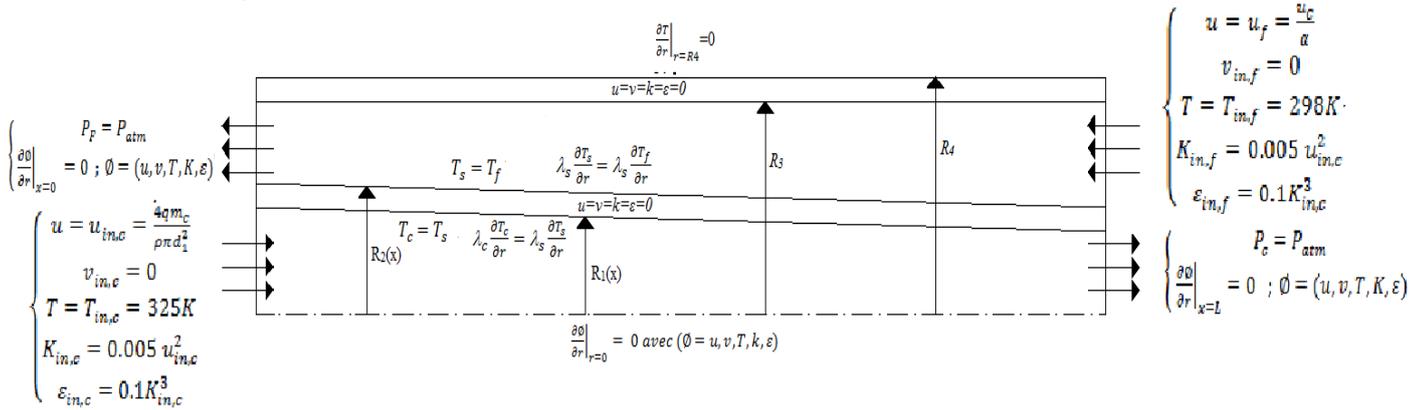


Fig. III.6. Géométrie conique à parois internes lisses du tube central

Modification 2 : Géométrie EHDT a tube central conique a ondulation convexe :

La deuxième modification proposée consiste à un échangeur à double tube concentriques horizontaux (Fig. III.7). La paroi du tube central est conçue d’une manière ondulée de telles sortes que la première ondulation (x=0) est convexe.

Des ondulations convexe de forme triangulaires admettons un onglet de 20° avec l’horizontal (Fig. III.8), avec une amplitude de 18 ondulations sur le long de l’échangeur (L).

- Longueur de l’échangeur L=0,5m
- Rayon interne de tube externe R₃=0,031m
- Rayon interne à l’entrée de tube interne R₀=0,025m
- Rayon interne à la sortie de tube intérieur R_L=0,005m
- Epaisseur de la paroi e = 0,001m

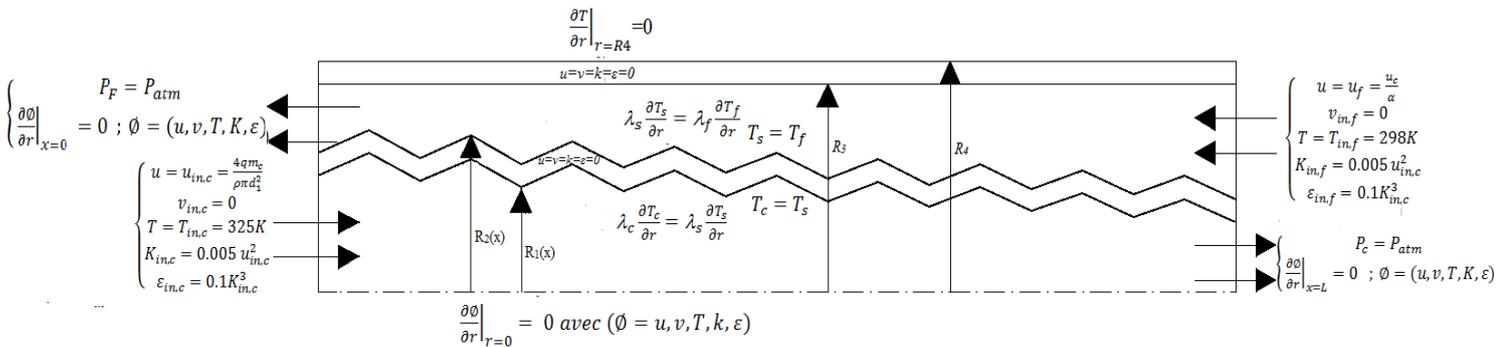


Fig. III.7. Echangeur de chaleur à tubes concentrique à paroi interne ondulée convexe

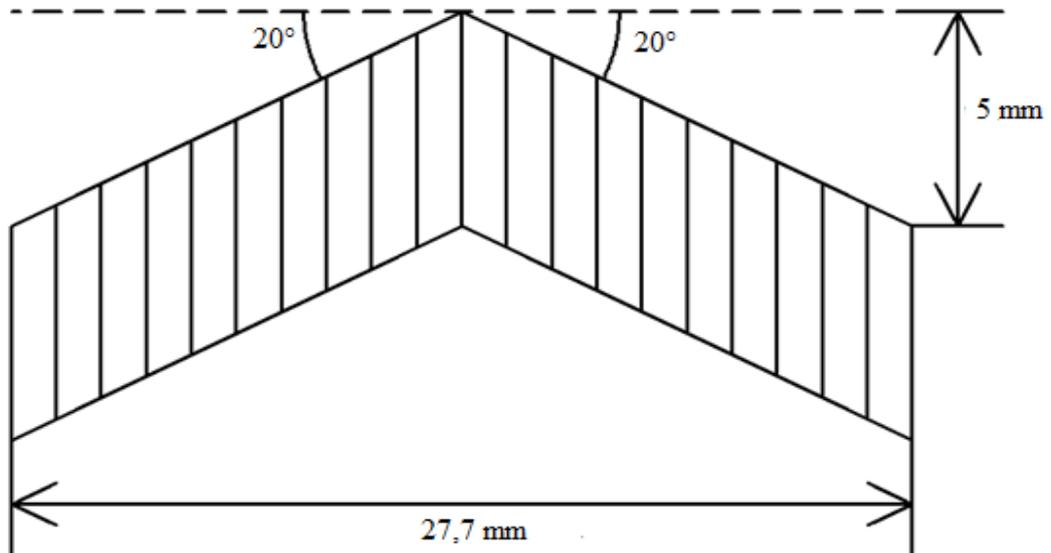


Fig. III.8. La forme d'une ondulation convexe

Modification 3 : Géométrie EHDT a tube central conique a ondulation conique concave :

La deuxième modification proposée consiste à un échangeur à double tube concentriques horizontaux (**Fig. III.9**). La paroi du tube central est conçue d'une manière ondulée de telles sortes que la première ondulation ($x=0$) est concave

Des ondulations concaves de forme triangulaires admettons un onglet de 20° avec l'horizontal (**Fig. III.10**), avec une amplitude de 18 ondulations sur le long de l'échangeur (L).

- Longueur de l'échangeur $L=0,5\text{m}$
- Rayon interne de tube externe $R_3=0,031\text{m}$
- Rayon interne à l'entrée de tube interne $R_0=0,025\text{m}$
- Rayon interne à la sortie de tube intérieur $R_L=0,005\text{m}$
- Epaisseur de la paroi $e=0,001\text{m}$

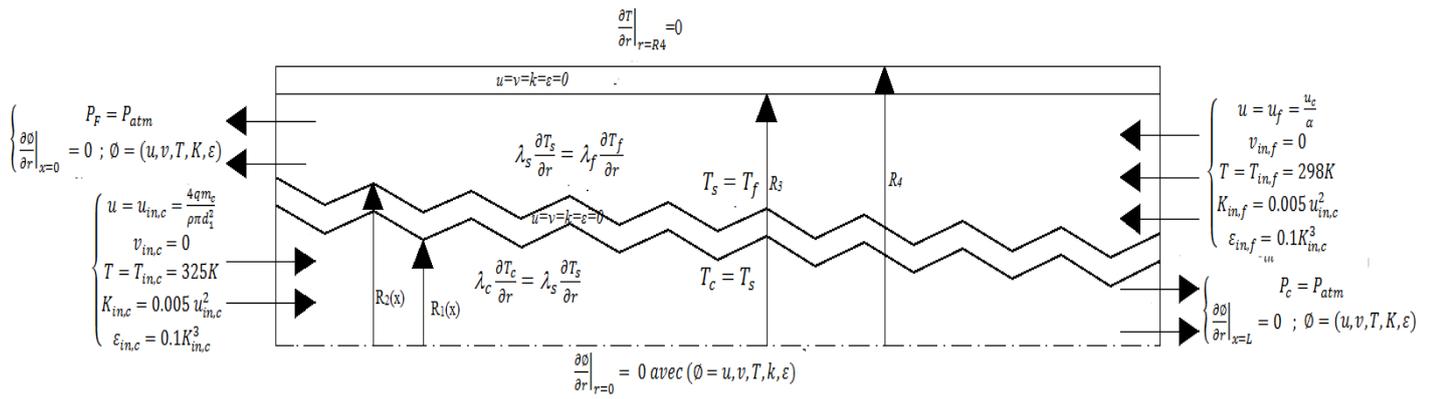


Fig. III.9. Echangeur de chaleur à tubes concentrique à paroi interne ondulée **concave**

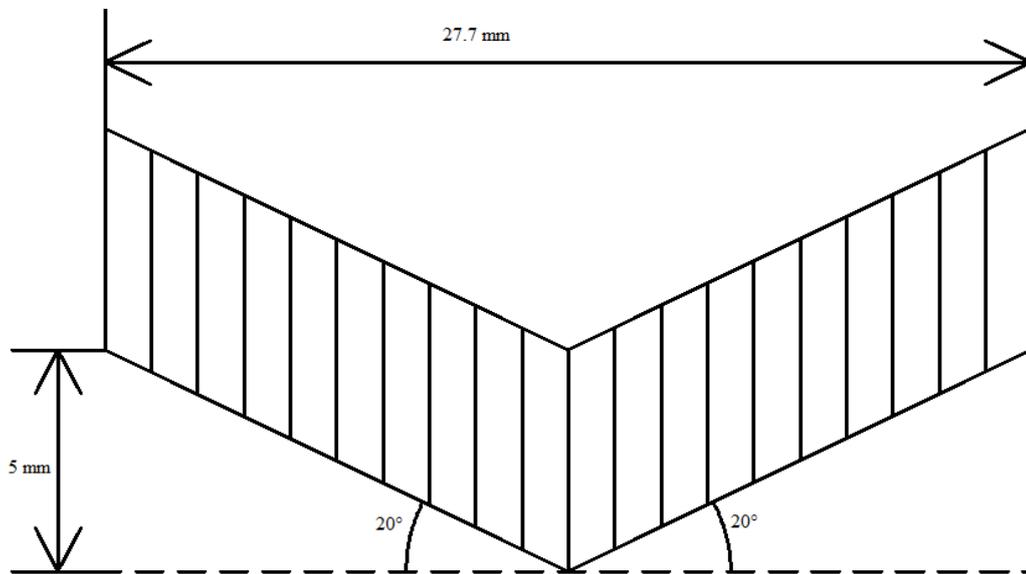


Fig. III.10. La forme d'une ondulation **concave**

		Tube central cylindrique		Tube central conique		Tube central concave		Tube central convexe	
a	u_f	Re	q_{mf}	Re	q_{mf}	Re	q_{mf}	Re	q_{mf}
5	0,0634	1900	0,14	3200	0,184	3100	0,189	7200	0,201
4	0,0793	2400	0,175	3900	0,23	3900	0,236	9000	0,252
3	0,106	3200	0,234	5300	0,307	5200	0,316	12000	0,337
2	0,159	4700	0,352	7900	0,461	7800	0,474	18000	0,505
1	0,317	9500	0,701	1580	0,92	15500	0,944	36000	1,007

Tableau III.2 : paramètre de Re et q_m a l'entrée l'espace annulaire

		Tube central cylindrique		Tube central conique		Tube central concave		Tube central convexe	
u_c		Re	q_{mc}	Re	q_{mc}	Re	q_{mc}	Re	q_{mc}
0,317		9500	0,224	15800	0,621	15800	0,620	11100	0,620

Tableau III.3 : paramètre de Re et q_m a l'entrée de tube interne

a : Rapport de vitesse= u_c/u_f

CHAPITRE IV

CHAPITRE IV

Introduction

Depuis quelques années, l'accroissement de la puissance des ordinateurs et le développement des méthodes numériques ont permis de conduire des calculs compliqués de l'écoulement dans plusieurs configurations, tout en tenant compte de l'effet de la viscosité et de la turbulence. Ce progrès a fait de la modélisation numérique de l'écoulement ou CFD (Computational Fluid Dynamic) un outil de plus en plus important pour le développement et l'optimisation du dimensionnement de différents procédés industriels.

IV.1. Choix de la méthode numérique

En analyse numérique basée sur la méthode des volumes finis qui est utilisée pour résoudre numériquement des équations aux dérivés partielles. Contrairement à la méthode des différences finies qui met en jeu des approximations des dérivées, les méthodes des volumes finis et des éléments finis exploitent des approximations d'intégrales. Le choix de l'utilisation de telle méthode numérique va dépendre essentiellement du type et de la complexité : la nature de fluide, le comportement thermodynamique de milieu et le problème stationnaire et instationnaire. Pour notre étude nous avons choisis la méthode des volumes finies, car elle présente des avantages considérable de fait qu'elle soit simple, qu'elle garantisse la conservation de masse et de la quantité de mouvement dans chaque volume de contrôle et dans tout le domaine de calcul et qu'elle soit applicable dans les géométries complexes.

La méthode des volumes finis est localement conservative car elle est basée sur une approche « balance ». La balance locale est écrite sur chaque cellule de discrétisation, qui sera appelé « volume de contrôle », par la formule de divergence, une formulation intégrale des flux sur les bords du volume de contrôle est alors obtenue [127].

IV.2. Présentation de logiciel CFD

Les codes de simulation numérique des écoulements est mécanique des fluides numérique (MFN), ou code CFD (Computational Fluid Dynamics), est un type de modélisation dynamique des fluides qui utilise des techniques mathématiques pour modéliser les problèmes impliquant les écoulements de fluides.

Les calculs complexes sont effectués par des ordinateurs et des simulations sont créées pour modéliser la façon dont les fluides interagissent avec leur environnement.

L'accessibilité croissante et la disponibilité d'ordinateurs puissants ont permis à l'analyse CFD de devenir encore plus performante et plus précise, offrant de meilleurs résultats à l'industrie. Les simulations de CFD commencent par définir la géométrie du problème à considérer, puis le volume du fluide.

Les conditions aux limites sont alors définies et la modélisation peut commencer. Résolvent les équations régissant les mouvements d'un fluide. Ces équations traduisent la conservation de masse et de la quantité de mouvement (Navier-Stokes), ainsi que la conservation d'énergie.

Certaines codes sont aussi en mesure de décrire le transport de polluant ou les réactions chimiques au sein de fluide. Il existe un grand nombre de code CFD disponibles (plus d'une certaine), qu'ils soient commerciaux, du domaine public ou encore propres à certaines institutions. Recense les codes de calcul les plus répondus, On peut observer que l'essentiel des codes utilisent la méthode des volumes finis.

Pour notre travail, nous avons au code CFD Fluent, commercialisé par fluent Incorporated. Nous disposons de la version 6.3, il permet de résoudre les équations régissant les mouvements laminaire et turbulent d'un fluide, en dimension 2 ou 3. Les problèmes à résoudre peuvent être en régime permanent et stationnaire [127].

IV.3. Principes des codes CFD

Les logiciels de simulation numérique des écoulements basés sur la méthode des volumes finis peuvent maintenant être considérés véritables «expérience numérique », lorsqu'elles sont faites avec soin. L'avantage des méthodes numériques est que toutes les quantités physiques liées à l'écoulement (champ de vitesse, champ de pression, contrainte etc.) sont immédiatement disponible en tout point. Dans une expérimentation, l'obtention de ces quantités physiques en tout point de champ est souvent impossible ou très difficile en pratique. Cependant, la simulation numérique direct des équations de Navier-Stokes est encore limité à des nombres de Reynolds modérés. Les méthodes de CFD (Computational Fluid Dynamics) ont l'avantage de mettre en œuvre de la mécanique des fluides avec un minimum des hypothèses.

Elles résolvent notamment les équations non-linéaires instationnaire et compressible. La discrétisation des équations de Navier Stokes et de conservation de la masse est faite sur des éléments quadrilatéraux ou triangulaires, régulières ou non selon la complexité de la

géométrie. Elle conduit à un système d'équation non-linéaires couplées. Ce système est résolu de manière itérative. Le premier travail à accomplir dans la réalisation d'une simulation numérique est la définition d'un maillage adapté à la nature de l'écoulement. [127]

IV.4. Principe de la méthode des volumes finis

La méthode des volumes finis est une version spéciale de la méthode des résidus pondérés où la fonction de projection égale à l'unité. Cette méthode consiste à subdiviser le domaine d'étude en volumes élémentaires de telle manière que chaque volume entoure un nœud principal P. Chaque volume est délimité par : deux interfaces dans le cas monodimensionnel noté (e,w), quatre interfaces dans le cas bidimensionnel (e,w,s,n) et six interfaces dans le cas tridimensionnel (e,w,s,n,t,b). Chaque nœud principal P est limité par des nœuds voisins (E, W) dans le cas monodimensionnel, (E, W, S, N) dans le cas bidimensionnel, et (E, W, S, N, T, B) dans le cas tridimensionnel. L'équation différentielle est intégrée dans chaque volume élémentaire finis.

Pour calculer l'intégrale dans ce volume élémentaire l'inconnue est représentée à l'aide d'une fonction d'approximation (linéaire, parabolique, exponentielle, de puissance etc.) entre deux nœuds consécutifs. Ensuite, la forme intégrale est discrétisée dans le domaine d'étude. Le résultat de discrétisation donne une équation algébrique qui est constituée par les valeurs nodales. Les différentes étapes de la méthode des volumes finis sont :

- * La discrétisation de domaine considéré en volume de contrôle.
- * La formulation intégrale des équations différentielle aux dérivées partielles.
- * Ecriture des équations algébriques aux nœuds de maillage.
- * Résolution algébrique linéaire obtenue.

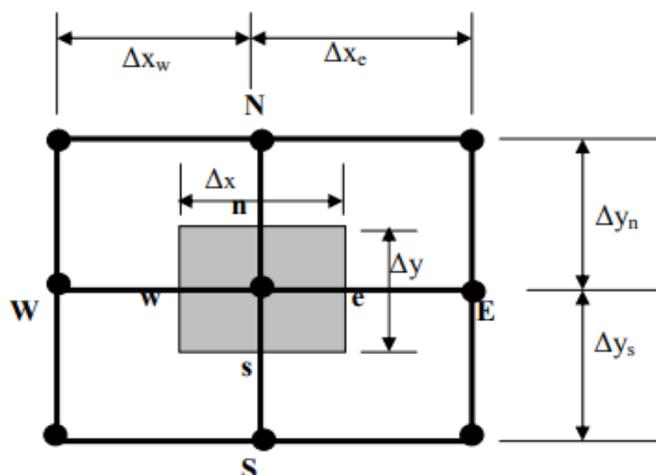


Fig. IV.1: Volume de contrôle bidimensionnel

Le volume de contrôle est montré par la figure.3.1 de (Volume de contrôle bidimensionnel) pour La formulation monodimensionnelle ci-dessus de la méthode des volumes finis peut être étendue au cas bidimensionnel.

La formulation bidimensionnelle consiste à subdiviser le domaine d'étude en un nombre d'éléments finis. Chaque élément contient quatre nœuds. Un volume fini entoure chaque nœud Le nœud principal "P" et entouré par quatre nœuds voisins celui du Nord "N", celui du Sud "S" (dans la direction y) et celui de l'Ouest "W", celui de l'Est "E" (dans la direction x). Les points (e : est, w : West, n : nord, s : sud) [127].

IV.5. Maillage

Un maillage est la discrétisation spatiale d'un milieu continu, ou aussi une modélisation géométrique d'un domaine par des éléments proportionnés finis et bien définis. L'objet d'un maillage est de procéder à une simplification d'un système par un modèle représentant ce système et éventuellement son environnement (le milieu) dans l'optique de simulation de calcul ou de représentation graphique.

Donc la subdivision du domaine étudié en grille longitudinale et transversale dont l'intersection représente un nœud, où on trouve la variable u et v du vecteur vitesse qui se trouve au milieu des segments reliant deux nœuds adjacents. Ainsi, un élément de volume de contrôle est défini autour de chaque nœud. Les grandeurs scalaires pression et température sont stockées dans le nœud P de maillage figure .IV.2 tandis que les grandeurs vectorielles u et v sont stockées au milieu des segments reliant les nœuds. L'équation générale du transport est intégrée sur le volume de contrôle associé aux variables scalaires et les équations de quantité de mouvement sont intégrées sur le volume de contrôle associé aux composants de vitesse [128].

Le volume de contrôle de la composante longitudinale u est décalé suivant la direction x par rapport au volume de contrôle principale figure .IV.3 celui de la composante transversale v est décalé suivant la direction y figure .IV.4 Ce type de maillage dit "maillage décalé" permet une bonne approximation des flux convectifs et une meilleure évaluation des gradients de pression ainsi qu'une stabilisation numérique de la solution. La construction des volumes de contrôle et le maillage décalé sont montrés dans les figures. [128]

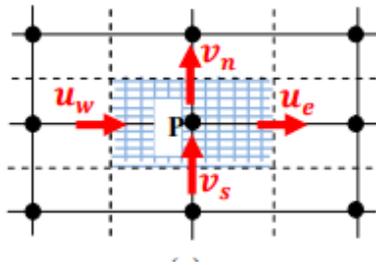


Fig. IV.2.

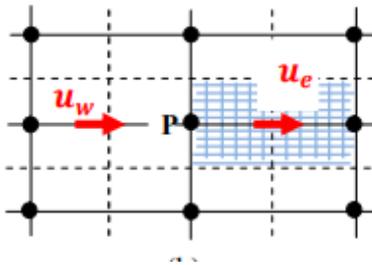


Fig. IV.3

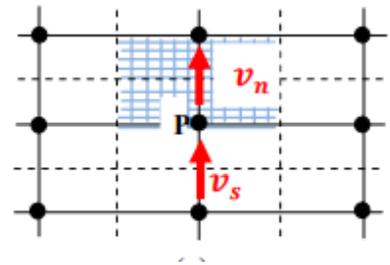


Fig. IV.4

IV.6. Choix de maillage

Après avoir créé la géométrie, Il est très important de choisir un maillage adapté pour traiter le problème. Le choix de maillage est un point essentiel dans la précision et l'exactitude des résultats numériques. Pour ce faire, on doit déterminer les paramètres optimaux et choisir une stratégie de maillage qui répond à nos objectifs, parmi ces paramètres, on peut citer:

- * Le nombre de la maille.
- * La distance entre les mailles (concentration des mailles).
- * La forme de la maille
- * Les paramètres de déformation pour le cas du maillage déformable.

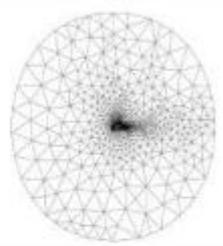
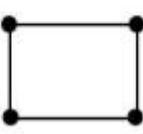
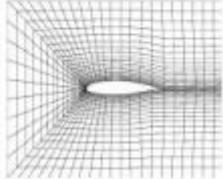
Type des cellules en 2D	La forme de maillage	Exemple
Triangulaire		
Quadrilatérale		

Tableau. IV.1: Différents formes de maillage des faces

IV.7. GAMBIT

GAMBIT est un logiciel qui permet de créer des maillages pouvant être utilisés en particulier sous FLUENT. Le mailleur est un prétraitement au logiciel de simulation. Il permet de générer un maillage structuré ou non structuré en coordonnées cartésiennes, polaires,

cylindriques ou axisymétriques. Il peut réaliser des maillages complexes en deux ou trois dimensions avec des mailles de type rectangle ou triangle

Ce logiciel est utilisé pour définir et créer le modèle d'étude (surface ou volume) et de le mailler suivant le bon vouloir de l'utilisateur.

Les différentes étapes d'utilisation de GAMBIT [128]

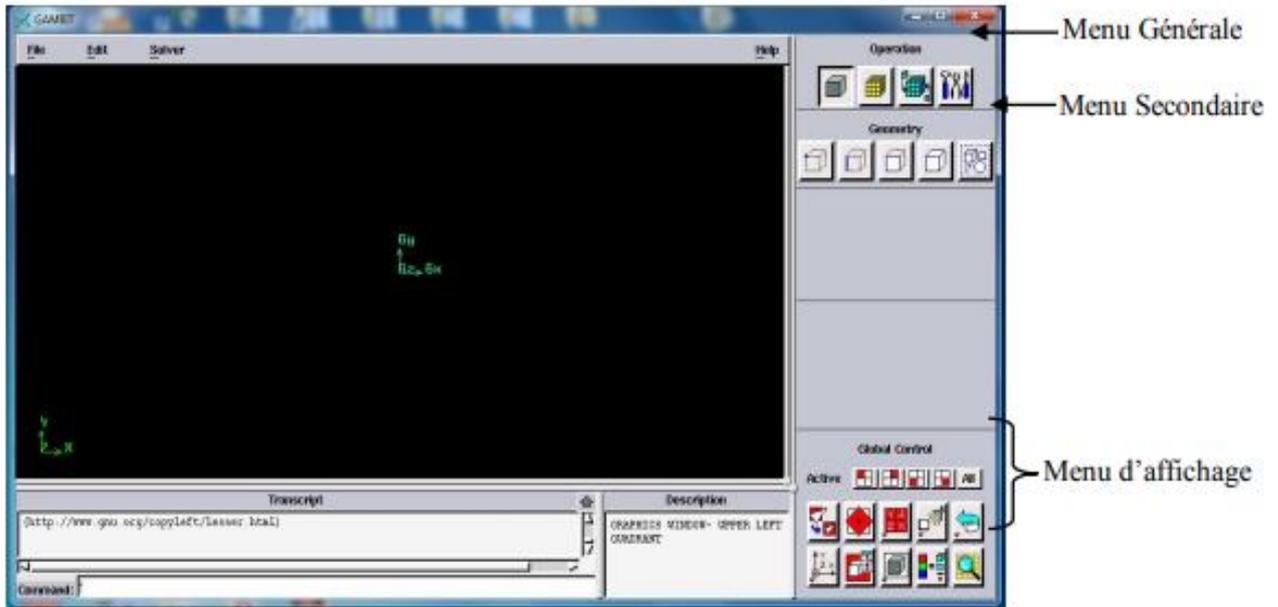


Fig. IV.5. Vue global de gambit

Astuce : La première chose à faire quand on entre sur Gambit est de nommer le système qu'on va construire de telle manière de ne pas le perdre bêtement.

L'utilisation de Gambit est simple : principalement il faut prendre les menus en haut à droite et effectuer les tâches en partant du menu de gauche pour aller jusqu'à celui de droite (où normalement on doit avoir fini notre maillage).

Important : Avant même de créer la géométrie il faut choisir le type de solveur ; c'est-à-dire le type de logiciel (ici fluent) qu'on va utiliser par la suite (choisir la bonne version du logiciel dans notre cas choisir Fluent 5/6)

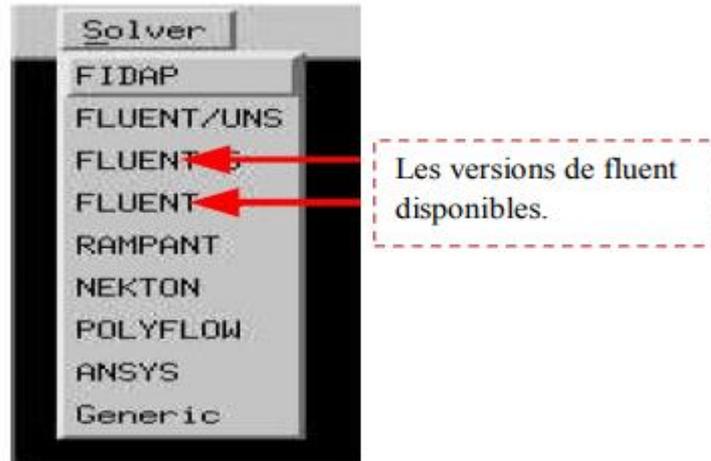


Fig. IV.6.Type de solver

Vient maintenant le moment de créer la géométrie à étudier Deux possibilités se présentent :

- Créer point par point (extrémités) le système, ligne, face, volume (conseillé pour des géométries complexes) ce qui est notre cas.
- Créer des surfaces simples existantes (cube, cylindre, sphère...) puis extruder pour obtenir les volumes ou les surfaces voulus.

IV.8. Détail des principaux menus

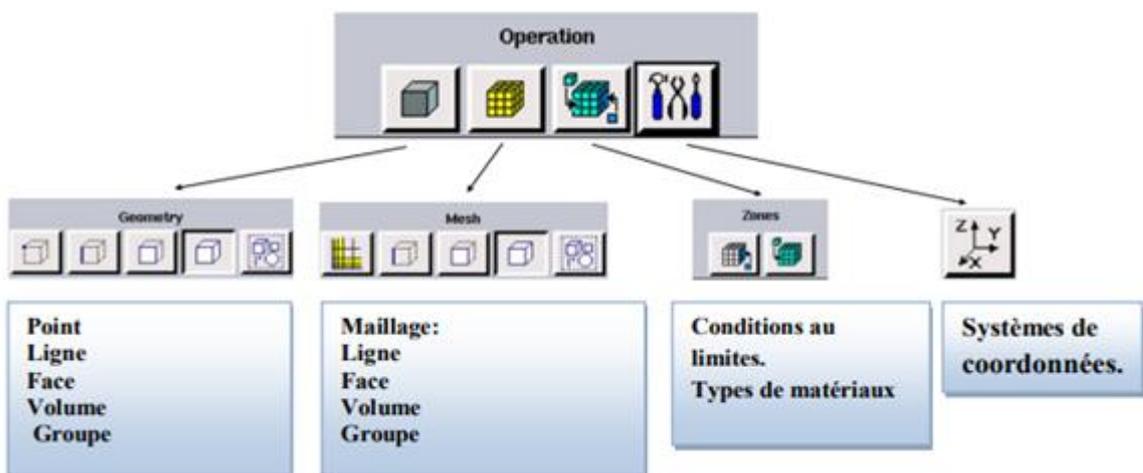


Fig. IV.7.Menu principale de Gambit

IV.9. Commandes dans le Gambit

La construction de la géométrie La géométrie est créée à partir de point, de côtes, de surfaces, de volumes ou d'un groupe de tous ces éléments. On peut effectuer des opérations d'union, d'intersection, de séparation d'effacement et de décomposition.

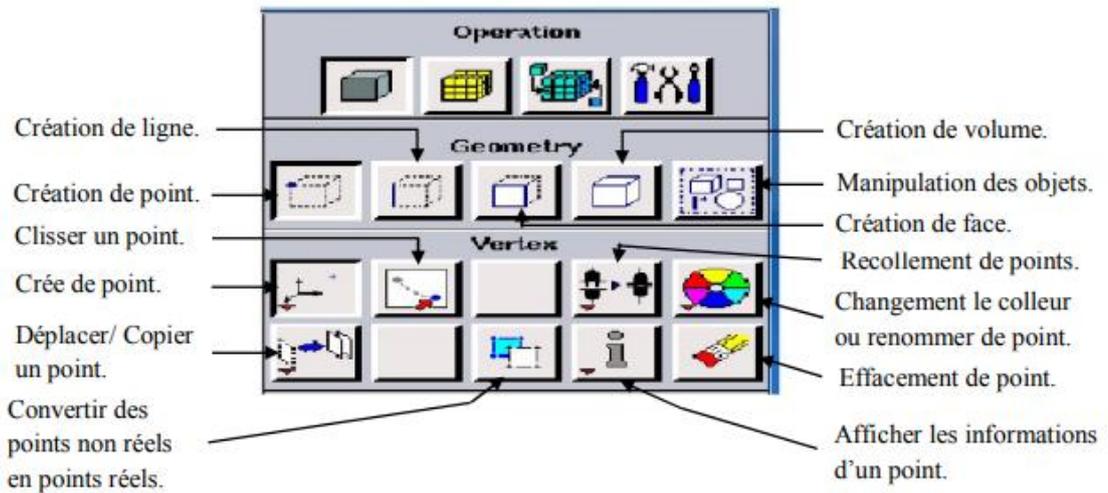


Fig. IV.8.Menu Création des éléments de la géométrie

*Commande d'une ligne Ce menu nous permet de choisir le type de courbe désirer pour reliée des point deux à deux suivant ce que l'on cherche

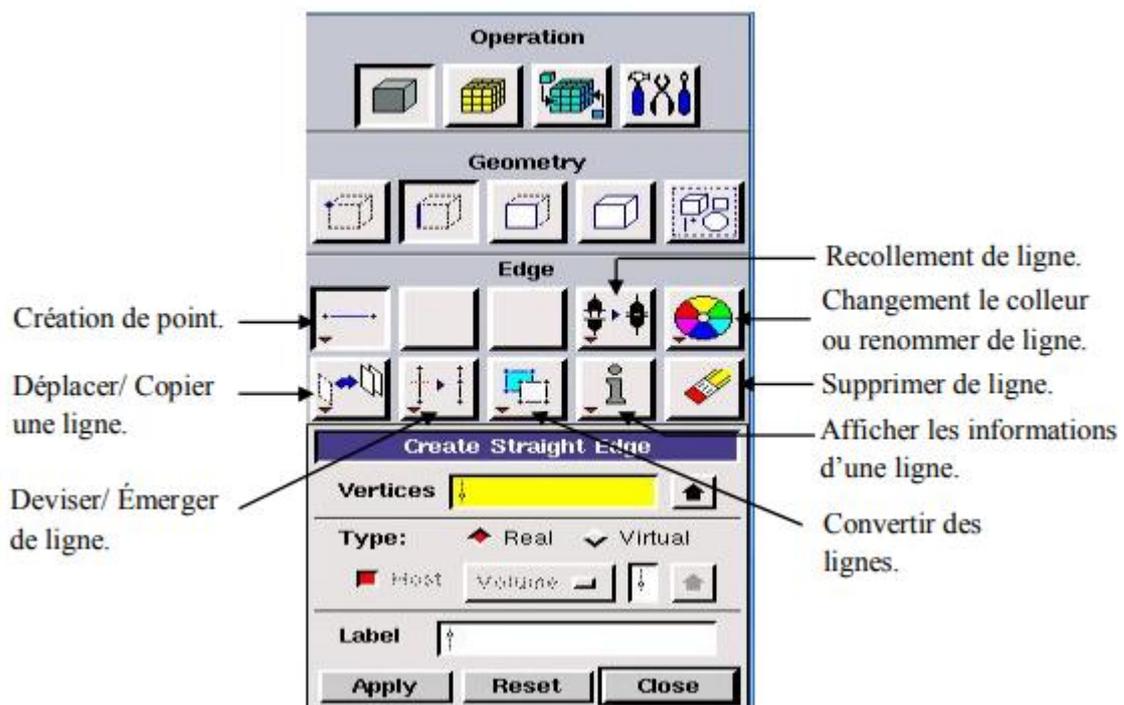


Fig. IV.9.Menu ligne

*relatives à une face On peut créer une face soit à partir des lignes existences, soit par face directement.

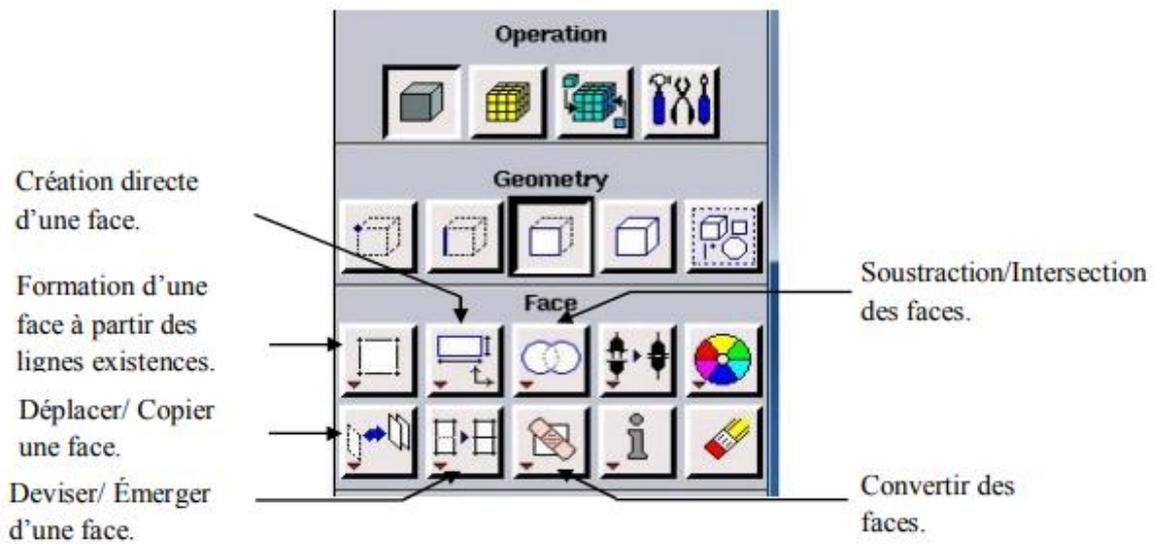


Fig. IV.10.Menu face

*Cette fonction permet la génération de tous types de maillage, la manipulation de maillage généré et même la création d'une couche limite

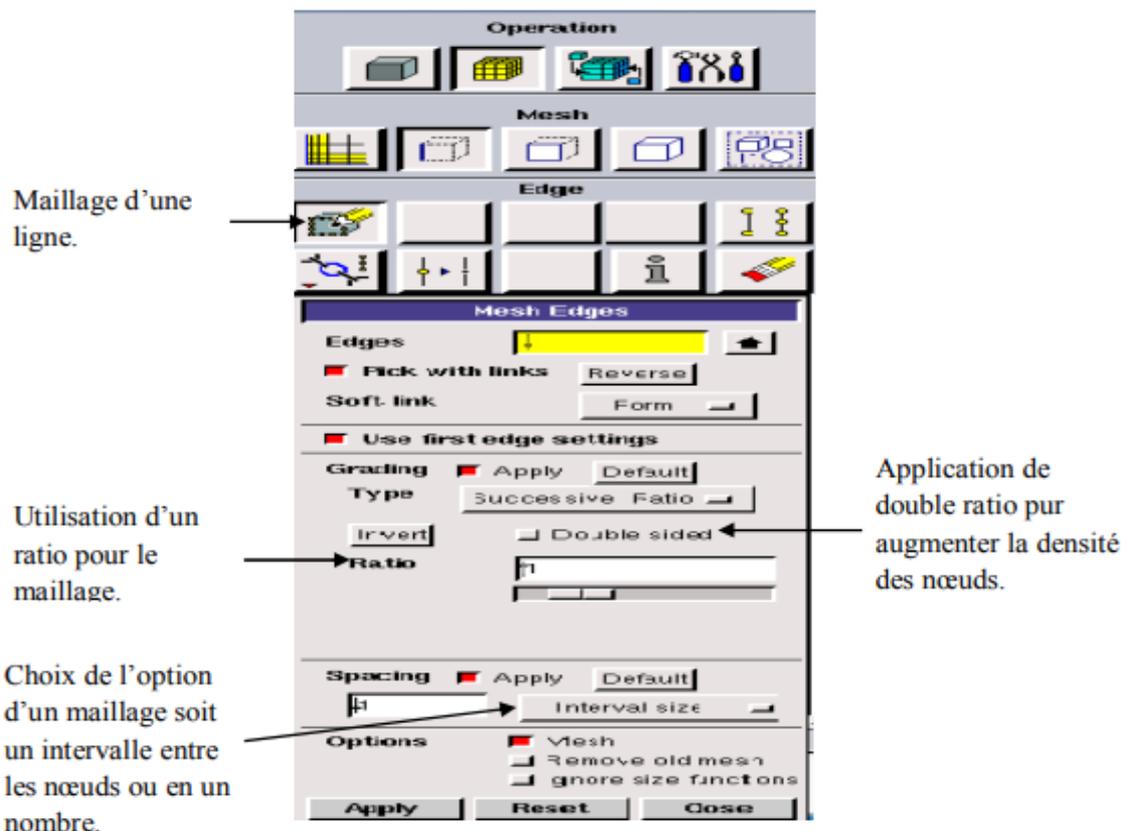


Fig. IV.11.Menu maillage d'une ligne

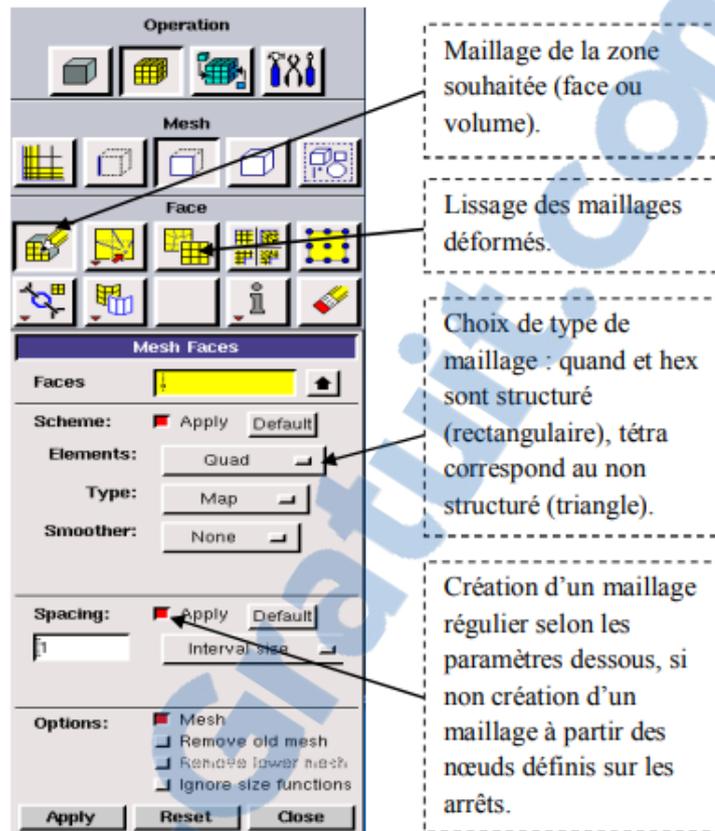
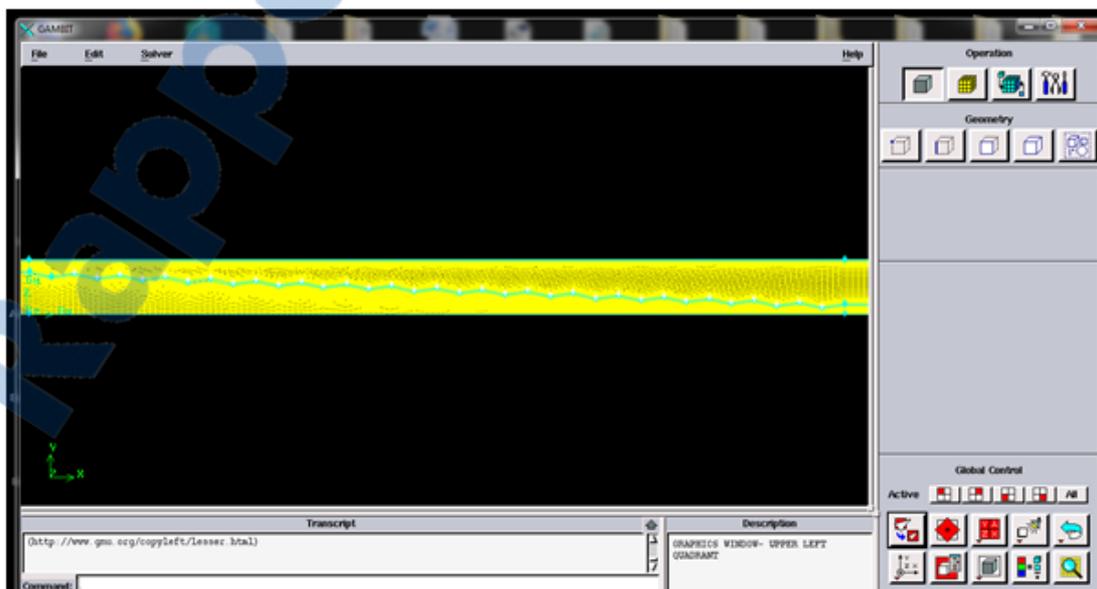
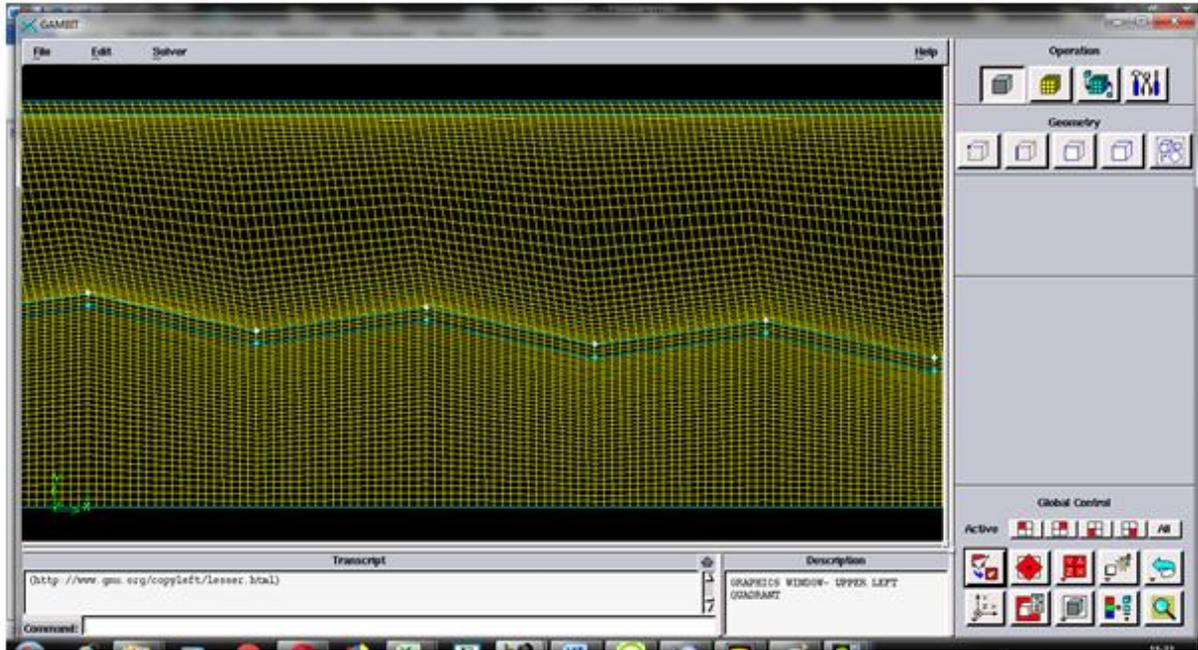


Fig. IV.12. Menu maillage d'une face

La géométrie Dans gambit



(a)



(b)

Fig. IV.13. La géométrie maillée sur gambit (a),(b)

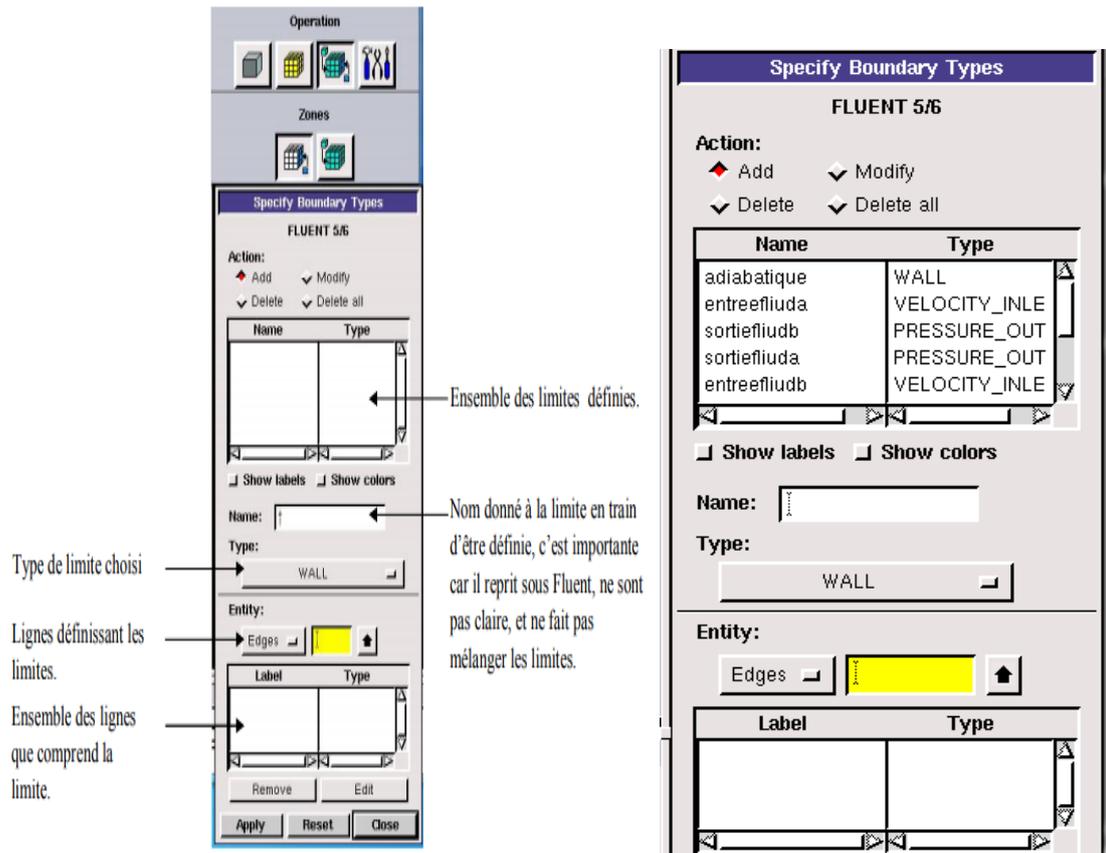


Fig. IV.14. Conditions aux limites

IV.10. Exportation du maillage de gambit

Une fois que la géométrie a été créée, que les conditions aux limites ont été définies, il faut exporter le maillage, en point .msh (mesh = maillage en anglais) pour que Fluent soit capable de le lire et de l'utiliser. On peut ensuite fermer Gambit en sauvegardant la session (si on souhaite l'ouvrir) et lancer Fluent.

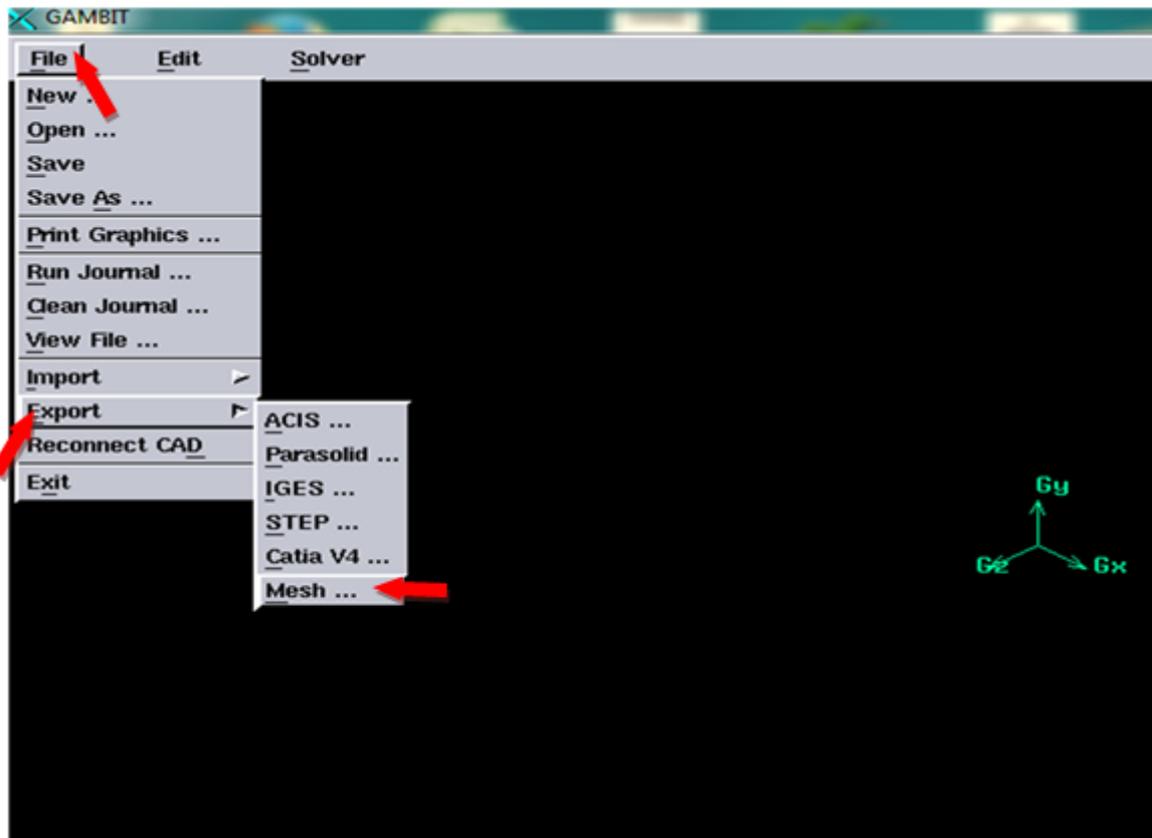


Fig. IV.15. Exportation du maillage.

IV.11. Fluent

Fluent est un code CFD commercial très utilisé dans l'industrie. Il permet de résoudre les écoulements fluides (champs de vitesses, de température...), c'est la raison pour laquelle on la choisi pour réaliser notre simulation. Il peut résoudre les problèmes d'écoulement avec des mailles non structurées qui peuvent être produit pour des domaines complexes avec une relative facilité. Les types des mailles supportées sont :

- Des mailles en 2D, triangulaires ou quadrilatères ;
- Des mailles en 3D, tétraédrique /hexaédrique/pyramidales ;
- Des mailles (hybrides) mixtes.

Ensuite l'utilisation de Fluent est simple, il suffit de suivre l'ordre des menus en partant de la gauche pour aller vers la droite. Le premier menu que nous allons étudier est le menu GRID. La première chose à faire est d'utiliser l'option check afin de vérifier si le maillage importé comporte des anomalies comme des problèmes de jointure entre les différentes surfaces du maillage.

Il est possible de vérifier tout de suite la forme de la grille en cliquant sur DISPLAY et ensuite sur grid. On peut de cette façon vérifier que la géométrie correspond bien à ce que l'on veut. Ceci permet de vérifier si le maillage importé ne contient pas d'erreurs ou de volumes négatifs.

Le second menu que l'on va utiliser est le menu DEFINE. La démarche à suivre est de partir des options du haut du menu secondaire et de descendre au fur et à mesure. Nous trouvons donc l'option Models qui se décompose aussi en un autre menu. Solver permet de choisir le type de solveur que l'on souhaite utiliser (implicite, explicite, stationnaire, 2D...).

Viscous permet de choisir le modèle de turbulence que l'on va prendre pour résoudre le problème (laminaire, $k-\varepsilon$, $k-\omega$, etc...).

Energy permet de choisir si oui ou non on doit faire intervenir l'équation de l'énergie dans la résolution du système (dès qu'un gradient de température intervient dans les phénomènes il faut utiliser cette équation pour d'une part observer une solution réaliste mais aussi souvent pour faciliter la convergence).

Nous pouvons paramétrer et initialiser le solveur de Fluent dans le menu suivant : le menu SOLVE. Le premier sous-menu est le menu Control qui comprend tout d'abord l'option solution. C'est grâce à cette option que l'on va pouvoir entrer les différents facteurs de sous-relaxation du système : pression, température etc... Ces facteurs peuvent être modifiés au cours de la résolution. Leur principal intérêt est de forcer la solution à converger : en les baissant, on diminue la vitesse de convergence mais on l'améliore (encore que ces constatations soient valables en générales, mais pas nécessairement dans tous les cas). Dans ce menu, on peut à la façon de discrétiser chaque variable (pression, moment...).

D'autre sous-menu de SOLVE est Initialise. Ce menu permet de fixer les conditions initiales du système d'itérations que l'on veut faire pour résoudre le système et aussi la valeur limite des résidus que l'on veut se fixer.

Une fois que l'on estime que la convergence est atteinte, on peut visualiser les résultats grâce au post-traitement de Fluent. Principalement, on utilise le menu DISPLAY et les sous-menus contours et velocity vectors. Dans le premier, on observe les variations des variables (vitesse, température...) avec les iso-surfaces. Dans le second, les valeurs sont traduites par

des vecteurs ; ceci est surtout utile pour la visualisation des vecteurs vitesses. Il est également possible dans ces menus d'observer les résultats sur les faces de la géométrie et pour les vecteurs de faire des projections.

Pour visualiser des zones précises du maillage (lignes, plans...), le menu SURFACE permet de créer des lignes ou de plans dans la géométrie à partir de points.

Ensuite on peut pour les plans, les choisir pour visualiser les contours ou les vecteurs, et pour les lignes, on utilise le menu PLOT, qui offre la possibilité de faire des graphes en 2D de toutes les variables sur les lignes créées par l'utilisateur.

Pour exporter des images, on peut, soit faire une copie d'écran (de loin le plus simple), soit cliquer dans FILE, hardcopy et choisir TIFF pour créer une image Tiff de la fenêtre actuellement affichée [126]

IV.12. Différents étapes à suivre pour la modélisation numérique par FLUENT

Les principales étapes à suivre lors du travail sur logiciel de simulation numérique des écoulements Fluent nécessitent la connaissance de certaines notions théoriques de base. Ces notions, concernent notamment les définitions des principales équations régissant l'écoulement. La résolution numérique par Fluent d'une manière générale, suit les étapes suivant:

- 1) Création de la géométrie sous logiciel de GAMBIT (Geometry And Mesh Building Intelligent Toolkit).
- 2) Choix de la stratégie de maillage et création de plusieurs grilles.
- 3) Définition des conditions aux limites dans GAMBIT.
- 4) Définition de problème sous le logiciel FLUENT, étude des différentes grilles de maillage et sélection du maillage retenue.
- 5) Calcule avec Fluent pour les différents cas retenus.
- 6) Analyse des résultats obtenue.

IV.13. Les étapes à suivre sur fluent :**A. Choisir le type de résolution :****Fig. IV.16.**Type de résolution**Fig. IV.17.**Vue globale de Fluent

B. Importer le fichier

File \square Read \Rightarrow Case Il faut d'abord importer le fichier (.msh) généré avec Gambit avant d'aborder la simulation.

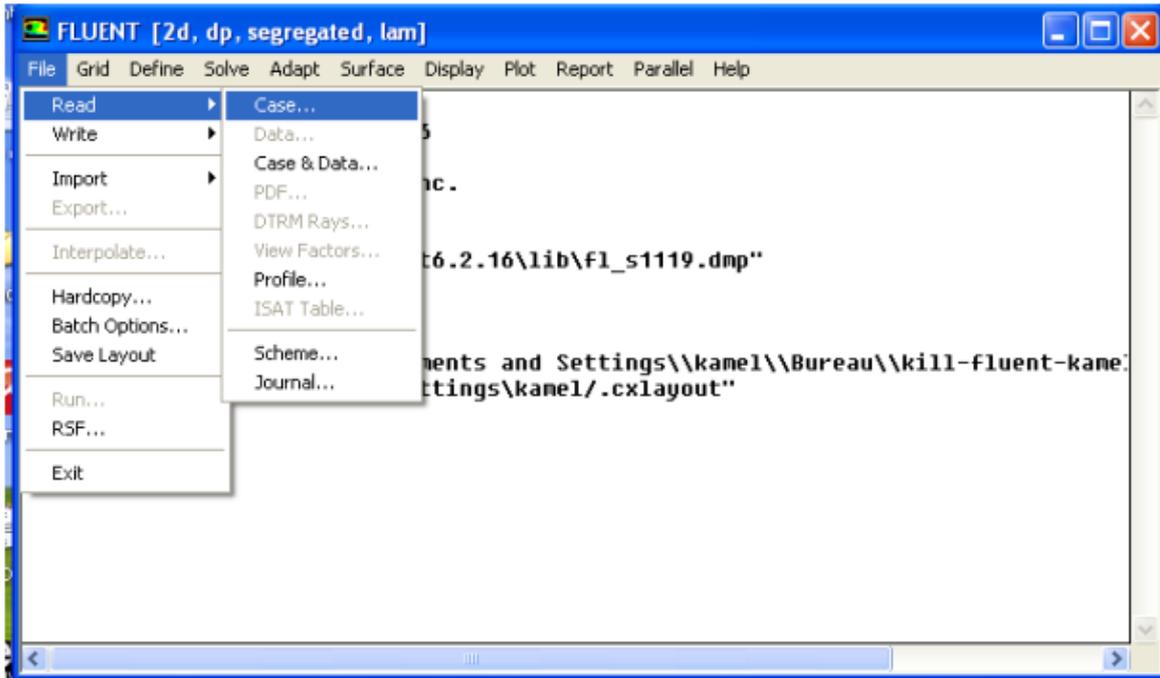


Fig. IV.18 .Importation de la géométrie

C. Vérification du maillage : Grid \Rightarrow Check On doit dans cette étape vérifier le maillage s'il ne comporte pas des erreurs ou des volumes négatifs.

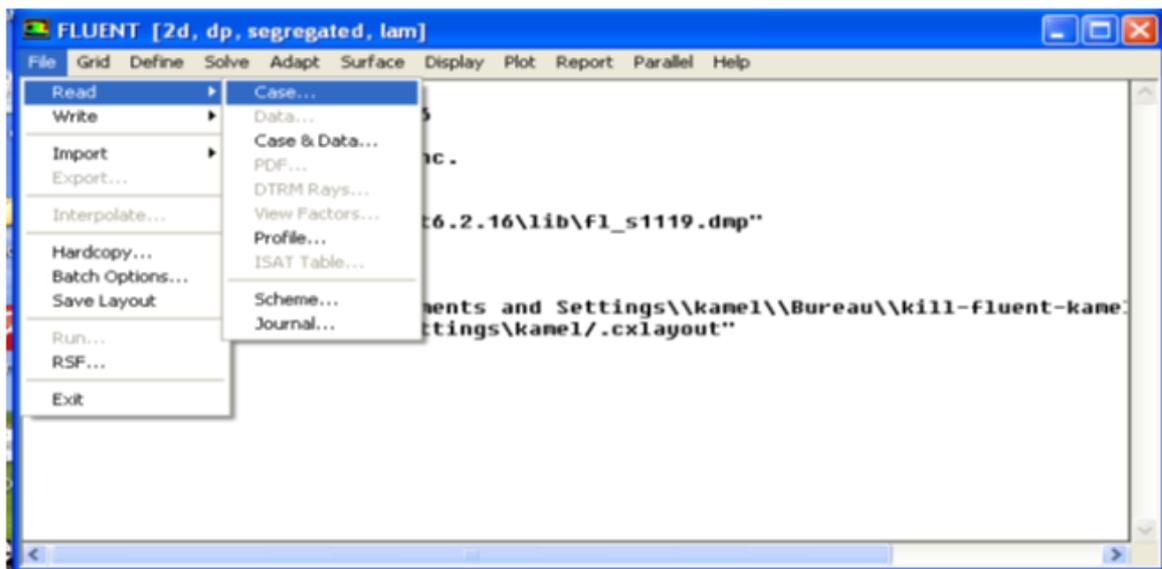


Fig. IV.19.Vérification du maillage sou Fluent.

D. Vérification du maillage importé :

Grid--->Check

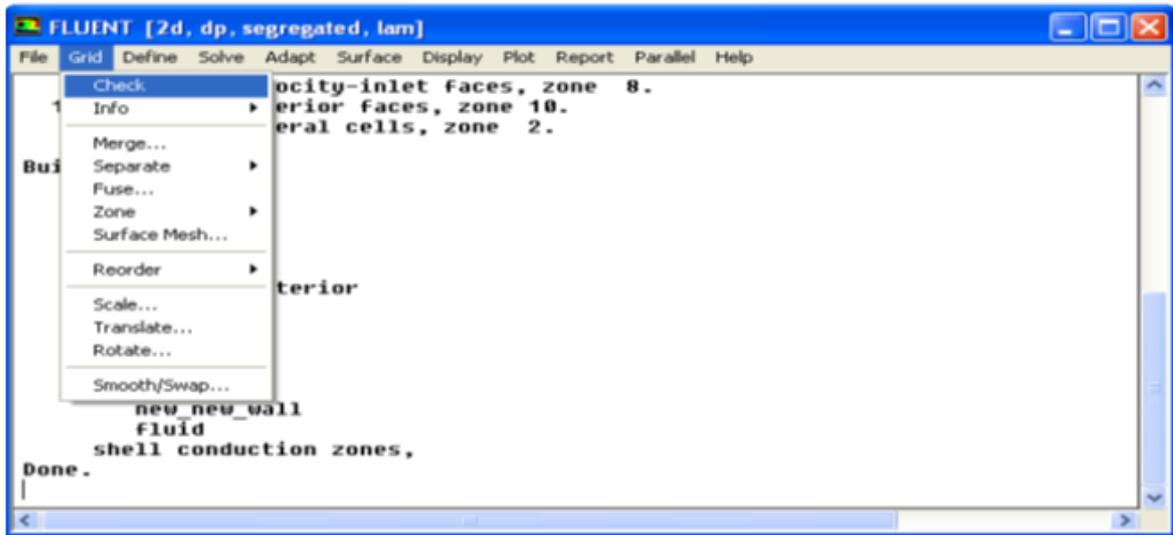


Fig. IV.20. Vérification du maillage sous Fluent

E. Choix du solveur :

Define---> Models---> Solver...

Segregated Solver : est le plus approprié pour les écoulements incompressibles (ventilateurs, pompes...) . Coupled Solvers, les solveurs « coupled implicit » et « coupled explicit », sont plutôt réservés aux écoulements compressibles à grande vitesse. C'est là aussi qu'on choisit le régime d'écoulement ; permanent ou instationnaire.

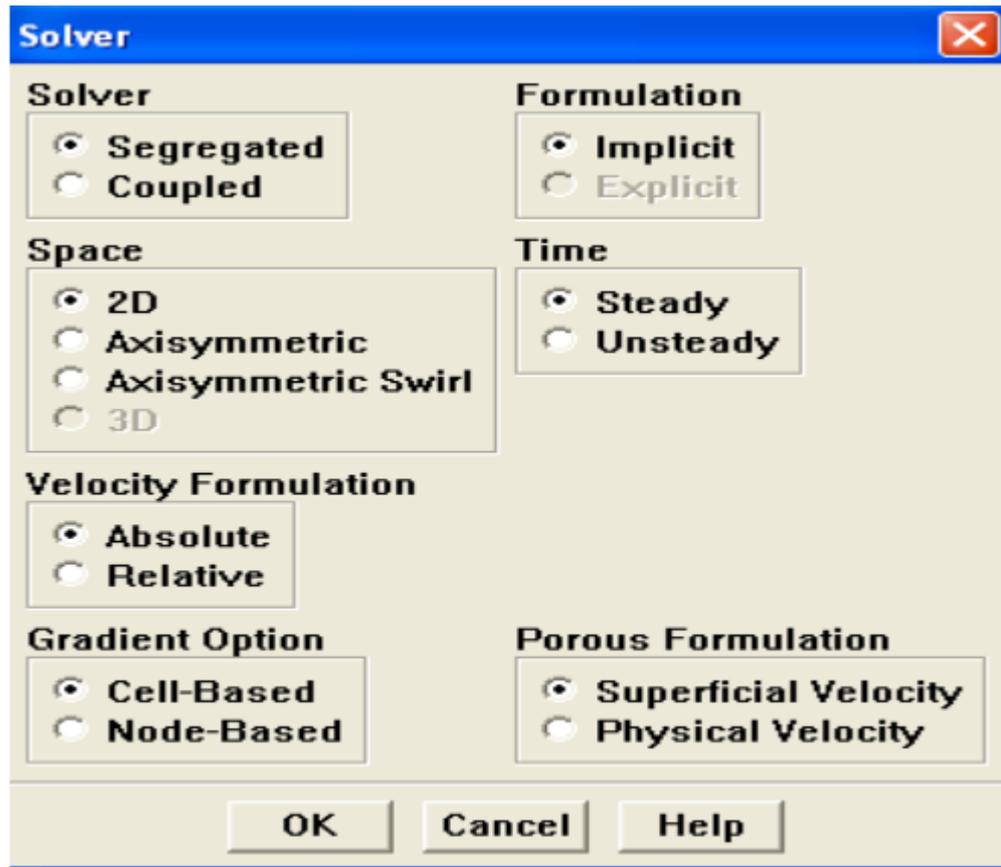


Fig. IV.21.Choix du solveur

F .Choix du solveur sous Fluent

F-Choix du modèle de turbulence :] Define---> Models --->Viscous

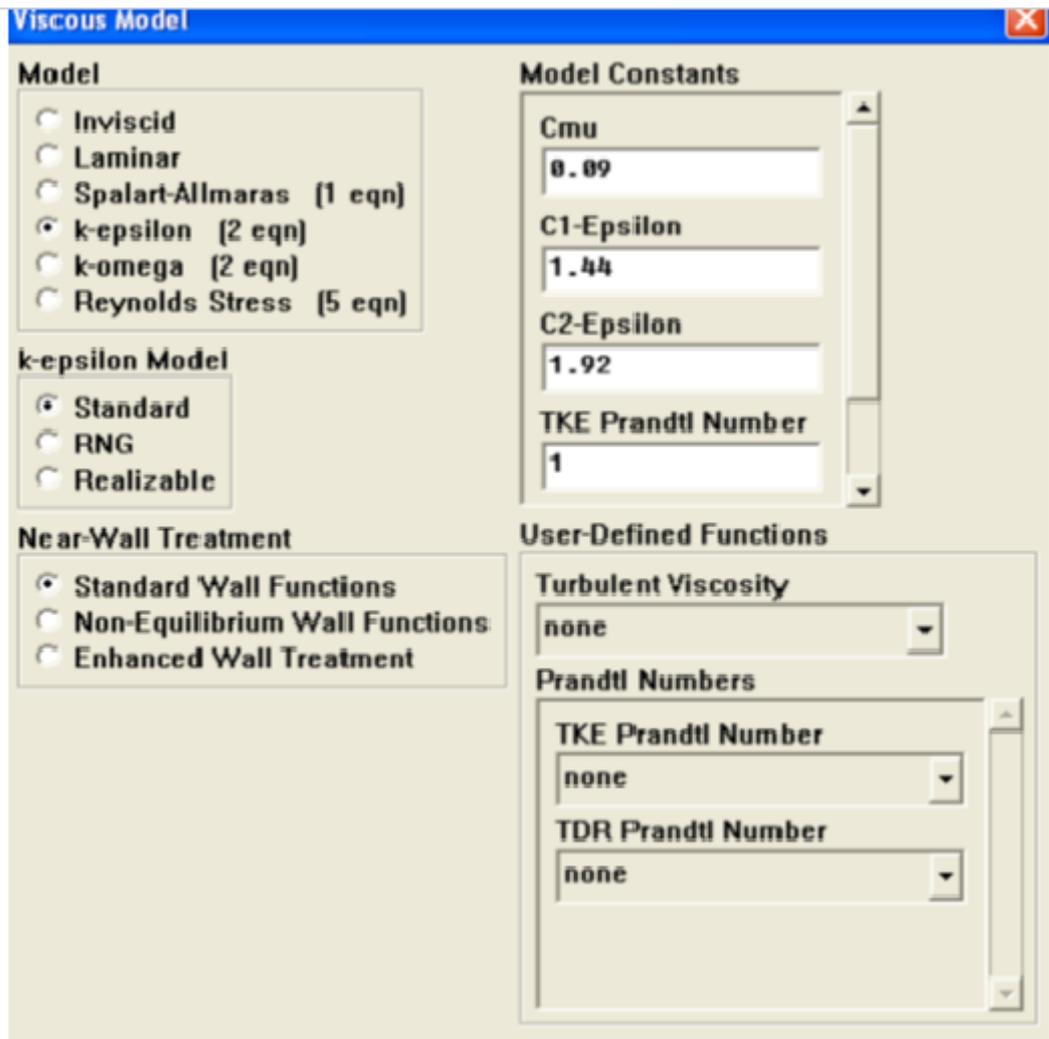


Fig. IV.22.Choix du modèle de turbulence

Define---> Models --->energy

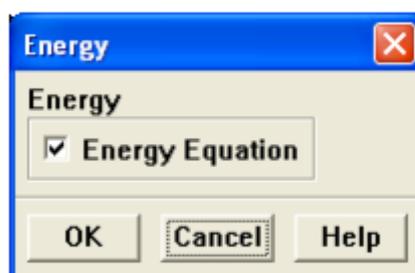


Fig. IV.23.établir les équations de l'énergie.

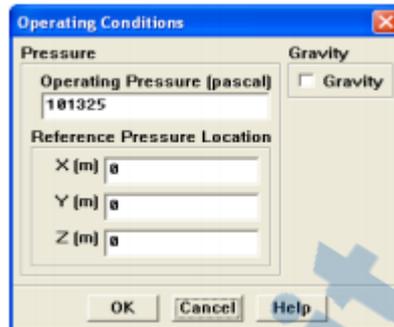
G .Conditions d'opération : Define---> Operating conditions

Fig. IV.24. Conditions d'opération

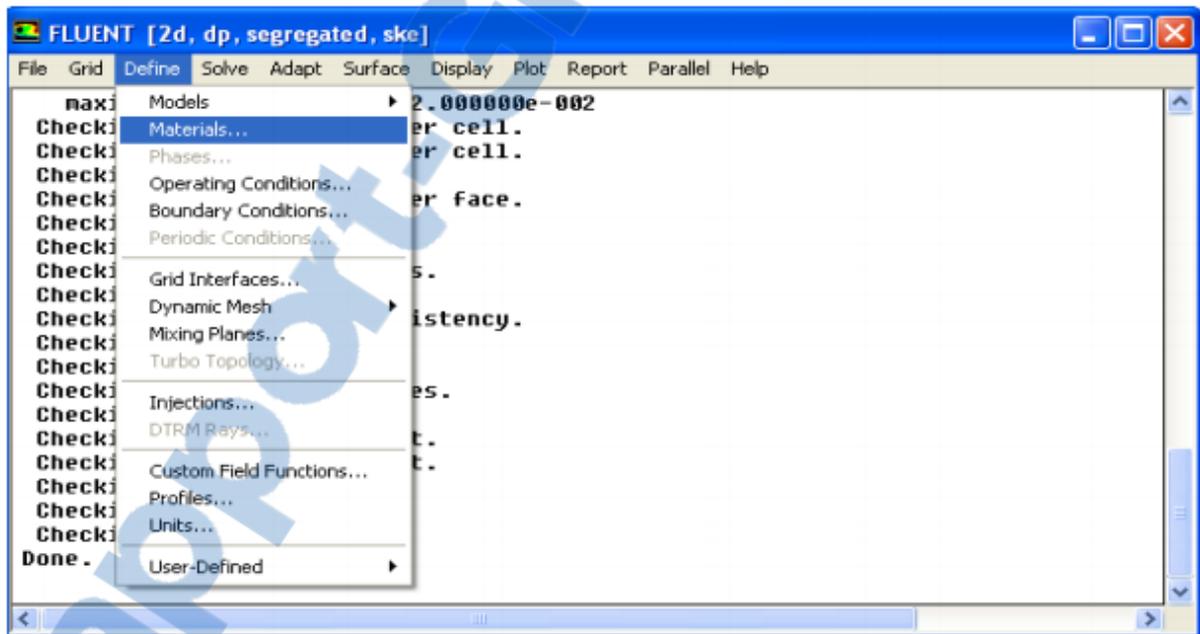
H .Définition des caractéristiques du fluide : Define-> Materials

Fig. IV.25. définition des caractéristiques du fluide

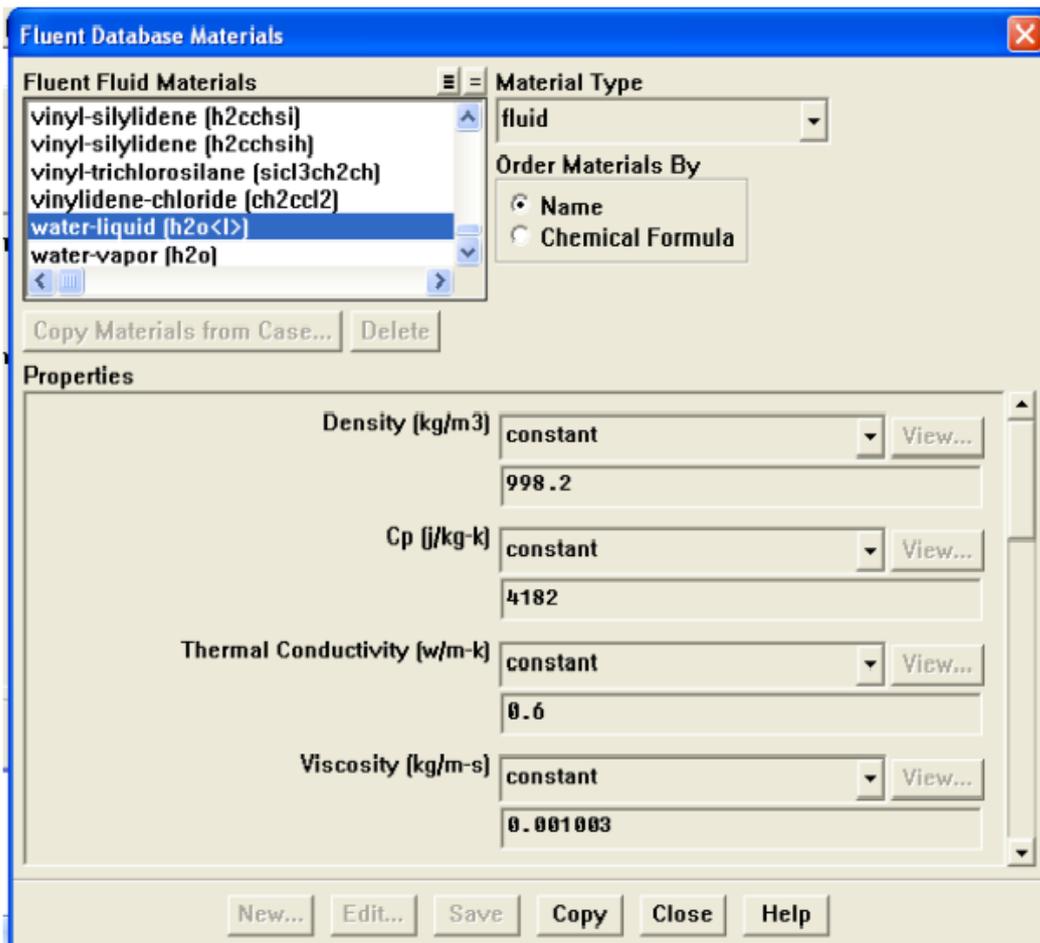


Fig. IV.26. Interface de la liste des fluides

En clique sur « Copy » et en ferme la fenêtre, donc la figure suivante sera apparue.

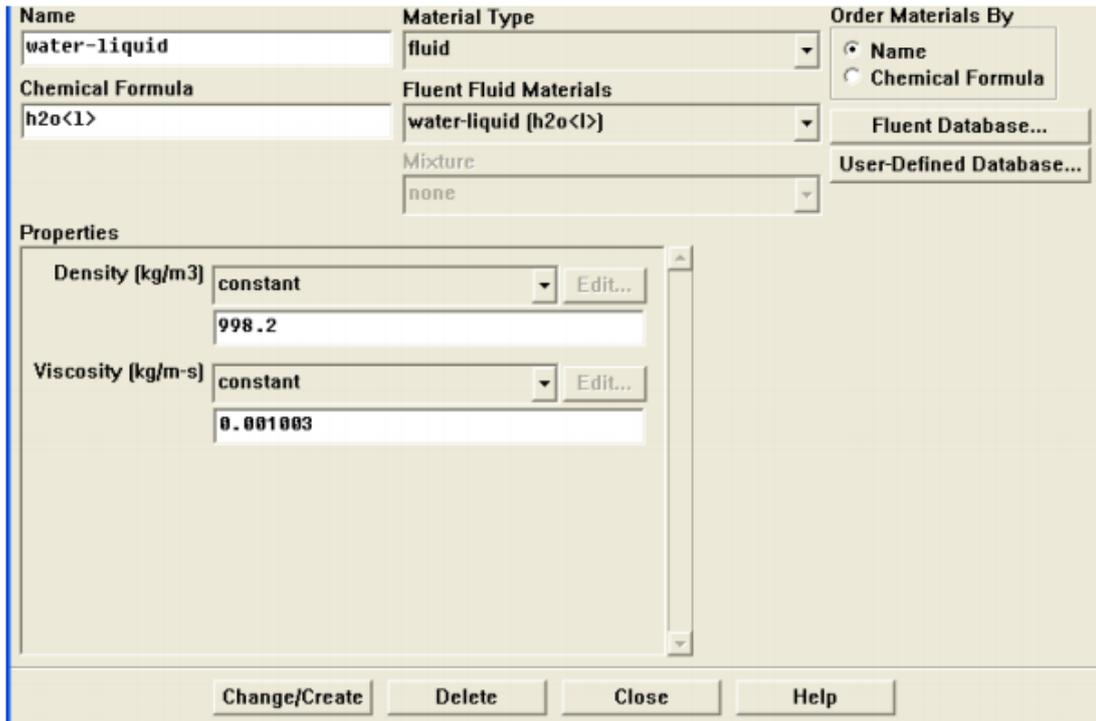


Fig. IV.27. interface des caractéristiques du fluide utilisé (l'eau)

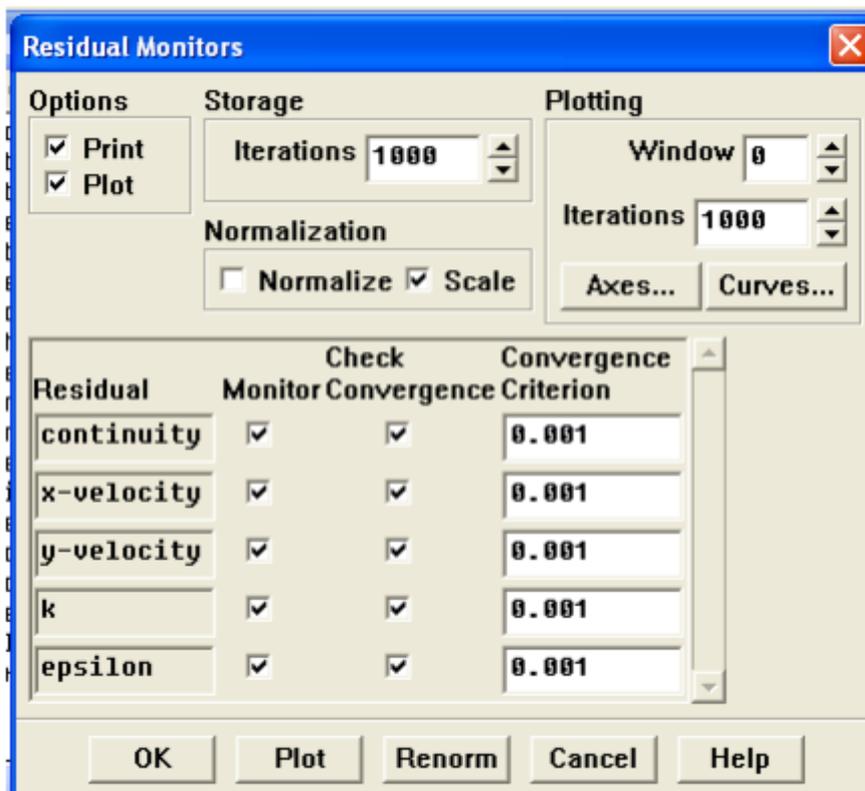


Fig. IV.28. interface des critères de convergence

I .Conditions aux limites usuelles :

Define ---> Boundary Conditions : Ensuite, il faut fixer les valeurs des conditions aux limites :

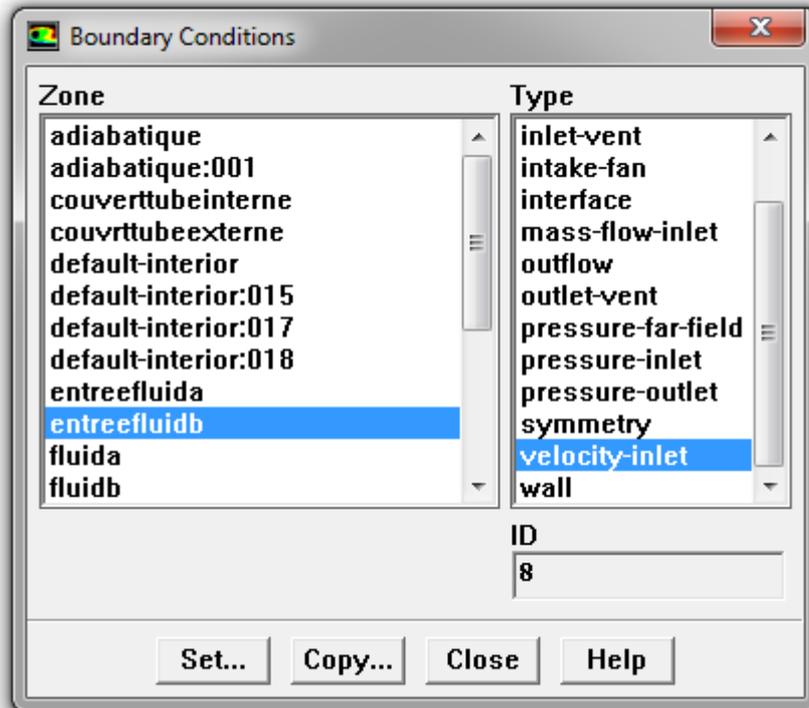


Fig. IV.29. Valeurs des conditions aux limites

J .Lancement du calcul : Solve ---> Iterate... Pour commencer les calculs il faut d'abord choisir le nombre des itérations.

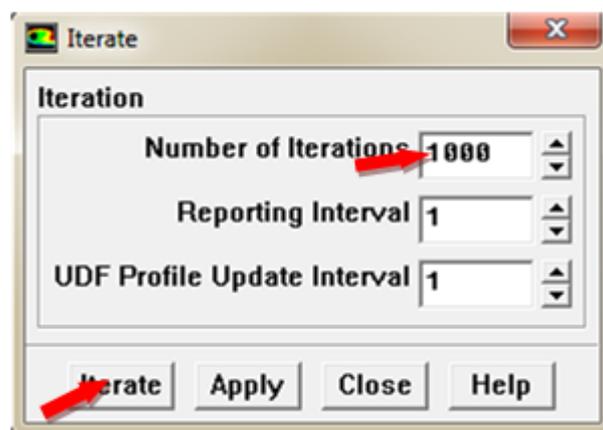


Fig. IV.30. Choix du nombre des itérations.

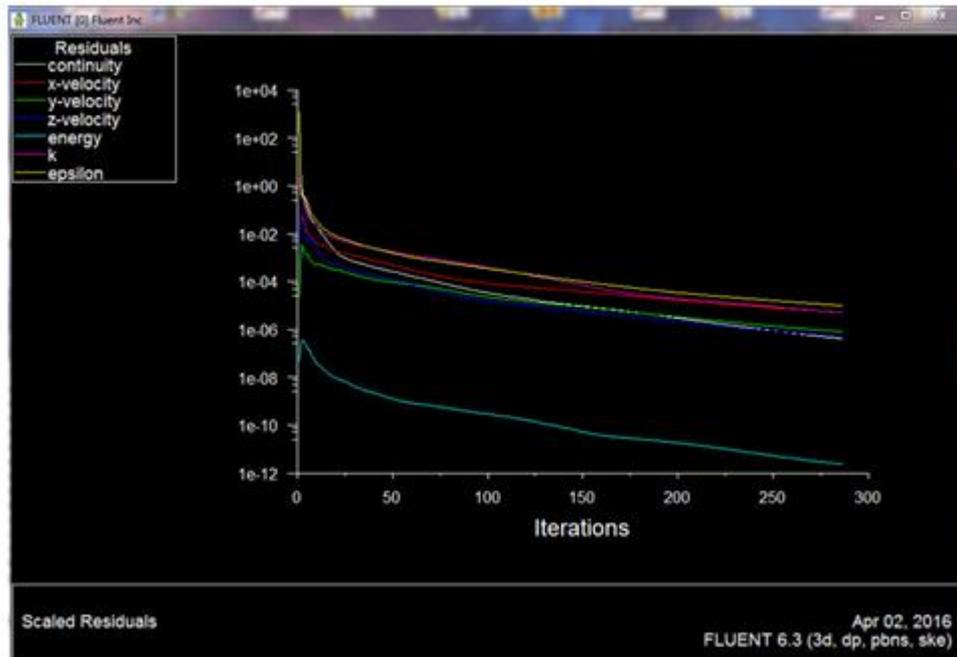


Fig. IV.31. fenêtre des itérations.

Conclusion

Dans ce chapitre, on a présenté la méthode de volume finie, le logiciel Gambit qui permis de créer et de mailler les différentes géométries, et le processeur FLUENT qui permis de faire la résolution du système d'équations.

La résolution qui est effectuée par le logiciel FLUENT à donne des résultats qui seront présentés dans le chapitre suivant.

CHAPITRE V

CHAPITRE V

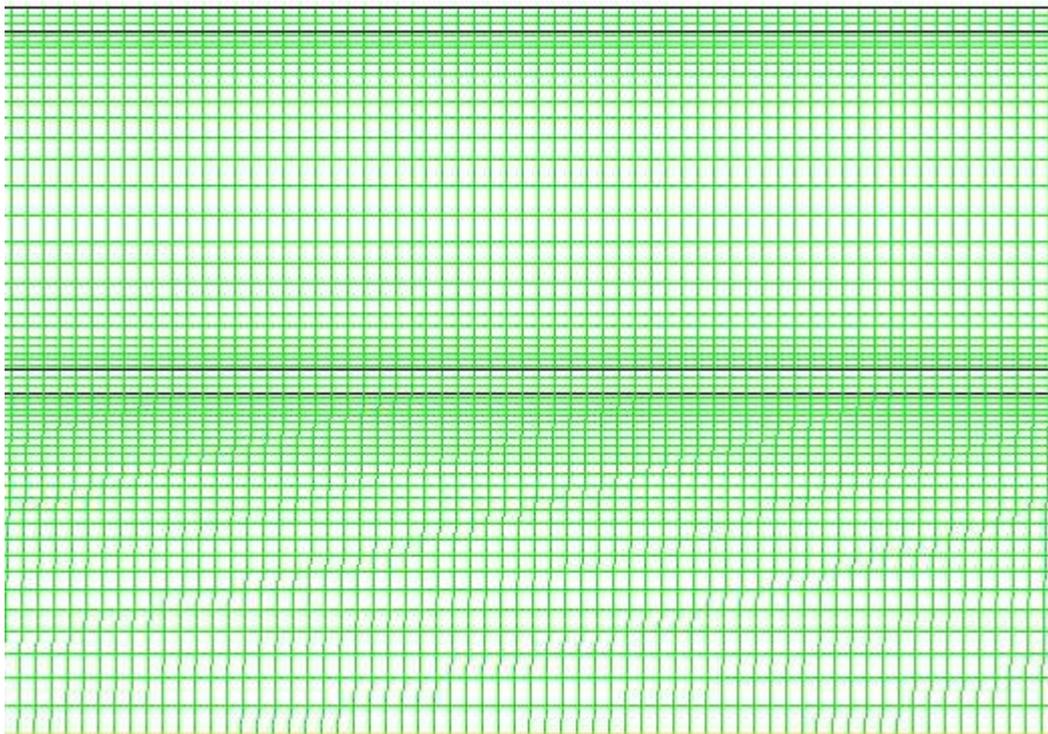
Introduction :

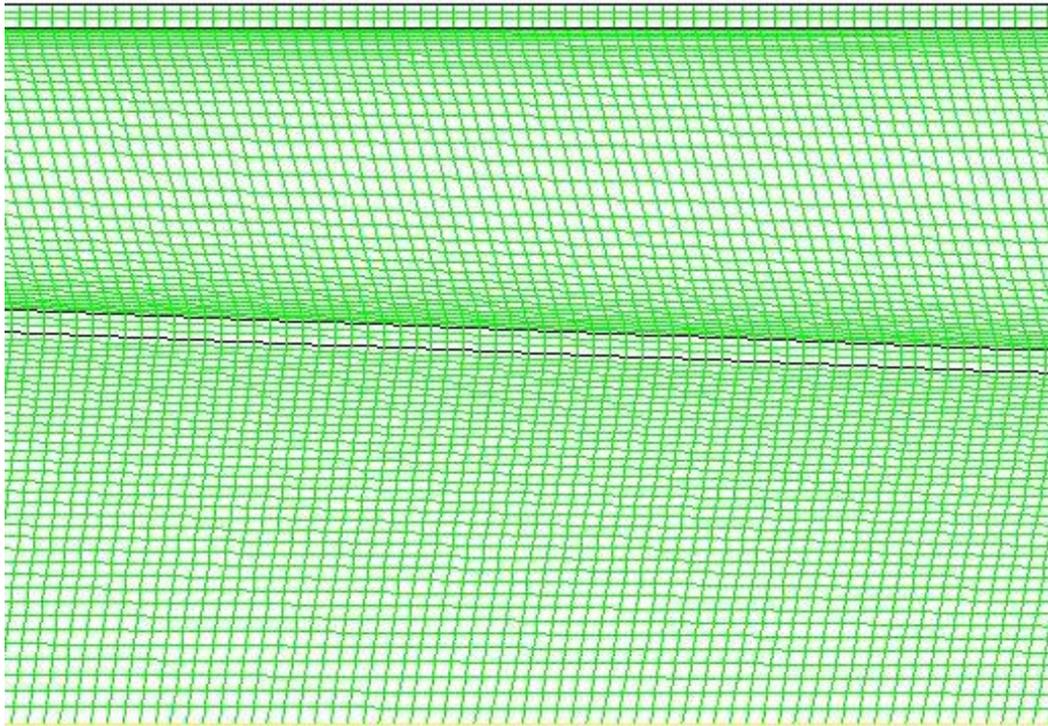
Dans ce chapitre on va traiter la partie des résultats numérique. On s'intéresse à l'étude numérique de la convection forcée turbulente et stationnaire dans la géométrie considérée. En premier lieu, on fait l'étude sur l'influence de maillage sur les résultats. Par la suite on va valider notre simulation numérique avec une corrélation empirique. On déterminera ensuite les paramètres dynamiques et thermiques caractérisés par les profils de température et de vitesse axiale dans des sections choisies de l'échangeur. En raison de la symétrie du problème étudié, la solution sera présentée pour la moitié de domaine.

Les résultats de calcul sont validés en trois étapes distinctes ; la première est l'indépendance du maillage, la seconde est la validation avec les résultats ultérieurs et la troisième consiste à comparer avec un canal cylindrique à parois lisses écoulant de l'eau.

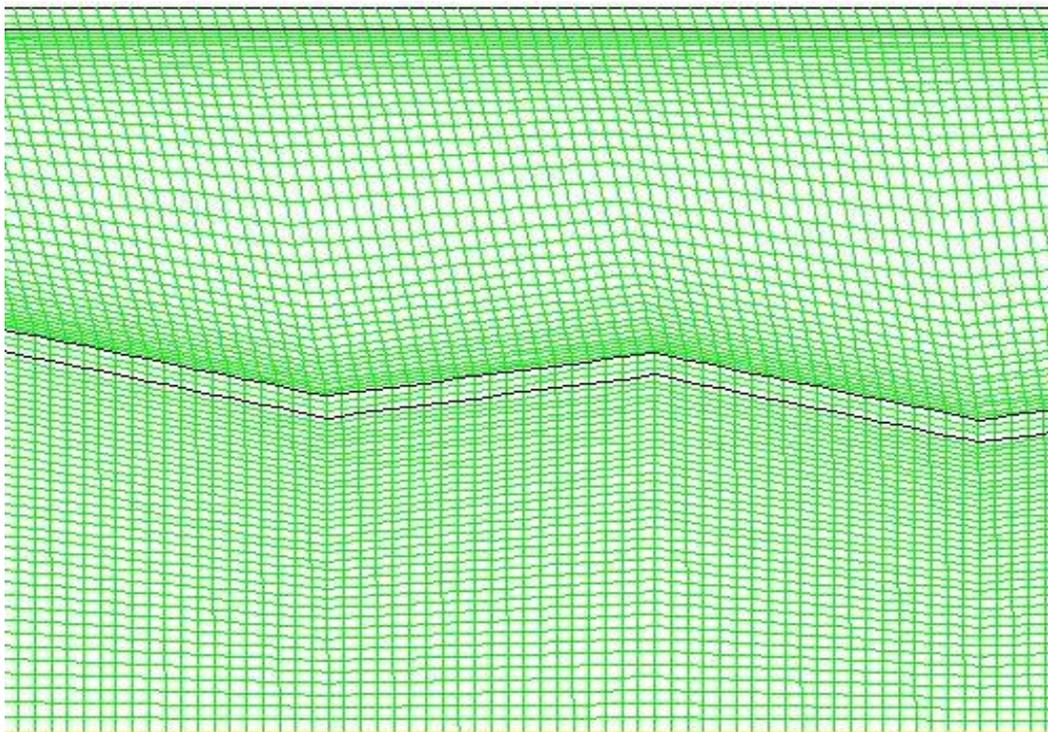
V.1. Indépendance de maillage

Un système de maillage structuré, composé de cellules quadrilatérales, a été utilisé dans cette étude afin de satisfaire à la configuration interne complexe d'un échangeur de chaleur à double tubes cylindriques simple équipé d'un tube central simple, conique simple ou conique ondulé. La **figure V.1** montre un exemple de maillage utilisé près des limites (parois) solides, en présence d'une singularité au sein de l'écoulement.

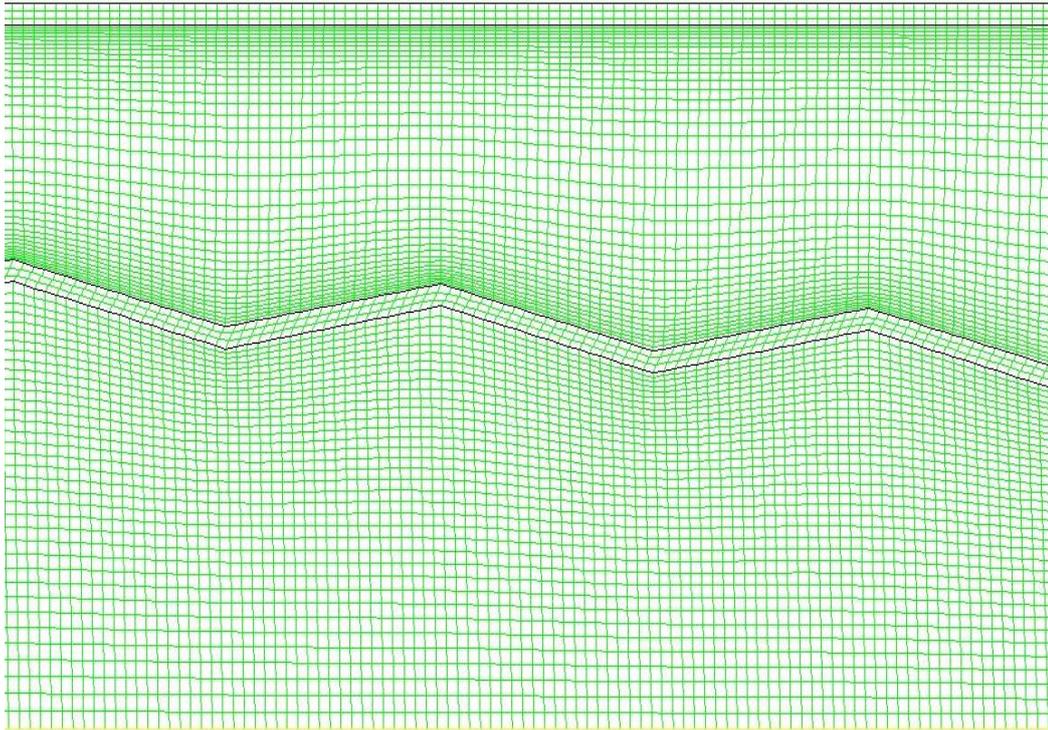
**(a)**



(b)



(c)

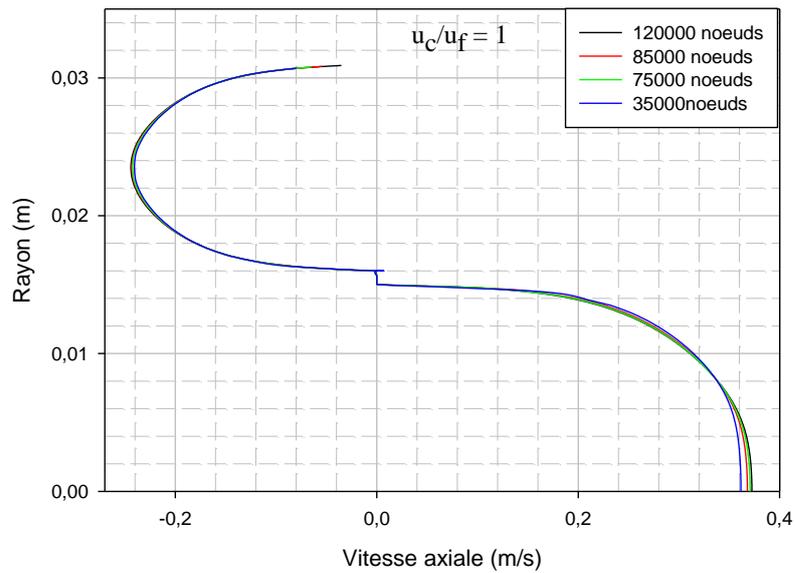


(d)

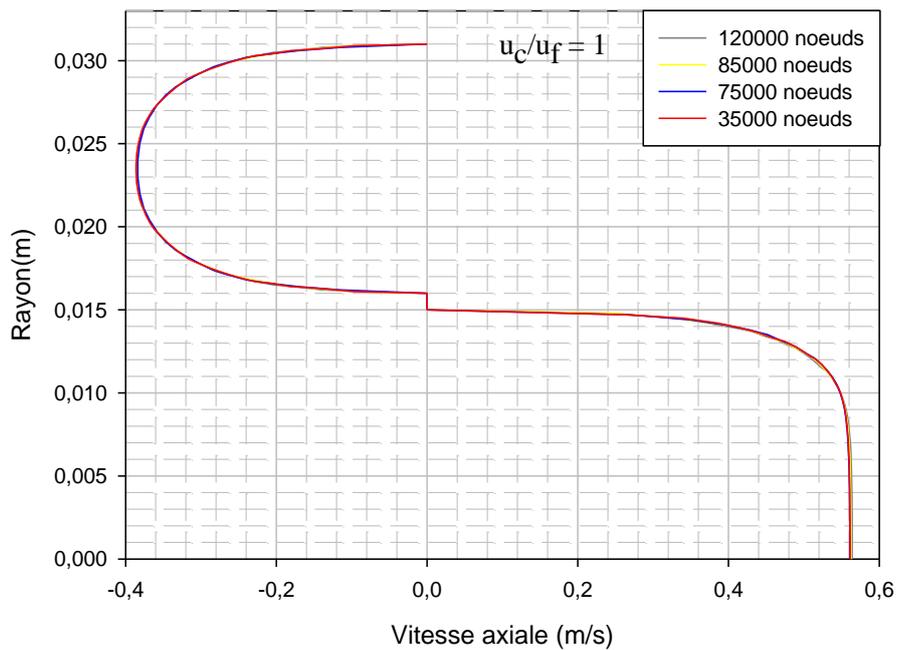
Figure V.1: Type de maillage utilisé.

- (a) Tube centrale Géométrie cylindrique, (b) Tube centrale Géométrie conique,
(c) Tube centrale Géométrie conique ondulée concave, (d) Tube centrale Géométrie
conique ondulée convexe.

Les maillages ont été améliorés dans certaines régions critiques, c'est-à-dire près des interfaces paroi-fluide où les gradients de vitesse et de température devaient être élevés afin de garantir une bonne couverture pour une solution acceptable, et aussi entre les ondulations afin de capter l'accélération du fluide en raison de la diminution de la section transversale. Pour les régions les plus éloignées des parois, le maillage est uniforme, comme cela est clairement indiqué sur cette même figure.



(a) Tube centrale cylindrique



(b) Tube centrale conique

Fig. V.2. Profil de vitesse axiale dans tout le domaine étudié à $x=L/2$

Figure V. 2. Présente le profil de vitesse axiale dans tout le domaine étudié à $x=L/2$, pour un rapport des vitesses d'entrée égale à 1. Dans cette étude quatre grilles sont considérées qui sont 35000, 75000, 85000, 120000. La grille de discrétisation est structurée uniforme.

L'indépendance du maillage a été étudiée en effectuant des simulations dans le domaine de calcul avec des ondulations concave et convexe, et en utilisant différents maillages structurés avec un nombre de nœuds variant entre 35 000 et 120 000.

Il est clair de voir que le maillage n'a pas un effet significatif sur les résultats montrés. Chacune des quatre faces de maille de grille présente presque le même profil de vitesse axiale. Ainsi, un domaine avec des cellules de maille de 85.000 est employé pour réduire le temps de calcul.

V. 2. Validation des résultats de simulation

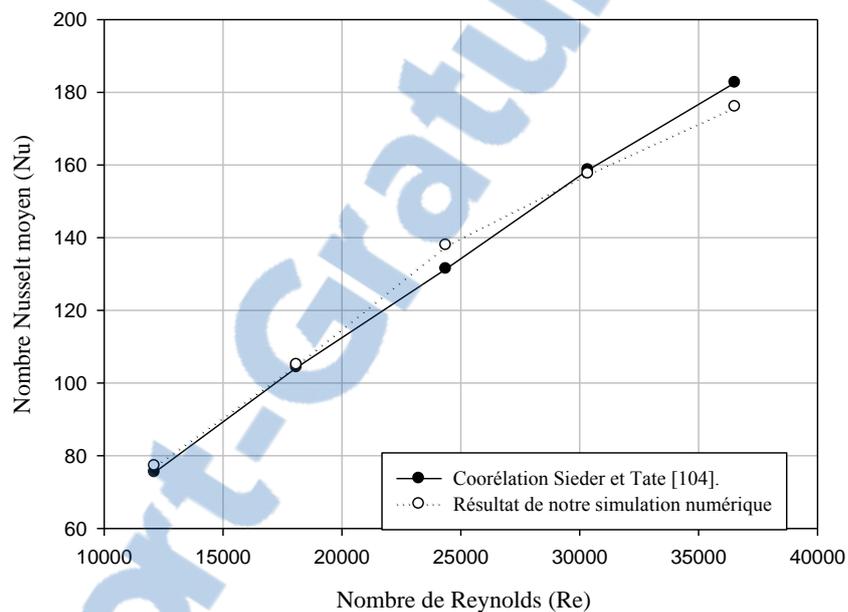


Fig. V. 3. Validation de la présente étude avec les corrélations empiriques de Sieder et Tate [104]. (Espace annulaire)

La figure V. 3. Nous présente la variation du nombre moyen de Nusselt dans le tube interne cylindrique lisse entre la simulation numérique et la corrélation empirique proposée par Sieder et Tate [104], pour une marge du nombre de Reynolds variant entre 11000 et 38000. D'après la figure V. 3 on peut constater que la comparaison nous montre une bonne concordance entre nos résultats numériques et celles de corrélation présentée.

V.3- Effet de diamètre d'entrée et de sortie du tube conique

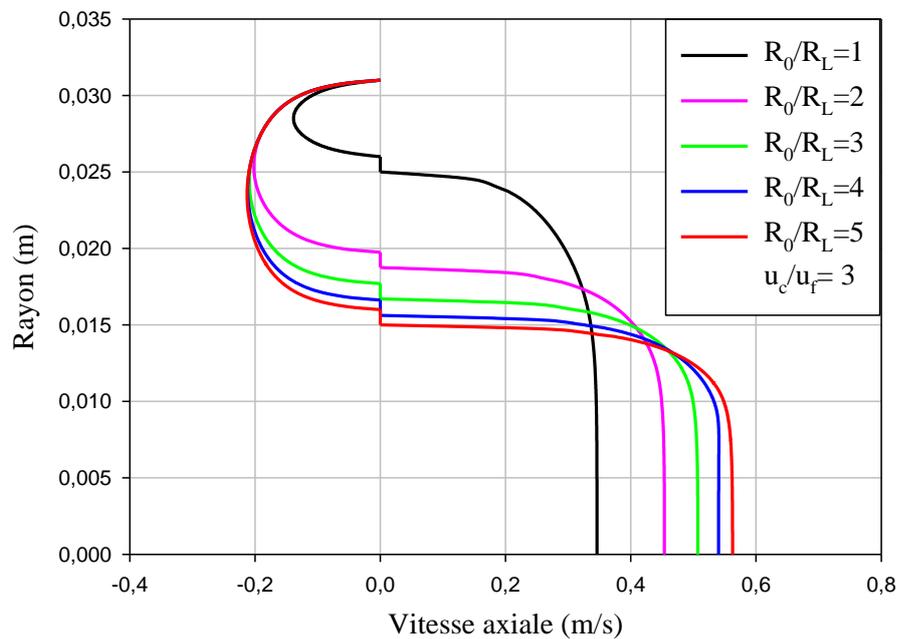


Fig. V.4 Effet de variation du rapport des rayons d'entrée R_0 et de sortie R_L dans le tube conique sur le profil de vitesse axiale.

Figure V.4. Présente l'effet de variation du rapport des rayons d'entrée R_0 et R_L de sortie dans le tube conique sur le profil de vitesse axiale, pour un nombre de Reynolds égale à 14300 on peut constater de cette figure qu'en augmentant le rapport des rayons d'entrée et de sortie dans le tube conique. La vitesse axiale du fluide chaud accélérée graduellement, ceci est expliqué par la diminution de la section à $x=L/2$. Donc ceci est favorable pour l'augmentation du taux de transfert de chaleur. On garde cette géométrie à $R_1(x=0) / R_1(x=L)= 5$

V.4. Comportement dynamique

V.4. 1. Profil de vitesse axiale dans tout le domaine à $x=L/2$

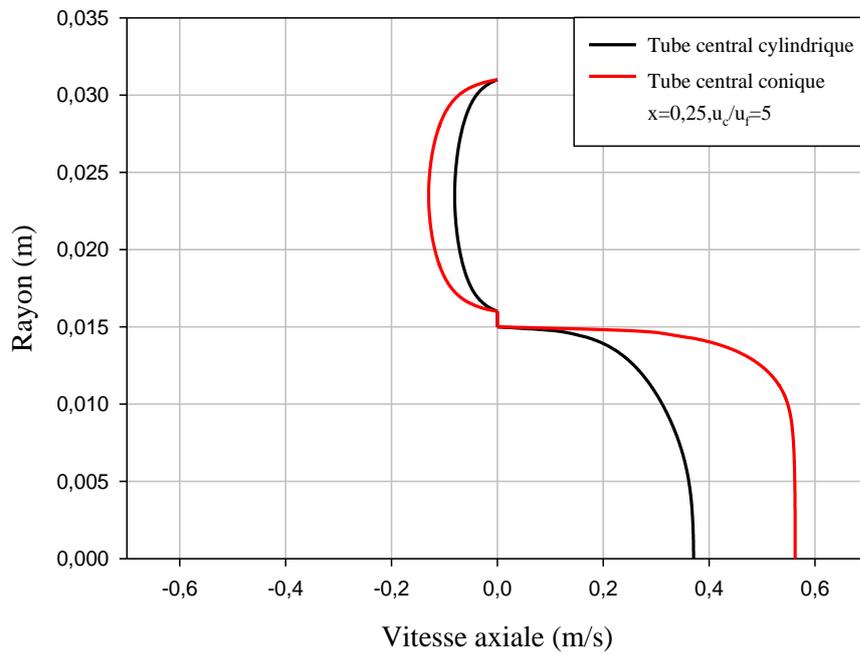


Fig. V. 5. Profil de vitesse axiale à $x=L/2$ pour un rapport de vitesse $u_c/u_f=5$.

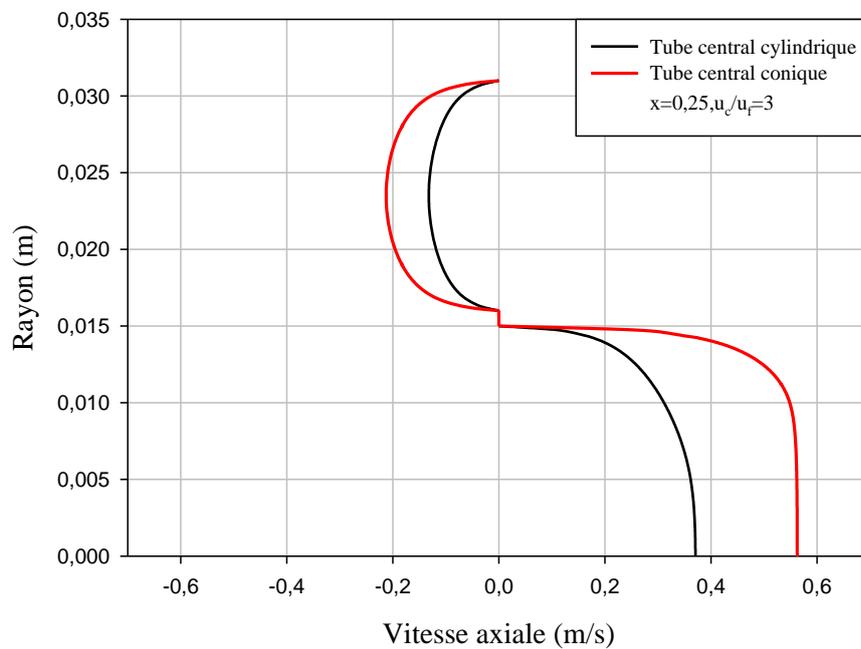


Fig. V. 6. Profil de vitesse axiale à $x=L/2$ pour un rapport de vitesse $u_c/u_f=3$

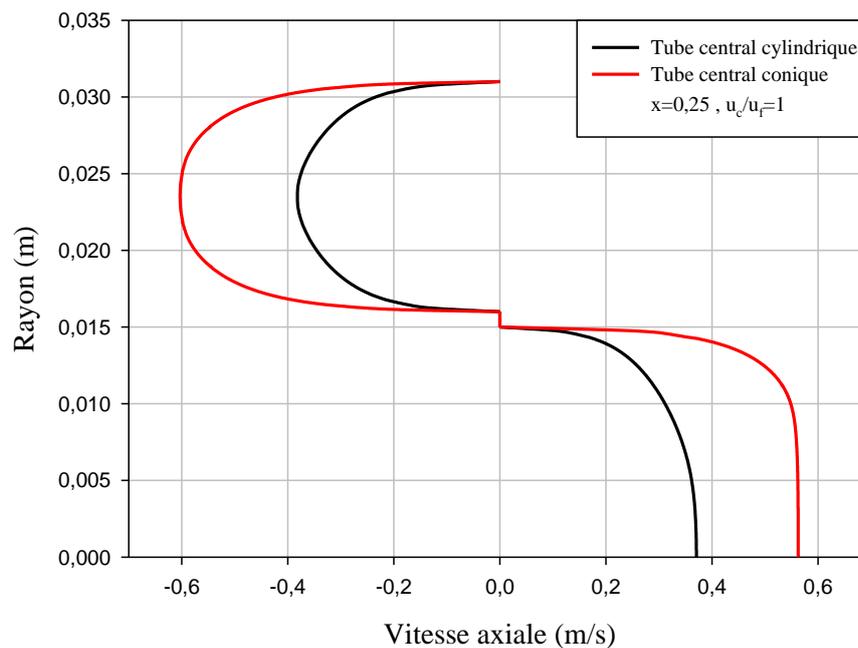


Fig. V. 7. Profil de vitesse axiale à $x=L/2$ pour un rapport de vitesse $u_c/u_f=1$

Les figures 5 ,6 et 7 montrent le profil de vitesse axiale, dans tout le domaine étudié à une distance $x=L/2$. Il est clair de voir que la vitesse axiale tant à augmenter dans le centre des deux tubes internes et externes, et diminue près de la paroi. Une différence claire peut être vue entre les trois valeurs de vitesse de fluide froid dans le tube annulaire, pour les mêmes valeurs de vitesse dans le tube annulaire. La géométrie avec le tube conique provoque une augmentation considérable de u , ceci est dû à la diminution de la section annulaire, cette différence permet de favoriser le transfert thermique.

V.4. 2. Coefficient de friction local

V.4. 2.1 Coefficient de friction local dans le tube interne

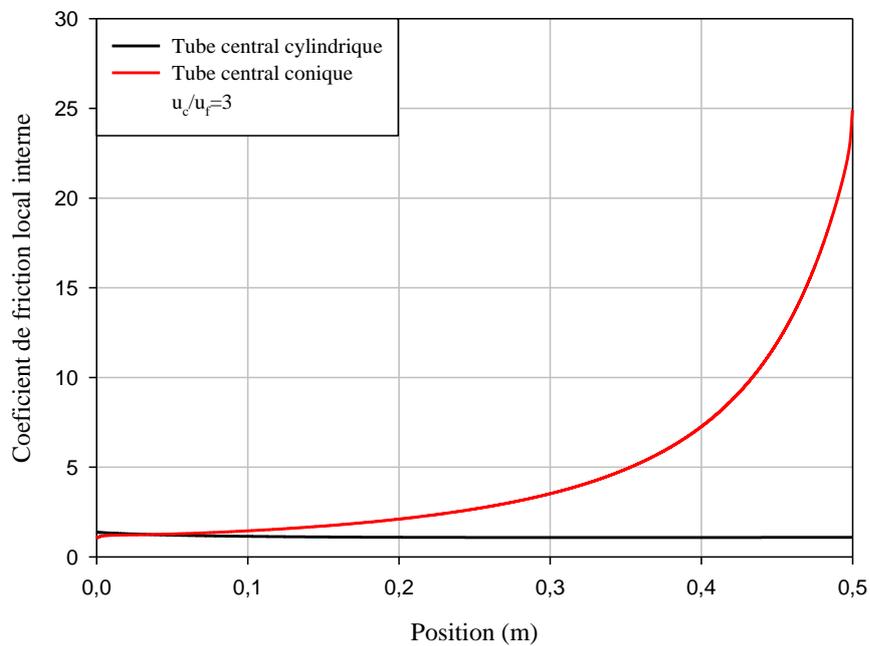


Fig. V. 8. Coefficient de friction local C_f dans le tube interne pour un rapport de vitesse $u_c/u_f=3$.

Figure V.8. Présente la variation de coefficient de friction local dans la paroi interne de tube interne pour les deux cas cylindrique et conique.

Le coefficient de friction local tend à diminuer le long du tube cylindrique jusqu'à atteindre une valeur nulle, par contre dans le tube conique, on peut voir clairement une augmentation considérable du C_f le long du tube, cette augmentation est dû à cause de la forme du tube conique qui permet de diminuer la section donc un gradient de pression important.

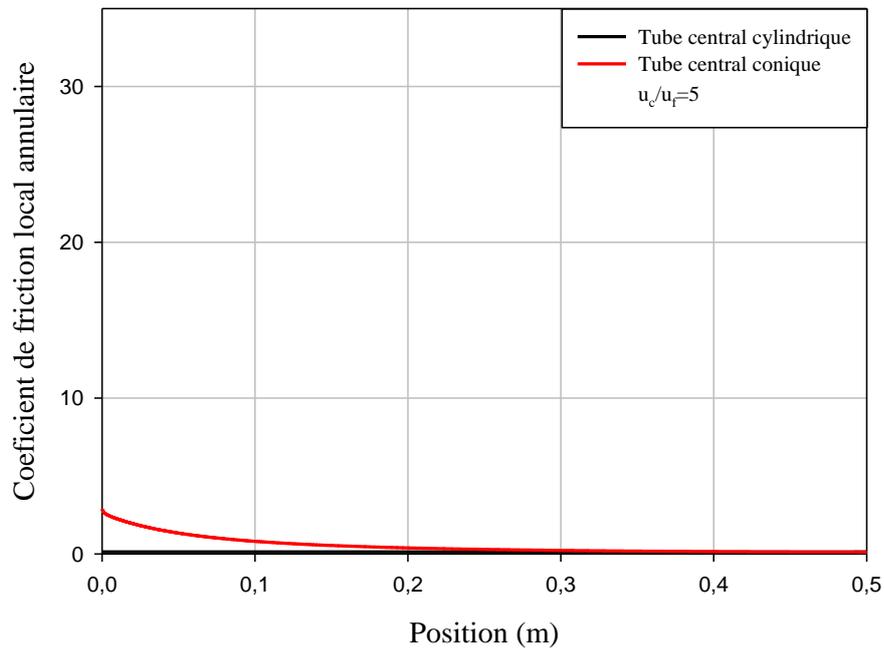
V.4 2.2. Coefficient de friction local dans le tube externe :

Fig. V. 9. Coefficient de friction local pour $u_c/u_f=5$ le long de la paroi externe du tube interne pour la géométrie conique et cylindrique

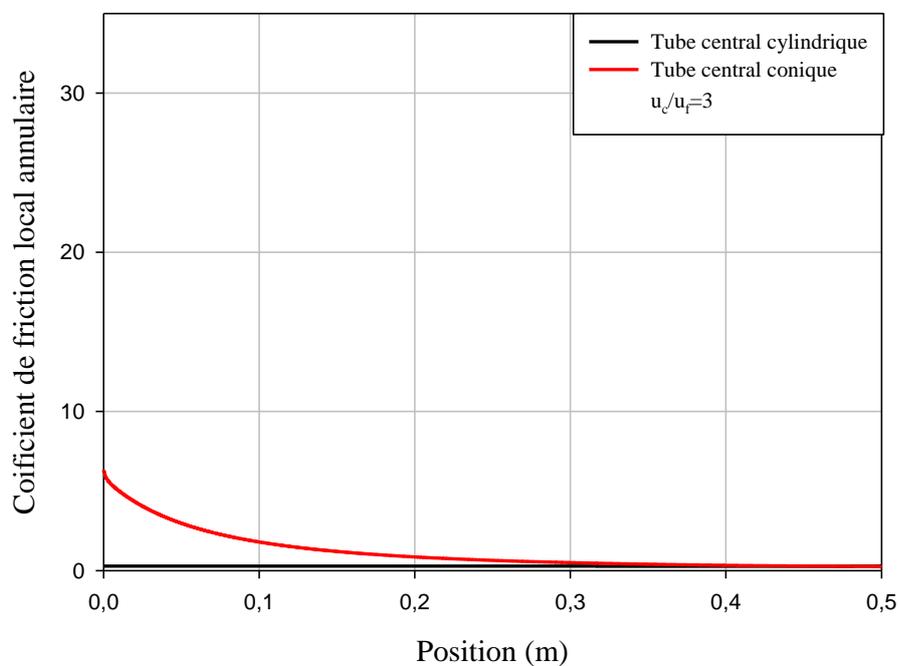


Fig. V. 10. Coefficient de friction local pour $u_c/u_f=3$ le long de la paroi externe du tube interne pour la géométrie conique et cylindrique

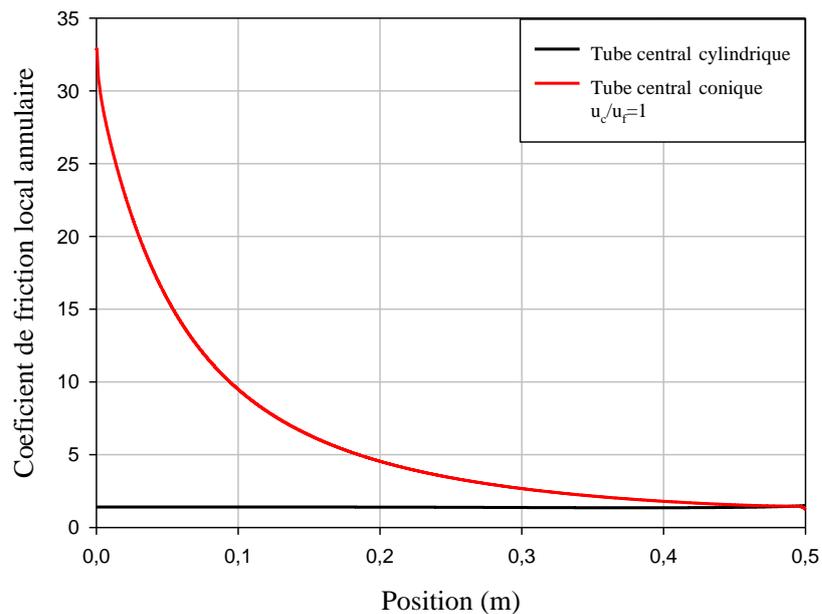
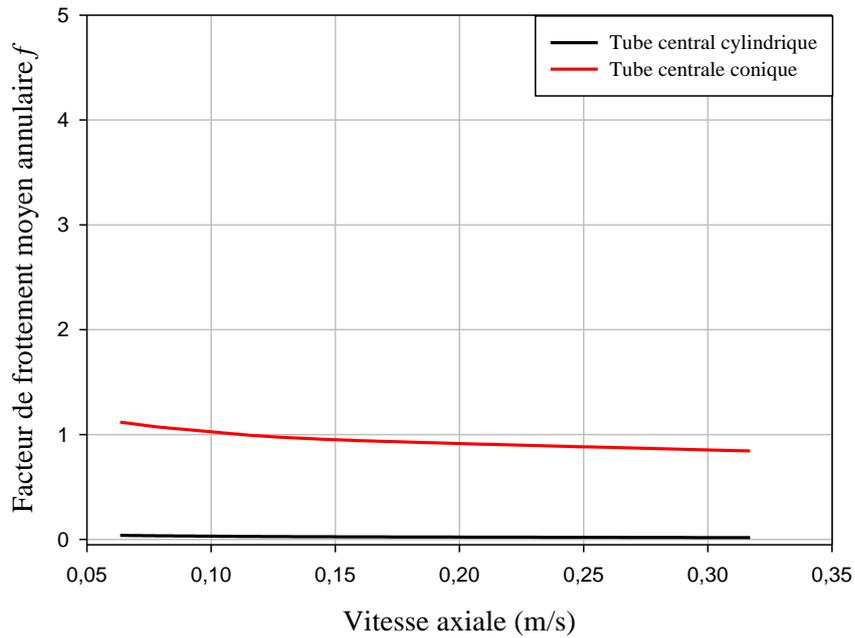


Fig. V. 11. Coefficient de friction local pour $u_c/u_f=1$ le long de la paroi externe du tube interne pour la géométrie conique et cylindrique

Le coefficient de friction local C_f dans le tube annulaire pour différents rapport de vitesse est présenté dans les figures 9,10 et 11. D'après ces figures, on peut constater que le C_f dans le tube conique est variable par rapport à celui du tube cylindrique qui prit des valeurs presque constantes. C'est à cause du changement de section, qui permet d'augmenter le gradient de pression entre l'entrée et la sortie. Le rapport des vitesses à un effet significatif sur le C_f , à mesure que le rapport augmente le C_f diminue.

V.4. 3. Facteur de frottement moyen**Fig. V. 12.** Facteur de frottement moyen annulaire

Le facteur de frottement moyen du tube cylindrique et conique lisse est illustré dans la figure V. 12. On peut constater à partir de la figure qu'en augmentant le rapport des vitesses, le facteur de frottement diminue graduellement. La forme conique dans le tube interne entraîne une augmentation du f moyen par rapport à la forme cylindrique. La forme conique permet d'augmenter f moyen d'environ 95%, par rapport à la forme cylindrique.

V.5- Comportement thermique

V.5.1. Profil de température axiale dans tout le domaine à $x=L/2$:

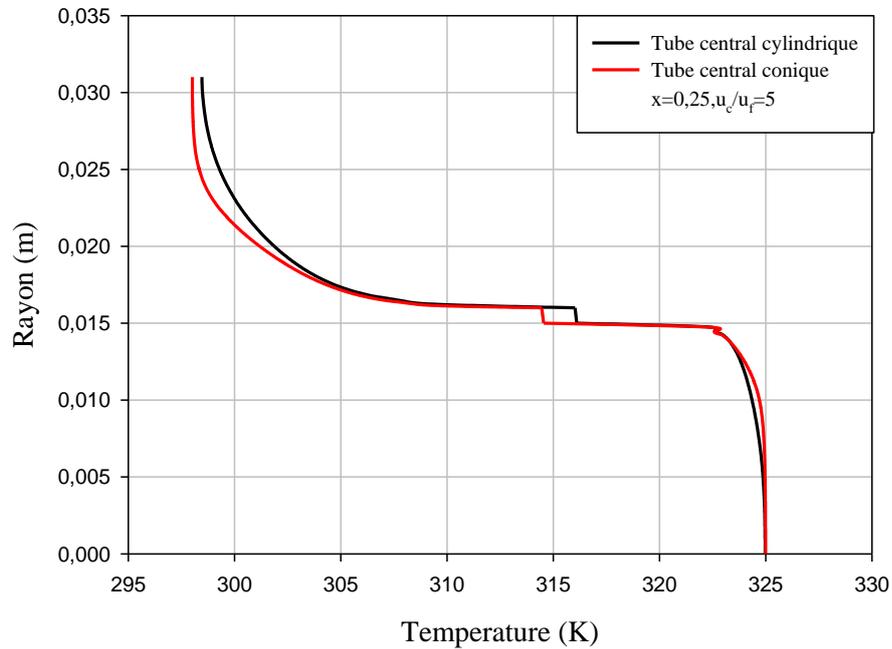


Fig. V. 13. Profil de température axiale dans la section $x=L/2$, pour un rapport de vitesse $u_c/u_f=5$.

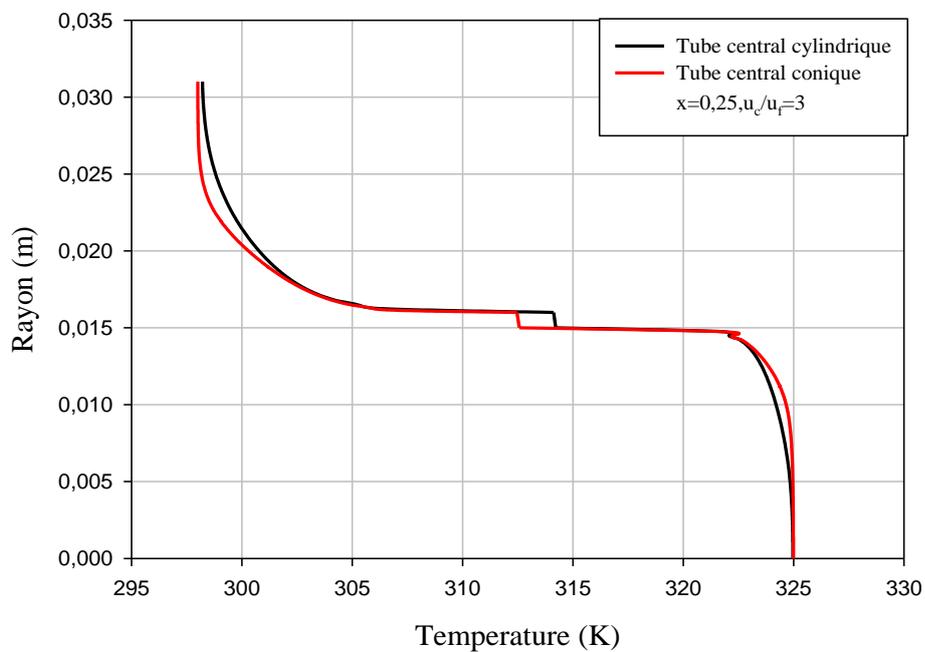


Fig. V. 14. Profil de température axiale dans la section $x=L/2$, pour un rapport de vitesse $u_c/u_f=3$.

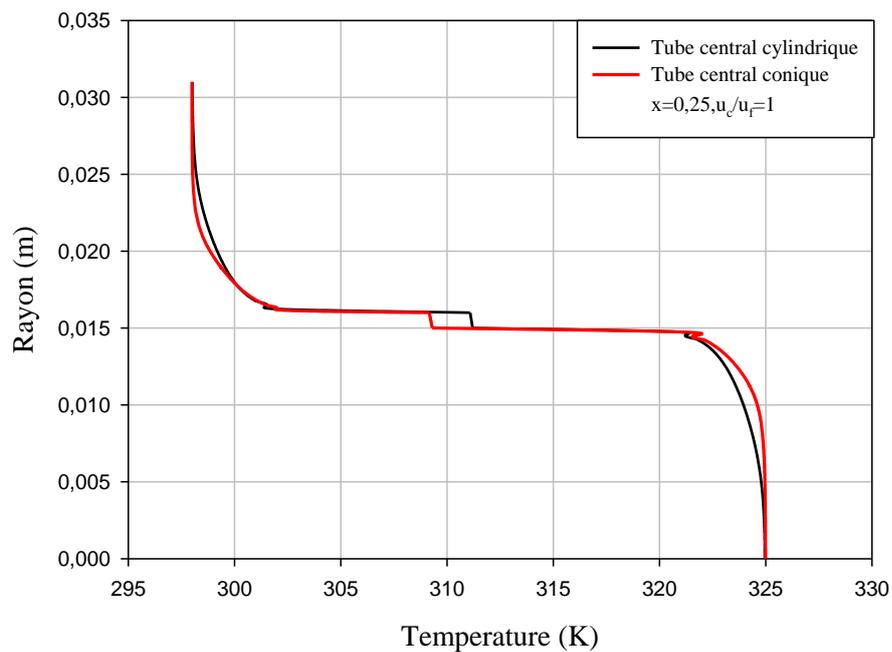


Fig. V. 15. Profil de température axiale dans la section $x=L/2$, pour un rapport de vitesse $u_c/u_f=1$.

La distribution de la température axiale dans les deux tubes interne et annulaire pour les deux géométries (conique et cylindrique) lisse est présentée dans les figures 13, 14 et 15. Les trois rapports de vitesses axiales montrent un profil de température presque semblable. Le gradient de température est important dans le tube conique où le rapport de vitesse égale à 5. À mesure que la vitesse du fluide froid augmente (le rapport de vitesse diminue) le gradient de température diminue.

V.5.2 Nusselt local

V.5.2.1. Nusselt local interne

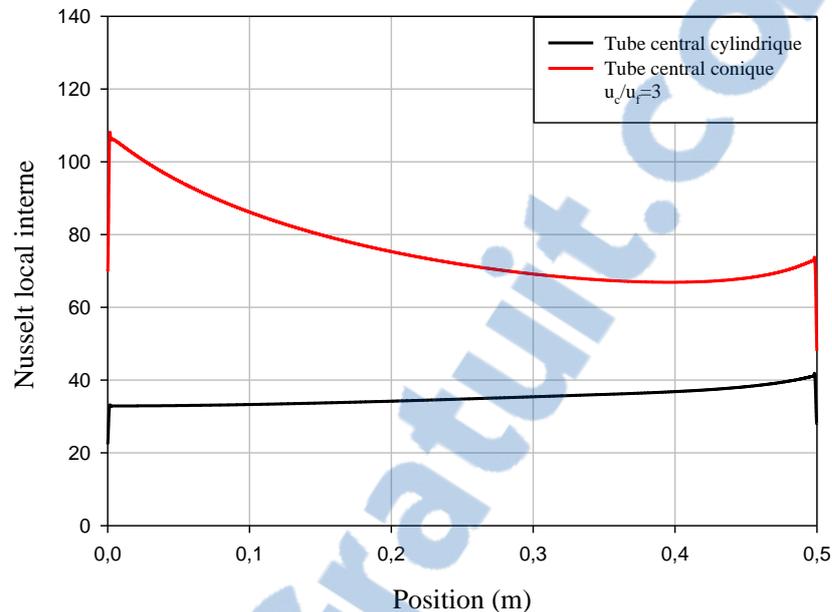


Fig. V. 16. Distribution du nombre de Nusselt local le long de la paroi intérieure du tube centrale conique.

La distribution du nombre de Nusselt local dans la paroi intérieure du tube interne est présentée dans la figure V.16, pour les deux géométries conique et cylindrique, pour un rapport de vitesse égale à 3.

A l'entrée de l'échangeur, pour le tube conique on remarque des valeurs importantes du nombre de Nusselt à cause de la présence d'un gradient important de la température entre les deux fluides chauds et froids dû au changement de la section, Le transfert convectif dans cette partie est maximal. Par contre dans le tube cylindrique, les valeurs maximales du Nusselt sont obtenues presque à la sortie c'est à cause de la section qui est constante le long du tube donc une vitesse moins importante. Le changement de la section à un effet significatif sur le Nusselt local où les valeurs les plus élevées du Nusselt sont obtenus à partir du tube conique.

V.5.2.2 Nusselt local annulaire

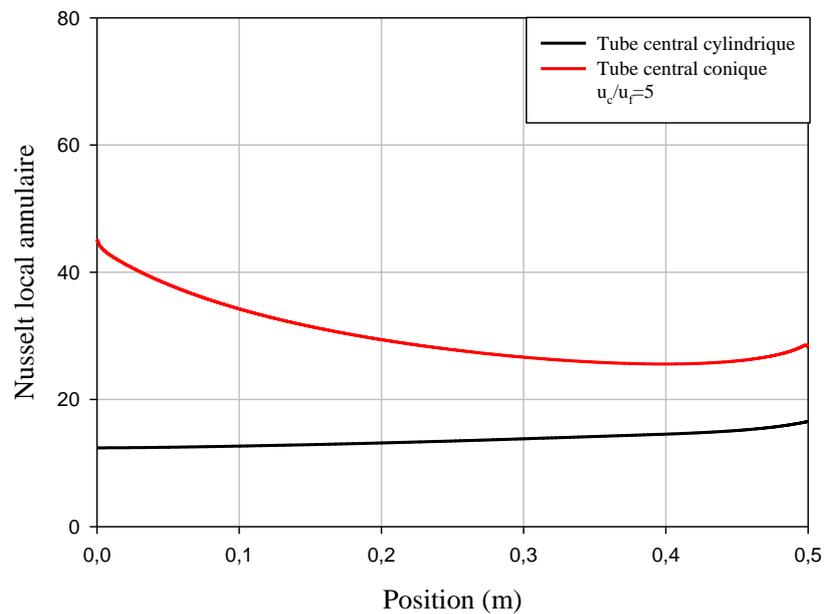


Fig. V. 17. Distribution de Nusselt local le long de la paroi externe du tube interne pour $u_c/u_f=5$ pour la géométrie conique et cylindrique

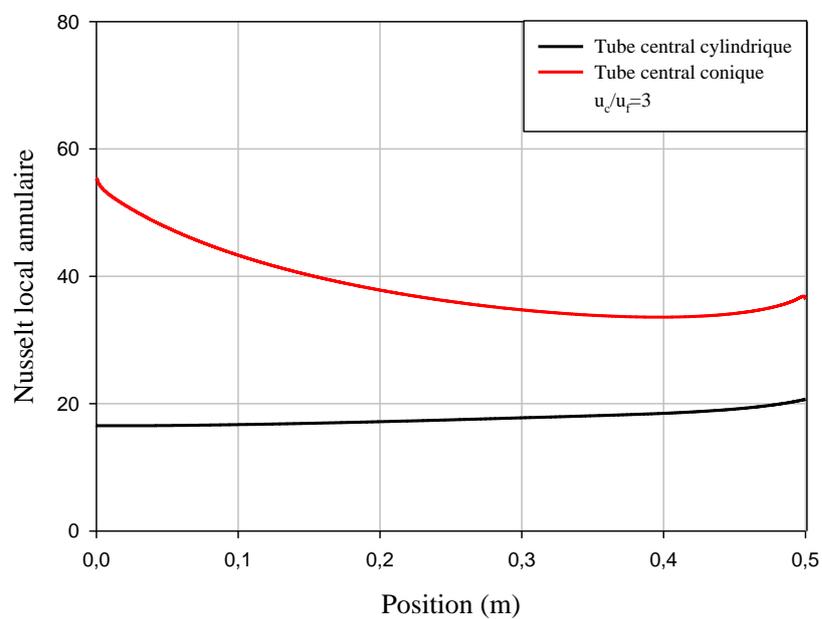


Fig. V. 18. Distribution de Nusselt local le long de la paroi externe du tube interne pour $u_c/u_f=3$ pour la géométrie conique et cylindrique

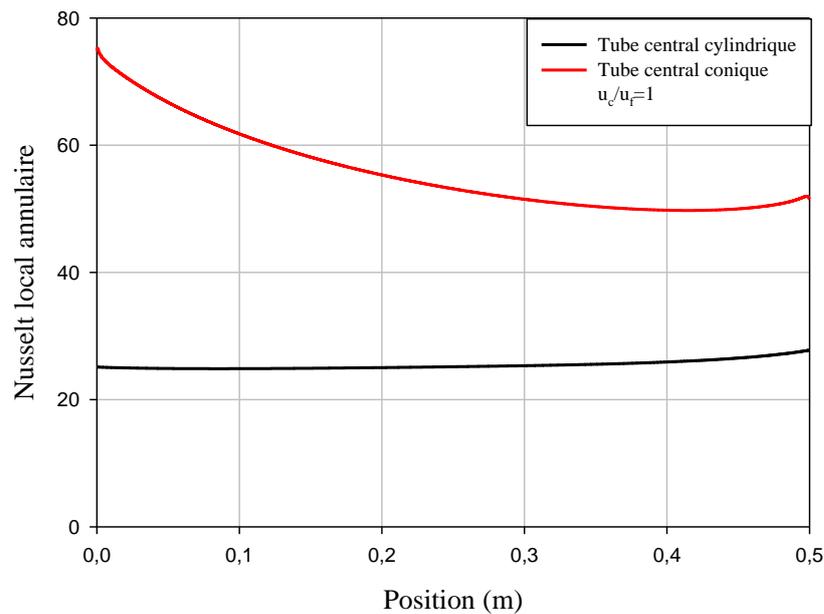


Fig. V. 19. Distribution de Nusselt local le long de la paroi externe du tube interne pour $u_c/u_f=1$ pour la géométrie conique et cylindrique

La distribution du nombre du Nusselt local annulaire pour différents rapports de vitesse du fluide froid et chaud, est présentée dans les figures 17,18 et 19.

La géométrie conique présente des meilleures valeurs du nombre du Nusselt pour les trois rapports de vitesse par rapport au tube cylindrique. Le nombre du Nusselt tend à augmenter en diminuant le rapport de vitesse jusqu'à avoir une valeur de 1 où les deux fluides ont la même vitesse, le transfert de chaleur est meilleur pour un rapport de vitesse égale à 1.

V.6- Effet de présence d'ondulation

V.6.1 Comportement dynamique

V.6-1-1 Profil de vitesse axiale dans tout le domaine à $x=L/2$

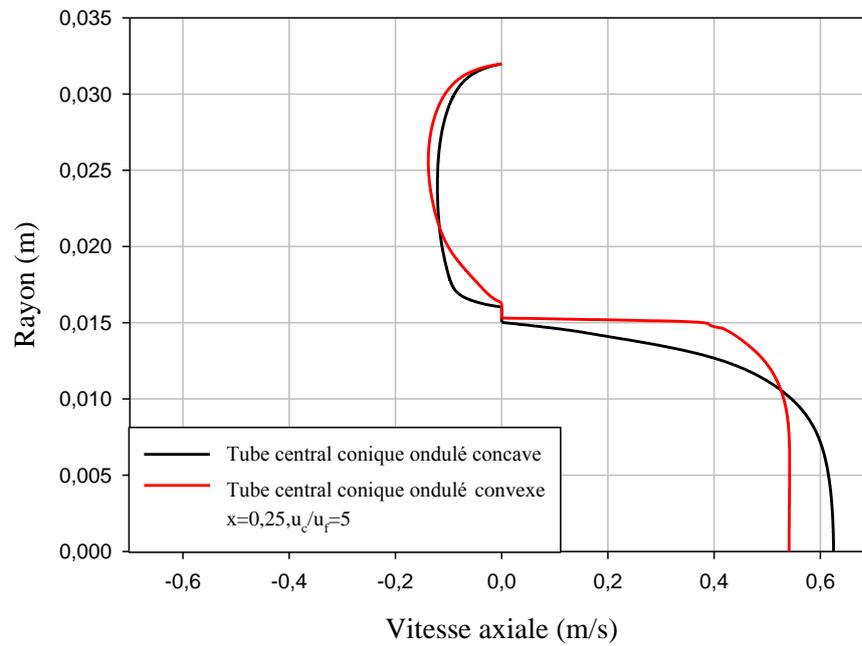


Fig. V.20. Profil de vitesse axiale dans la section $x=L/2$, pour un rapport de vitesses $u_c/u_f=5$

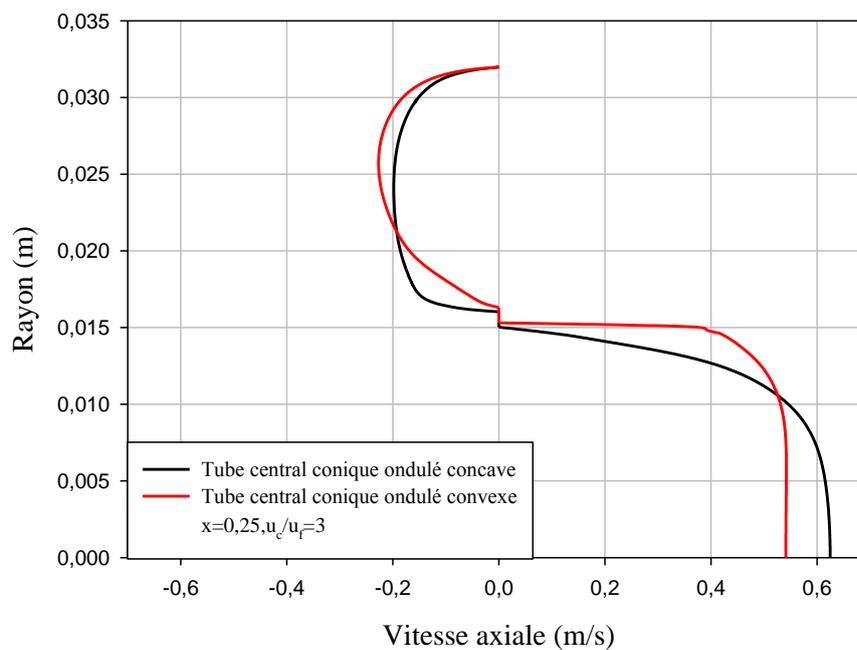


Fig. V.21. Profil de vitesse axiale dans la section $x=L/2$, pour un rapport de vitesses $u_c/u_f=3$

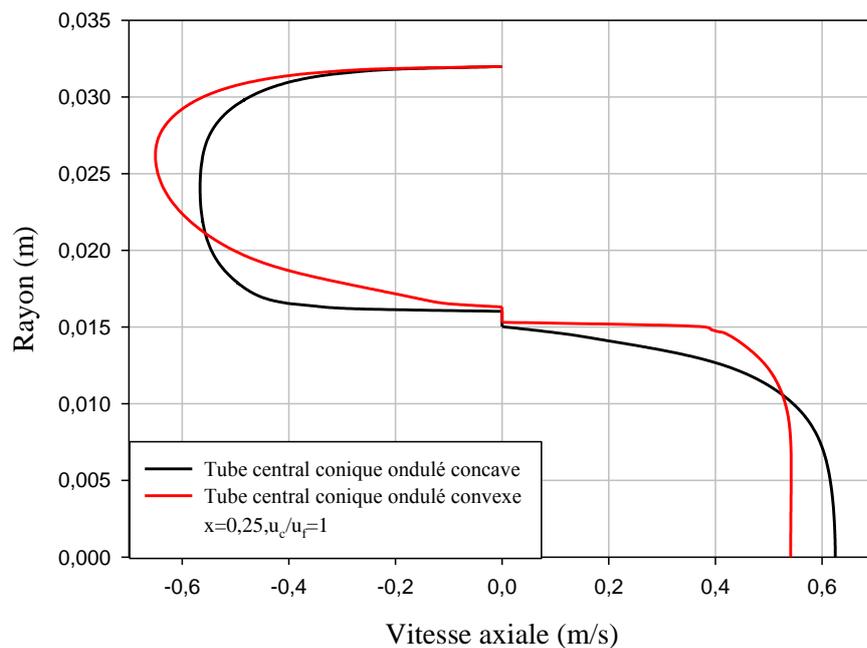


Fig. V.22. Profil de vitesse axiale dans la section $x=L/2$, pour un rapport de vitesses $u_c/u_f=1$

Les résultats montrés sur les figures 20,21 et 22, représentent l'évolution de la vitesse axiale dans les deux tubes interne et annulaire à $x=L/2$, pour différentes orientations d'ondulations (concaves-convexes).

Le tube conique avec des ondulations convexes, présente des valeurs plus élevées de la vitesse axiale dans l'espace annulaire pour tous les rapports de vitesse étudiés. La raison derrière ceci c'est que l'ondulation convexe permet de minimiser la section dans l'espace annulaire et de maximiser la section à l'intérieur de tube conique, donc on observe une augmentation de la vitesse axiale dans l'espace annulaire et une diminution de la vitesse à l'intérieur du tube dû au changement de section.

Les valeurs des vitesses axiales diminuent lorsque l'écoulement est près des parois à cause du frottement jusqu'à atteindre une valeur nulle.

Les valeurs maximales des vitesses axiales sont observées aux centres des deux tubes, La présence de l'ondulation (concave-convexe) dans la conduite provoque un écoulement à tourner vers le haut et vers le bas et accélérer dans la région de dérivation.

V.6-1-2 Le coefficient de friction local

a- Coefficient de friction local interne

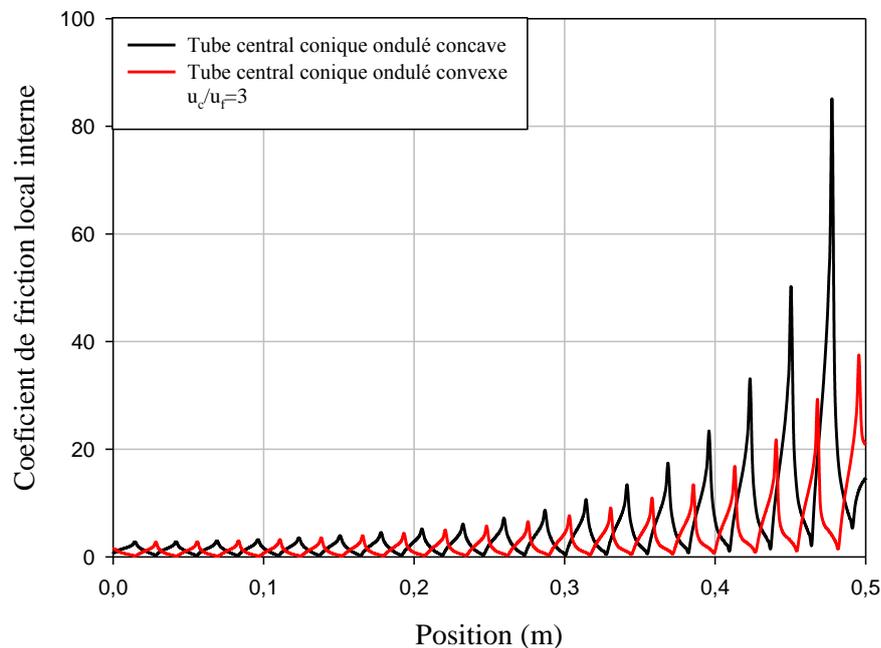


Fig. V.23. Coefficient de friction local C_f à la paroi interne du tube conique, pour différents arrangements d'ondulations, avec $u_c/u_f=3$.

Le coefficient de frottement à l'intérieur de tube conique pour les deux arrangements d'ondulations est montré dans la figure V.23. Il est clair de voir que le C_f augmente considérablement on rapproche de la sortie du tube, c'est à cause de la forme conique qui permet de minimiser la section de passage, donc un gradient important de pression entre l'entrée et la sortie. Le C_f le plus élevé a été obtenu à partir de la forme concave.

L'augmentation du coefficient de frottement se fait d'une manière progressive pour les deux arrangements d'ondulations (concave-convexe) et il y a une augmentation brusque de ce coefficient due à la diminution de la section de passage pour le tube à ondulations concaves. A l'entrée de tube les valeurs du coefficient de frottement se rapprochent. Quant au coefficient de pression c'est l'effet inverse qui est observé.

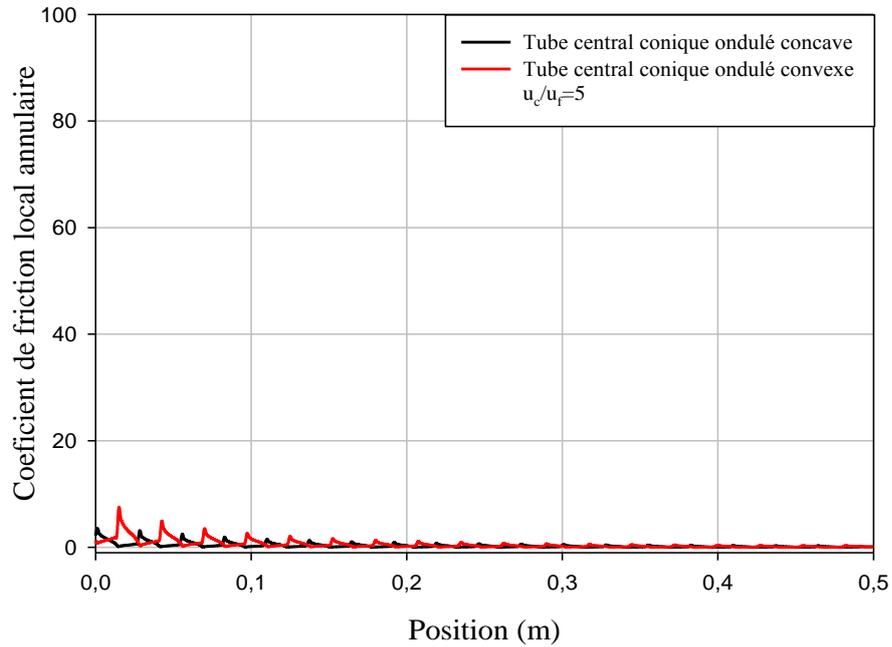
b- Coefficient de friction local annulaire

Fig. V.24. Coefficient de friction local pour $u_c/u_f=5$ le long de la paroi externe du tube interne pour la géométrie conique onduler concave et onduler convexe.

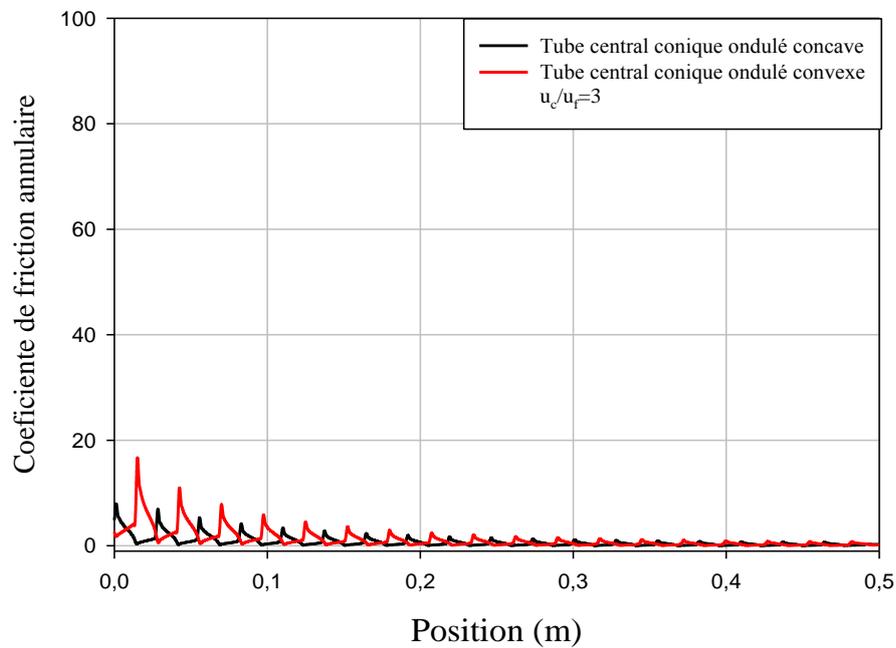


Fig. V.25. Coefficient de friction local pour $u_c/u_f=3$ le long de la paroi externe du tube interne pour la géométrie conique onduler concave et onduler convexe.

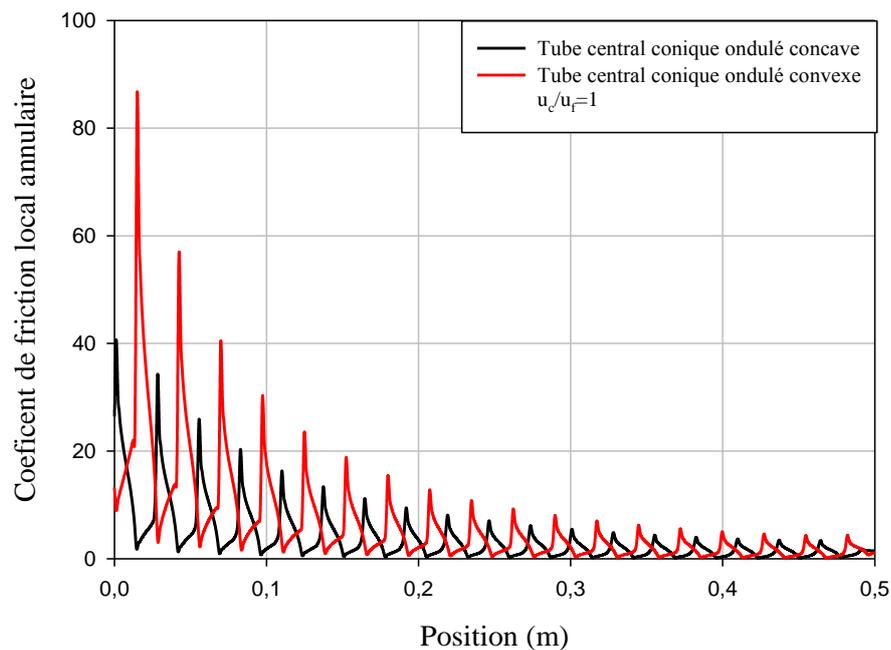


Fig. V. 26. Coefficient de friction local pour $u_c/u_f=1$ le long de la paroi externe du tube interne pour la géométrie conique ondulé concave et ondulé convexe.

La distribution de coefficient de frottement local dans l'espace annulaire pour différents rapports de vitesse et différents arrangements est présentée dans les figures 24,25,et26. On observe clairement de ces figures qu'on diminue le rapport α (u_c/u_f) c-à-d on augmente la vitesse de fluide froid, le C_f augmente considérablement tenant en compte la direction d'écoulement en contre-courant. L'arrangement d'ondulation en convexe donne des valeurs plus élevées du C_f c'est à cause de la diminution de l'espace annulaire, qui permet d'augmenter la chute de pression dû au changement brutal de la section.

c- Facteur de frottement moyen dans le tube annulaire

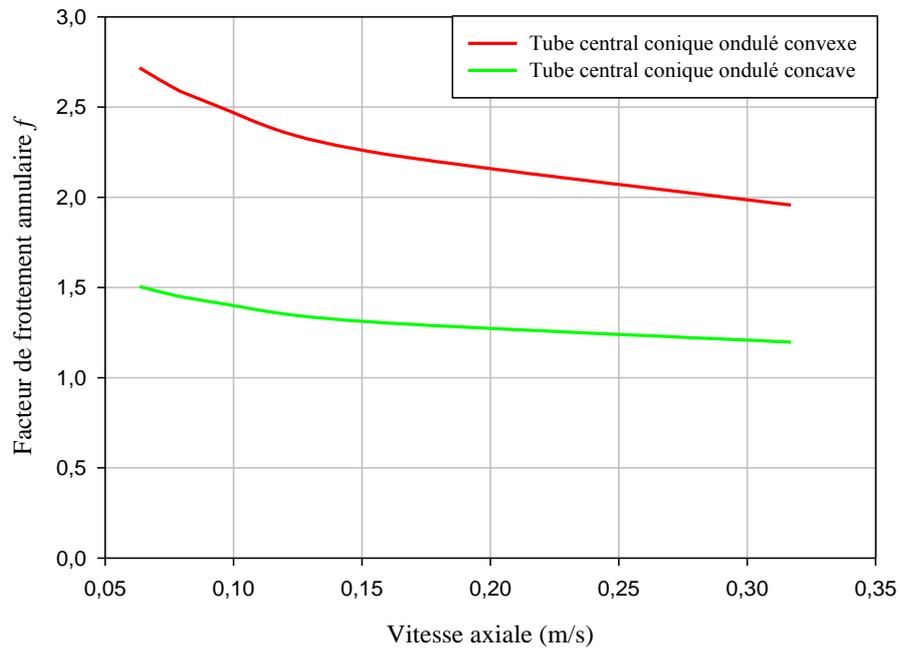


Fig. V. 27. Facteur de frottement moyen annulaire pour différents arrangements d'ondulations.

Le facteur de frottement moyen annulaire pour différents arrangements d'ondulations est présenté dans la figure V. 27. Le facteur f diminue graduellement avec l'augmentation de la vitesse du fluide froid, pour les deux géométries (concaves-convexes), les valeurs les plus élevées de facteur du frottement est obtenus à partir des ondulations en forme convexes.

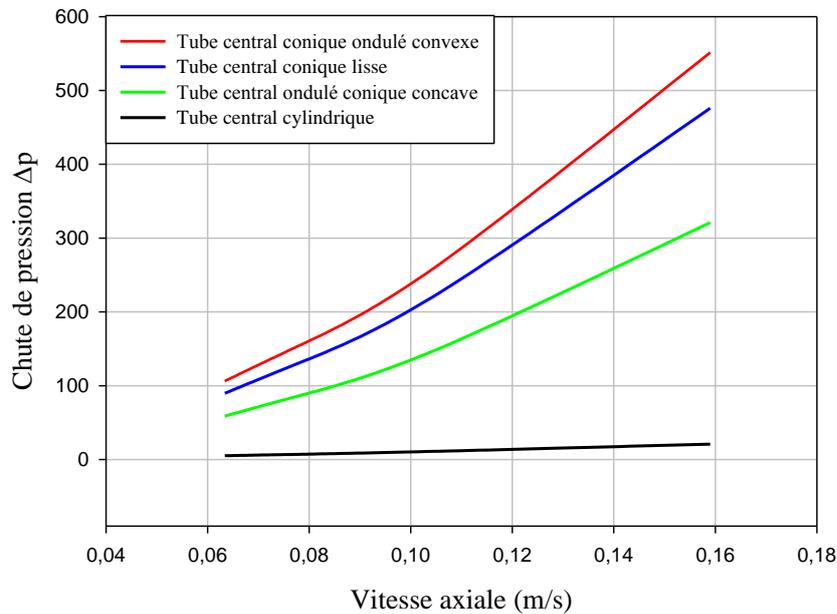
d – la chute de pression dans le tube annulaire

Fig. V. 28 Chute de pression en fonction de la vitesse axiale dans le tube annulaire, pour différentes géométries étudiées.

Sur la figure. V. 28 qui représente la chute de pression en fonction de la vitesse axiale de l'écoulement de fluide froid pour différentes géométries, on voit bien que la chute de pression tend à augmenter avec l'augmentation de la vitesse axiale, ceci est remarquable pour tous les cas traités.

La géométrie avec laquelle l'arrangement est convexe, représente des valeurs élevées de Δp , c'est à cause de la diminution de la section de passage qui permet de créer un écart de pression important entre l'entrée et la sortie du tube annulaire, et qui n'est peut être vu dans le cas de tube cylindrique lisse, qui prend des valeurs presque nulles.

V.7- Comportement thermique

V.7-1-1 Profil de température axiale dans tout le domaine à $x=L/2$ pour différents arrangements :

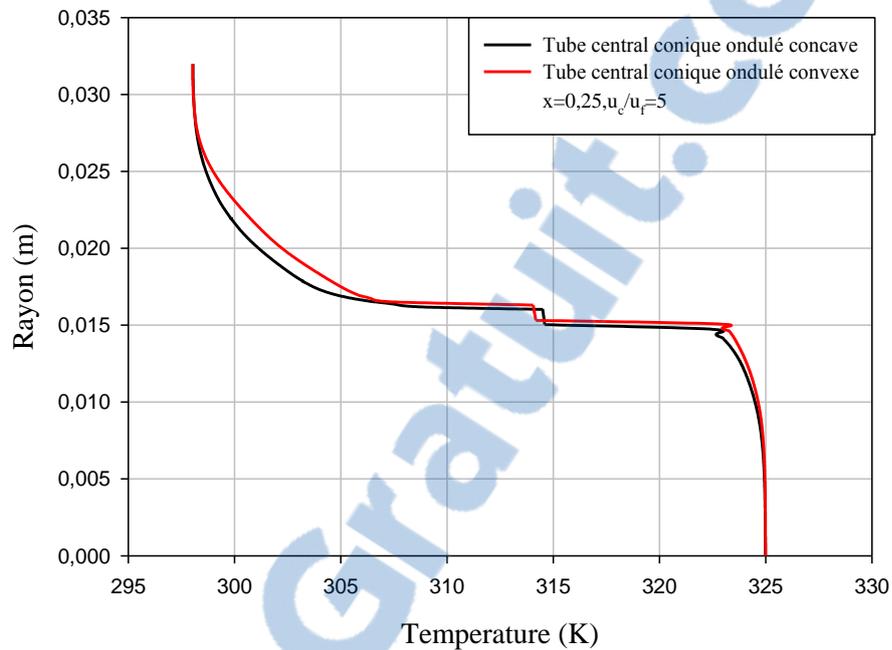


Fig. V. 29. Profil de température pour $u_c/u_f=5$ étudié dans la section $x=0,25$ pour les deux arrangements (concave-convexe).

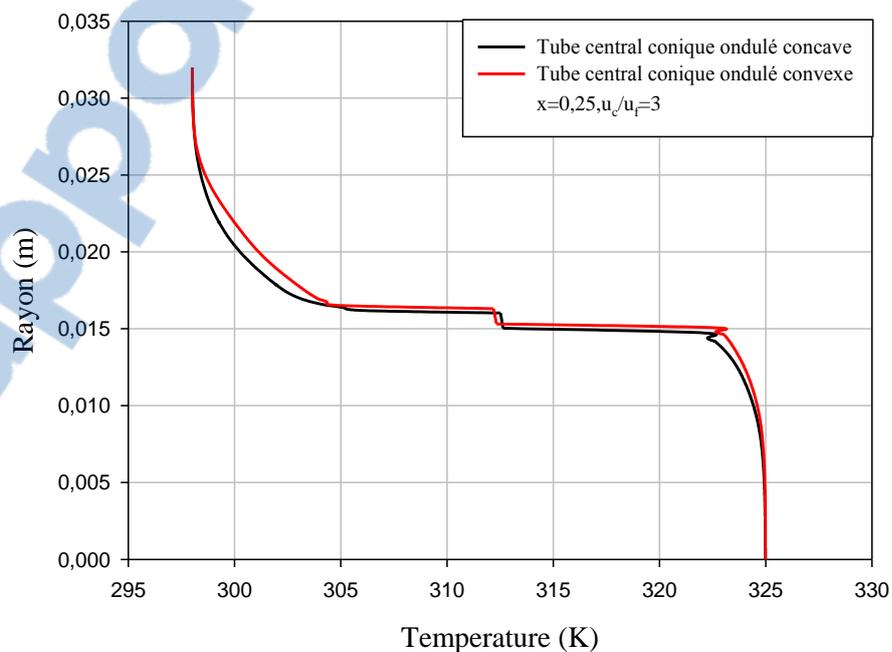


Fig. V. 30. Profil de température pour $u_c/u_f=3$ étudié dans la section $x=0,25$ pour les deux arrangements (concave-convexe).

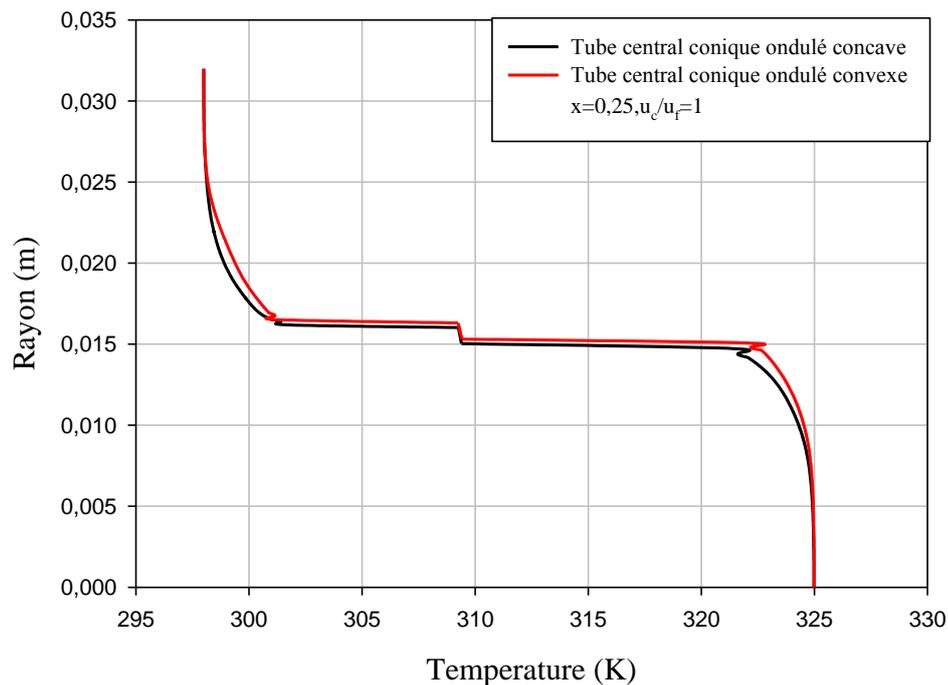


Fig. V. 31. Profil de température pour $u_c/u_f=1$ étudié dans la section $x=0,25$ pour les deux arrangements (concave-convexe).

Les figures 29,30 et 31, représentent la distribution axiale de la température dans tout le domaine étudié pour différents rapport des vitesses, et différents arrangements d'ondulations. Pour le tube annulaire l'arrangement en convexe, montre des valeurs de température plus élevées, ce qui n'est pas le cas dans le tube interne, où l'arrangement en concave, est préférable pour la diminution de la température du fluide chaud.

La raison derrière ceci, c'est l'orientation de l'ondulation à chaque côté des tubes, cet arrangement change la section de passage de fluide, qui diminue dans les deux côtés de l'échangeur, cette diminution favorise le transfert de chaleur, donc on peut voir une augmentation de la température de fluide froid, en revanche une diminution de la température du fluide chaud.

V.7-1-2 Nombre du Nusselt local pour différents arrangements

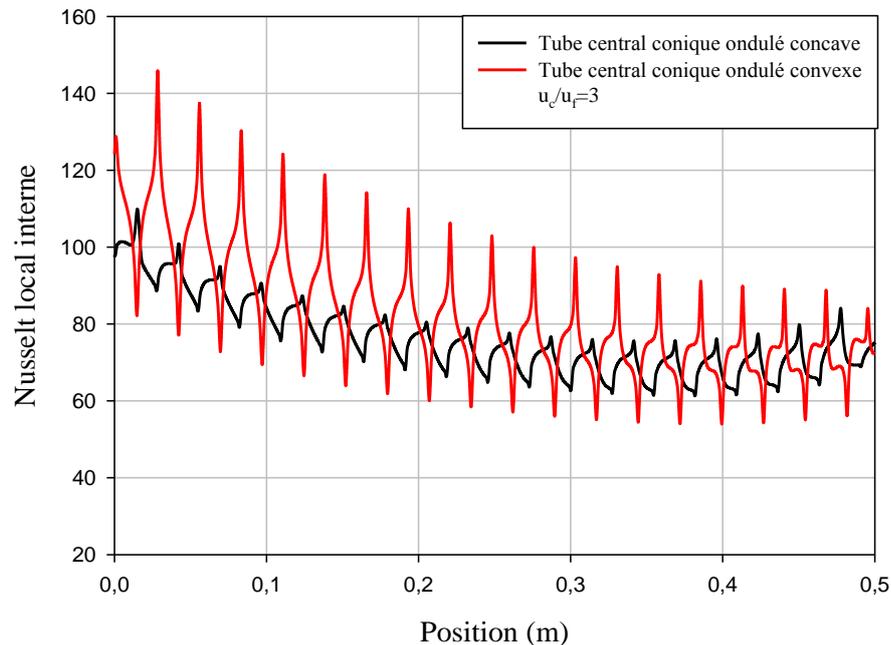


Fig. V. 32. Nusselt local interne pour $u_c/u_f=3$ pour différents arrangements (concave-convexe).

La figure. 32. représente la distribution locale du nombre de Nusselt sur toute la paroi interne de tube conique pour un rapport des vitesses égal à 3, et pour différents arrangements d'ondulations.

Il est visible de voir que le Nu prend des valeurs importantes à l'entrée du tube pour les deux arrangements, puis il tend à diminuer le long de la paroi, ceci peut être expliqué par, l'écart de température des deux fluides, et la catégorie d'écoulement (contre-courant), donc on observe un taux de transfert important commence à l'entrée.

La surface ondulée permet aussi d'améliorer axialement la diffusion de la chaleur, cela entraîne une répartition plus uniforme de la température dans le fluide froid. L'arrangement en convexe améliore beaucoup plus le transfert de chaleur que le modèle concave.

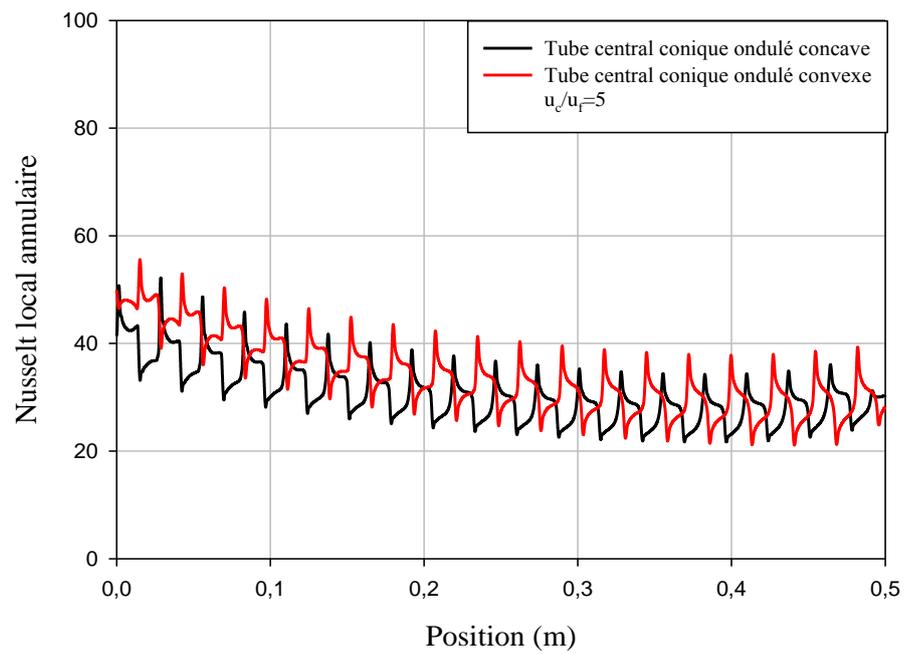


Fig. V. 33. Nusselt local annulaire pour $u_c/u_f=5$ pour différents arrangements (concave-convexe).

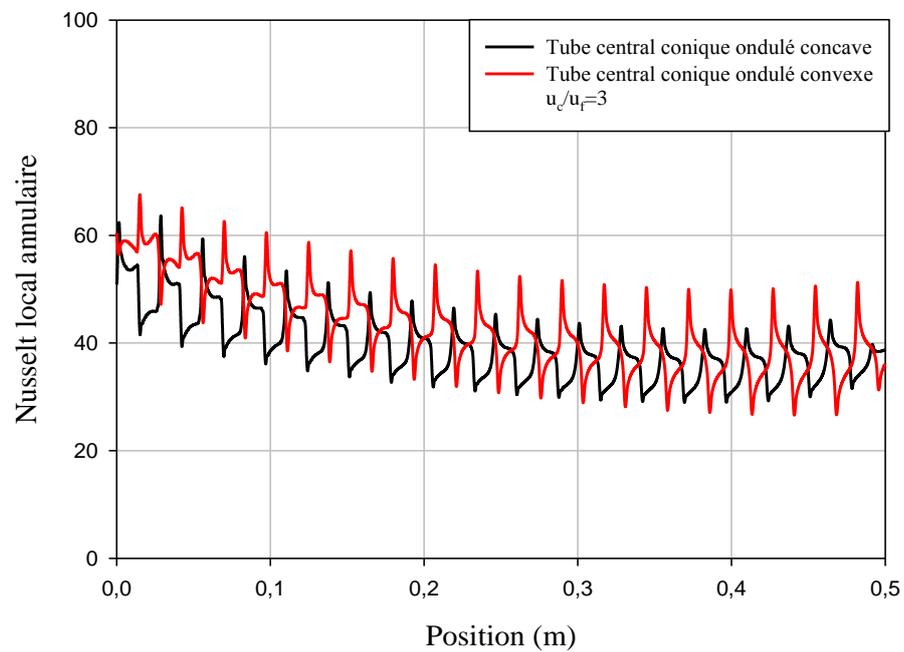


Fig. V. 34. Nusselt local annulaire pour $u_c/u_f=3$ pour différents arrangements (concave-convexe).

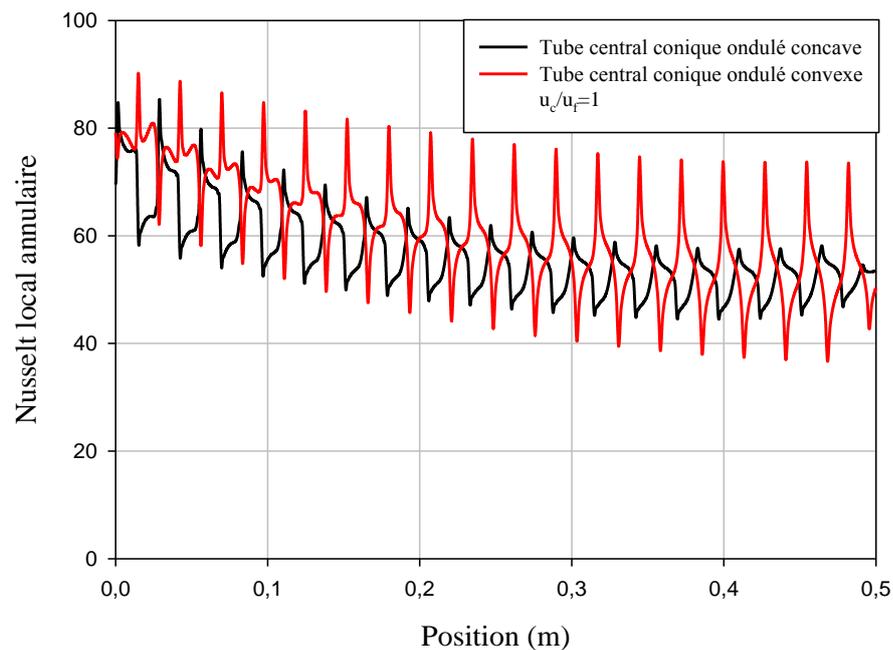


Fig. V.35. Nusselt local annulaire pour $u_c/u_f=1$ pour différents arrangements (concave-convexe).

La distribution locale du nombre de Nusselt annulaire, le long de l'échangeur, pour différents rapports de vitesses, et différents arrangements, est présentée dans les figures 33,34 et 35. On observe une diminution de Nusselt local le long de la paroi annulaire, pour les deux arrangements, ceci est expliqué déjà.

Le rapport de vitesse a un effet significatif sur le taux de transfert de chaleur, globalement, une augmentation de la vitesse de fluide froid (diminution du rapport de vitesse), s'accompagne par une augmentation de nombre de Nusselt.

L'arrangement d'ondulation en convexe présente un taux de transfert de chaleur meilleur par rapport à l'arrangement en concave.

V.8. Nombre du Nusselt moyen

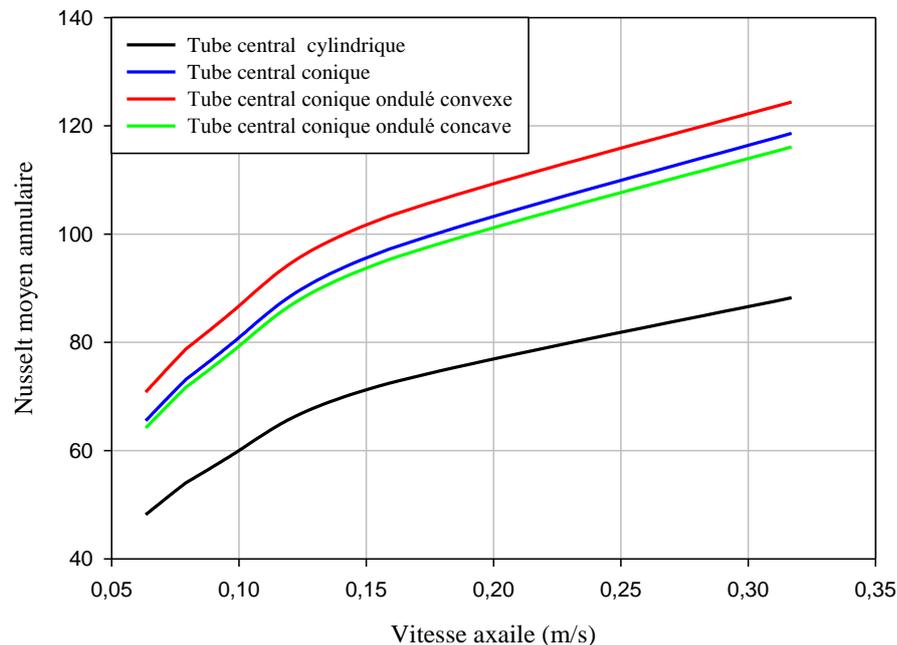


Fig. V.36. Nombre de Nusselt moyen dans le tube annulaire, pour différentes géométries étudiées.

Le nombre de Nusselt moyen pour différentes géométries est illustré par la figure V.36. On observe sur cette figure, la même évolution du nombre de Nusselt pour toutes les géométries étudiées, on constate aussi que, le Nu moyen tend à augmenter en augmentant la vitesse du fluide froid.

Le nombre de Nusselt le plus élevé a été obtenu à partir de la géométrie conique en arrangement convexe. Le tube conique sans ondulations (lisse) avec le tube conique avec ondulations de type concave, présentent des valeurs presque semblables, ceci est dû à l'influence de la section de passage qui est un facteur dominant pour l'augmentation du taux de transfert de chaleur.

V.9. Critère d'évaluation des performances

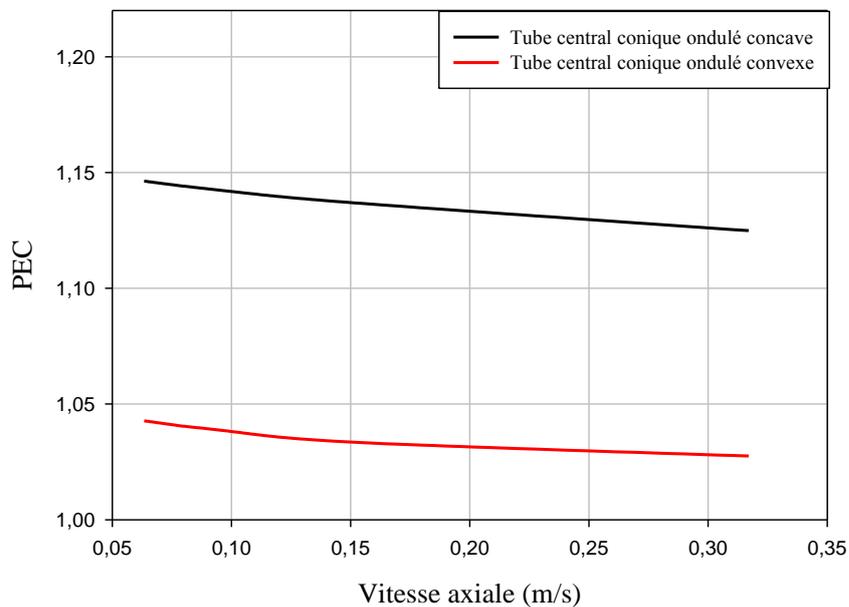


Fig. V. 37. Critère d'évaluation des performances dans le tube annulaire, pour les deux arrangements (concave-convexe).

Le PEC, est défini comme étant le rapport entre le taux de transfert de chaleur représenté par le Nusselt, et le facteur de frottement f .

Le critère d'évaluation des performances PEC, est illustré dans la figure V. 37. Le tube conique avec un arrangement d'ondulations concave, présente les meilleures performances au point de vue, transfert de chaleur et chute de pression, par rapport à l'arrangement en convexe. Il est supérieur d'environ 9%.

Dans la géométrie avec un arrangement d'ondulation convexe, le facteur de frottement f est supérieur à celle de l'arrangement concave, donc cette augmentation à l'effet principal d'influencer sur les résultats de PEC.

Conclusion

Dans ce chapitre, on a présenté les comportements dynamique et thermique pour un écoulement de deux fluides chaud et froid, en convection forcée, en régime turbulent à l'intérieur d'un échangeur de chaleur à tube conique et cylindrique avec et sans ondulations.

Les résultats numériques présentés dans cette étude prouvent que l'utilisation de l'ondulation (formes de la surface d'échange) contribue à un échange thermique conséquent, malgré la perte de charge qui en résulte. Les effets de cette amélioration sont observés à travers le nombre de Nusselt qui augmente de valeur par rapport à celui d'une paroi d'un tube lisse.

Les résultats numériques montrent aussi que l'arrangement d'ondulation à un effet significatif sur l'amélioration du taux de transfert thermique.

La forme géométrique des tubes joue un rôle très important pour l'amélioration de transfert de chaleur où la forme conique est meilleure dans notre étude.

CONCLUSION GÉNÉRALE

CONCLUSION GÉNÉRALE

Conclusion Générale

En premier lieu, la présente étude porte sur la simulation numérique du comportement dynamique et thermique d'un écoulement d'eau en convection forcée turbulente au sein d'un échangeur de chaleur à tube concentrique pour différentes géométries. Les équations gouvernantes sont résolues en utilisant la méthode des volumes finis. L'évolution de la vitesse axiale, le coefficient de frottement, la distribution de la température et le nombre de Nusselt dans des sections choisies sont présentés et analysés pour différents rapports de vitesse.

Une analyse bibliographique a permis d'établir un bilan des travaux numériques et expérimentaux concernant les problèmes des écoulements dans les échangeurs de chaleur à tubes concentriques pour différentes géométries. Un intérêt particulier a été réservé aux tubes coniques.

Après la création des géométries et le maillage par Gambit, on obtenait les résultats de la simulation numérique à l'aide de solveur Fluent. Notre étude est subdivisée en deux parties :

Une première partie est porte sur la comparaison entre le tube centrale cylindrique classique et le tube conique, afin de voir la meilleure géométrie de point de vue transfert de chaleur et chute de pression. A cet effet, vu l'amélioration des ces derniers, le tube conique est favorable pour cette étude.

Les résultats obtenus montrent que le tube conique favorise le transfert de chaleur par convection, mais il cause beaucoup de pertes de charge, malgré les minimes pertes de charges dans le tube cylindrique lisse, ce dernier n'est pas appréciable en ce qui concerne le transfert de chaleur.

Une deuxième partie est réservée pour l'amélioration des performances thermo-hydrauliques de l'échangeur de chaleur à tube centrale conique en introduisant les ondulations en forme triangulaires pour différents arrangements en concave et convexe.

Conclusion Générale

La présence des ondulations pour différents arrangements exprimera des meilleures performances du point de vue transfert de chaleur d'une part et présentera aussi une pénalité élevée en chute de pression d'autre part.

Le type d'arrangement a un effet significatif sur les résultats obtenus, de ce fait, la forme convexe provoque une amélioration considérable des performances de l'échangeur de chaleur.

L'arrangement d'ondulation en convexe présente une évolution thermique assez importante, cet arrangement fournit une température moyenne plus importante à la sortie de chaque tube, c.-à-d., une diminution de la température du fluide froid, en revanche une augmentation de la température de fluide chaud.

En conclusion, vu le besoin de l'utilisation des échangeurs coaxiaux comme échangeurs thermiques dans plusieurs domaines industriels, la contribution scientifique de notre travail consiste à une meilleure compréhension du comportement de l'écoulement turbulent dans ce type d'échangeur.

Plusieurs points peuvent être développés dans le futur en se basant sur ce travail. Parmi les plus importants, en perspective, nous recommandons, les points suivants :

- Augmentation de la longueur d'échangeur (L), donc une surface d'échange plus importante.
- choisir plusieurs formes d'ondulations (trapézoïdales, sinusoidales, ...).
- Faire changer la nature des deux fluides en intégrant des nanoparticules dans le fluide caloporteur.
- Étudier de cas à triple tubes concentriques.

Liste des Références

- [1] F. Tahrouf, « Modélisation et optimisation des échangeurs de chaleur à ailettes indépendantes », Thèse de Doctorat LMD, Université El Hadj Lakhdar -Batna Faculté des Sciences Département des Sciences de la Matière, 2016
- [2] F. Taourit, « Etude du comportement dynamique et thermique de deux écoulements du fluide dans un échangeur de chaleur (comparaison entre cas simple et le cas ailettes) », Mémoire de fin d'étude pour l'obtention du diplôme de master en Génie Energétique, Université Abou Bekr Belkaïd Tlemcen Année universitaire 2013-2014
- [3] L. Khadir, « Calcul et dimensionnement d'un condenseur a faisceau et calandre », Mémoire fin d'étude pour l'obtention du diplôme de master, département de génie mécanique, université de Tlemcen, 2006/2007.
- [4] N. Benyahia & M. Lahmar, Etude thermique de l'échangeur de chaleur a faisceau et calandre E05 existant dans le complexe gazier Rhour de Nous (SONATRACH Algérie), master énergétique Université Abou Bekr Belkaïd Tlemcen, , département de génie mécanique ,Année universitaire 2016/2017
- [5] H. Sadighi Dizaji, Samad Jafarmadar and Farokh Mobadersani, "Experimental studies on heat transfer and pressure drop characteristics for new arrangements of corrugated tubes in a double pipe heat exchanger", International Journal of Thermal Sciences 96 (2015) 211-220
- [6] J. Mozley, Predicting dynamics of concentric pipe heat exchangers, Ind. Eng. Chem. 48 (1956) 1035–1041.
- [7] W.C. Cohen, E.F. Johnson, Dynamic characteristics of double-pipe heat exchangers, Ind. Eng. Chem. 48 (1956) 1031–1034.
- [8] R. Cotta, Improved hybrid lumped-differential formulation for double-pipe heat exchanger analysis, J. Heat Transfer 115 (1993) 921.
- [9] B.L. Zapata, R. Escobar, M.A. Medina, C. Zaragoza, State variables estimation for a counter-flow double-pipe heat exchanger using multi-linear model, in: Proceedings of the IEEE Electronics, Robotics and Automotive Mechanics Conference, Cuernavaca, Morelos, Brazil, 2009, pp. 22–25.
- [10] M. Lachi, N. El Wakil, J. Padet, The time constant of double pipe and one pass shell-and-tube heat exchangers in the case of varying fluid flow rates, Int. J. Heat Mass Transf. 40 (1997) 2067–2079.

- [11] M.A. Abdelghani-Idrissi, F. Bagui, L. Estel, Analytical and experimental response time to flow rate step along a counter flow double pipe heat exchanger, *Int. J. Heat Mass Transf.* 44 (2001) 3721–3730.
- [12] T. Maré, N. Galanis, I. Voicu, J. Miriel, O. Sow, Experimental and numerical study of mixed convection with flow reversal in coaxial double-duct heat exchangers, *Exp. Thermal Fluid Sci.* 32 (2008) 1096–1104.
- [13] M.-A. Abdelghani-Idrissi, F. Bagui, L. Estel, Countercurrent double-pipe heat exchanger subjected to flow-rate step change, Part II: analytical and experimental transient response, *Heat Transfer Eng.* 23 (2002) 12–24.
- [14] M. Sheikholeslami, M. Gorji-Bandpy, D. Ganji, Fluid flow and heat transfer in an air-to-water double-pipe heat exchanger, *Eur. Phys. J. Plus* 130 (2015) 1–12.
- [15] T. Aicher, W. Kim, Experimental investigation of the influence of the cross flow in the nozzle region on the shell-side heat transfer in double-pipe heat exchangers, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 25 (1998) 43–58.
- [16] A.R.A. Dezfoli, M.A. Mehrabian, The overall heat transfer characteristics of a double-pipe heat exchanger, *Heat Transfer Res.* 40 (2009).
- [17] M. Moradi, S.G. Etemad, A. Moheb, Laminar flow heat transfer of a pseudoplastic fluid through a double pipe heat exchanger, *Iranian J. Chem. Eng.* 3 (2006) 13–19.
- [18] A.N. Abdelmessih, K.J. Bell, Effect of mixed convection and U-bends on the design of double-pipe heat exchangers, *Heat Transfer Eng.* 20 (1999) 25–36.
- [19] M. Sheikholeslami, M. Jafaryar, F. Farkhadnia, M. Gorji-Bandpy, D.D. Ganji, Investigation of turbulent flow and heat transfer in an air to water double pipe heat exchanger, *Neural Comput. Appl.* 26 (2015) 941–947.
- [20] T. Ma, W.-x. Chu, X.-y. Xu, Y.-t. Chen, Q.-w. Wang, An experimental study on heat transfer between supercritical carbon dioxide and water near the pseudo-critical temperature in a double pipe heat exchanger, *Int. J. Heat Mass Transf.* 93 (2016) 379–387.
- [21] W. El-Maghlany, E. Eid, M. Teamah, I. Shahrour, Experimental study for double pipe heat exchanger with rotating inner pipe, *Int. J. Adv. Sci. Tech. Res.* (2012) 507–524.
- [22] Z. Zhang, Y. Ding, C. Guan, H. Yan, W. Yang, Heat transfer enhancement in double-pipe heat exchanger by means of rotor-assembled strands, *Chem. Eng. Process.* 60 (2012) 26–33.
- [23] P. Naphon, Heat transfer and pressure drop in the horizontal double pipes with and without twisted tape insert, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 33 (2006) 166–175.
- [24] A.S. Yadav, Effect of half length twisted-tape turbulators on heat transfer and pressure drop characteristics inside a double pipe u-bend heat exchanger, *JJMIE* 3 (2009).

- [25] R.L. Mohanty, S. Bashyam, D. Das, Numerical analysis of double pipe heat exchanger using heat transfer augmentation techniques, *Int. J. Plast. Technol.* 18 (2014) 337–348.
- [26] C. Braga, F. Saboya, Turbulent heat transfer, pressure drop and fin efficiency in annular regions with continuous longitudinal rectangular fins, *Exp. Thermal Fluid Sci.* 20 (1999) 55–65.
- [27] S. Kumar, V.K. Karanth, K. Murthy, Numerical study of heat transfer in a finned double pipe heat exchanger, *World J. Modell. Simul.* 11 (2015) 43–54.
- [28] H. Kahalerras, N. Targui, Numerical analysis of heat transfer enhancement in a double pipe heat exchanger with porous fins, *Int. J. Numer. Meth. Heat Fluid Flow* 18 (2008) 593–617.
- [29] K.S. Syed, M. Ishaq, M. Bakhsh, Laminar convection in the annulus of a double-pipe with triangular fins, *Comput. Fluids* 44 (2011) 43–55.
- [30] K. Syed, M. Ishaq, Z. Iqbal, A. Hassan, Numerical study of an innovative design of a finned double-pipe heat exchanger with variable fin-tip thickness, *Energy Convers. Manage.* 98 (2015) 69–80.
- [31] N. Sahiti, F. Krasniqi, X. Fejzullahu, J. Bunjaku, A. Muriqi, Entropy generation minimization of a double-pipe pin fin heat exchanger, *Appl. Therm. Eng.* 28 (2008) 2337–2344.
- [32] M. Mehrabi, S. Pesteei, Modeling of heat transfer and fluid flow characteristics of helicoidal double-pipe heat exchangers using adaptive neuro-fuzzy inference system (ANFIS), *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 38 (2011) 525–532.
- [33] Z. Iqbal, K. Syed, M. Ishaq, Optimal convective heat transfer in double pipe with parabolic fins, *Int. J. Heat Mass Transf.* 54 (2011) 5415–5426.
- [34] Z. Iqbal, K. Syed, M. Ishaq, Optimal fin shape in finned double pipe with fully developed laminar flow, *Appl. Therm. Eng.* 51 (2013) 1202–1223.
- [35] M. Taghilou, B. Ghadimi, M. Seyyedvalilu, Optimization of double pipe fin-pin heat exchanger using entropy generation minimization, *Int. J. Eng. Trans. C: Aspects* 27 (2014) 1431–1438.
- [36] H.-Z. Han, B.-X. Li, H. Wu, W. Shao, Multi-objective shape optimization of double pipe heat exchanger with inner corrugated tube using RSM method, *Int. J. Therm. Sci.* 90 (2015) 173–186.
- [37] Z. Iqbal, K. Syed, M. Ishaq, Fin design for conjugate heat transfer optimization in double pipe, *Int. J. Therm. Sci.* 94 (2015) 242–258.

- [38] E.K. Akpınar, Evaluation of heat transfer and exergy loss in a concentric double pipe exchanger equipped with helical wires, *Energy Convers. Manage.* 47 (2006) 3473–3486.
- [39] P. Naphon, Effect of coil-wire insert on heat transfer enhancement and pressure drop of the horizontal concentric tubes, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 33 (2006) 753–763.
- [40] S.S. Choudhari, S. Taji, Experimental studies on effect of coil wire insert on heat transfer enhancement and friction factor of double pipe heat exchanger, *Int. J. Comput. Eng. Res.* 3 (2013) 32–39.
- [41] A. Zohir, M. Habib, M. Nemitallah, Heat transfer characteristics in a double pipe heat exchanger equipped with coiled circular wires, *Exp. Heat Transfer* 28 (2015) 531–545.
- [42] C. Yildiz, Y. Bıçer, D. Pehlivan, Influence of fluid rotation on the heat transfer and pressure drop in double-pipe heat exchangers, *Appl. Energy* 54 (1996) 49–56.
- [43] E.K. Akpınar, Y. Bicer, Investigation of heat transfer and exergy loss in a concentric double pipe exchanger equipped with swirl generators, *Int. J. Therm. Sci.* 44 (2005) 598–607.
- [44] S. Eiamsa-ard, S. Pethkool, C. Thianpong, P. Promvonge, Turbulent flow heat transfer and pressure loss in a double pipe heat exchanger with louvered strip inserts, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 35 (2008) 120–129.
- [45] L. Zhang, H. Guo, J. Wu, W. Du, Compound heat transfer enhancement for shell side of double-pipe heat exchanger by helical fins and vortex generators, *Heat Mass Transf.* 48 (2012) 1113–1124.
- [46] M. Sheikholeslami, M. Gorji-Bandpy, D. Ganji, Experimental study on turbulent flow and heat transfer in an air to water heat exchanger using perforated circular-ring, *Exp. Thermal Fluid Sci.* 70 (2016) 185–195.
- [47] M. Sheikholeslami, M. Hatami, M. Jafaryar, F. Farkhadnia, D.D. Ganji, M. Gorji-Bandpy, Thermal management of double-pipe air to water heat exchanger, *Energy Build.* 88 (2015) 361–366.
- [48] M. Sheikholeslami, M. Gorji-Bandpy, D. Ganji, Effect of discontinuous helical turbulators on heat transfer characteristics of double pipe water to air heat exchanger, *Energy Convers. Manage.* 118 (2016) 75–87.
- [49] M. Alkam, M. Al-Nimr, Improving the performance of double-pipe heat exchangers by using porous substrates, *Int. J. Heat Mass Transf.* 42 (1999) 3609–3618.
- [50] N. Allouache, S. Chikh, Second law analysis in a partly porous double pipe heat exchanger, *J. Appl. Mech.* 73 (2006) 60–65.
- [51] N. Targui, H. Kahalerras, Analysis of fluid flow and heat transfer in a double pipe heat exchanger with porous structures, *Energy Convers. Manage.* 49 (2008) 3217–3229.

- [52] H.H. Al-Kayiem, M. El-Rahman, Ribbed double pipe heat exchanger: analytical analysis, *J. Eng. Sci. Technol.* 6 (2011) 39–49.
- [53] H.H. Al-Kayiem, L.N. Al-Habeeb, Performance enhancement of double pipe heat exchangers by enforced turbulence on single surface, in: *International Conference of Plant Equipment and Reliability, ICPER 2008*, 2008, pp. 27–28.
- [54] S.-S. Hsieh, C.-T. Liauh, A.C. Ku, Thermal analysis of the performances of helical-type, roughened, double-pipe heat exchangers, *Appl. Energy* 26 (1987) 67–73.
- [55] S.-S. Hsieh, C.-T. Liauh, A.C. Ku, Heat transfer coefficients of double pipe heat exchanger with helical type roughened surface, *Heat Recovery Syst. CHP* 7 (1987) 119–127.
- [56] R. Raj, N.S. Lakshman, Y. Mukkamala, Single phase flow heat transfer and pressure drop measurements in doubly enhanced tubes, *Int. J. Therm. Sci.* 88(2015) 215–227.
- [57] N. Targui, H. Kahalerras, Analysis of a double pipe heat exchanger performance by use of porous baffles and nanofluids, *World Acad. Sci., Eng. Technol., Int. J. Mech., Aerospace, Ind., Mechatron. Manuf. Eng.* 8 (2014) 1590–1595.
- [58] N. Targui, H. Kahalerras, Analysis of a double pipe heat exchanger performance by use of porous baffles and pulsating flow, *Energy Convers. Manage.* 76 (2013) 43–54.
- [59] A. Durmus , Heat transfer and energy loss in a concentric heat exchanger with snail entrance, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 29 (2002) 303–312.
- [60] A. Durmus , M. Esen, Investigation of heat transfer and pressure drop in a concentric heat exchanger with snail entrance, *Appl. Therm. Eng.* 22 (2002) 321–332.
- [61] R. Yang, F.P. Chiang, An experimental heat transfer study for periodically varying-curvature curved-pipe, *Int. J. Heat Mass Transf.* 45 (2002) 3199– 3204.
- [62] T.J. Rennie, V.G. Raghavan, Experimental studies of a double-pipe helical heat exchanger, *Exp. Thermal Fluid Sci.* 29 (2005) 919–924.
- [63] H.S. Dizaji, S. Jafarmadar, F. Mobadersani, Experimental studies on heat transfer and pressure drop characteristics for new arrangements of corrugated tubes in a double pipe heat exchanger, *Int. J. Therm. Sci.* 96 (2015) 211–220.
- [64] R. Bhadouriya, A. Agrawal, S. Prabhu, Experimental and numerical study of fluid flow and heat transfer in an annulus of inner twisted square duct and outer circular pipe, *Int. J. Therm. Sci.* 94 (2015) 96–109.
- [65] X. Tang, X. Dai, D. Zhu, Experimental and numerical investigation of convective heat transfer and fluid flow in twisted spiral tube, *Int. J. Heat Mass Transf.* 90 (2015) 523–541.
- [66] A.K. Agrawal, S. Sengupta, Laminar fluid flow and heat transfer in an annulus with an externally enhanced inner tube, *Int. J. Heat Fluid Flow* 14 (1993) 54–63.

- [67] T.J. Rennie, G.V. Raghavan, Thermally dependent viscosity and non-Newtonian flow in a double-pipe helical heat exchanger, *Appl. Therm. Eng.* 27 (2007) 862–868.
- [68] W.-L. Chen, W.-C. Dung, Numerical study on heat transfer characteristics of double tube heat exchangers with alternating horizontal or vertical oval cross section pipes as inner tubes, *Energy Convers. Manage.* 49 (2008) 1574–1583
- [69] W. Duangthongsuk, S. Wongwises, An experimental investigation of the heat transfer and pressure drop characteristics of a circular tube fitted with rotating turbine-type swirl generators, *Exp. Thermal Fluid Sci.* 45 (2013) 8–15.
- [70] A.R. Darzi, M. Farhadi, K. Sedighi, R. Shafaghat, K. Zabihi, Experimental investigation of turbulent heat transfer and flow characteristics of SiO₂/water nanofluid within helically corrugated tubes, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 39 (2012) 1425–1434.
- [71] A.R. Darzi, M. Farhadi, K. Sedighi, S. Aallahyari, M.A. Delavar, Turbulent heat transfer of Al₂O₃/water nanofluid inside helically corrugated tubes: numerical study, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 41 (2013) 68–75.
- [72] A.A.R. Darzi, M. Farhadi, K. Sedighi, Experimental investigation of convective heat transfer and friction factor of Al₂O₃/water nanofluid in helically corrugated tube, *Exp. Thermal Fluid Sci.* 57 (2014) 188–199.
- [73] M. Jafari, M. Farhadi, S. Akbarzade, M. Ebrahimi, Lattice Boltzmann simulation of natural convection heat transfer of SWCNT-nanofluid in an open enclosure, *Ain Shams Eng. J.* 6 (2015) 913–927.
- [74] M. Jourabian, M. Farhadi, Melting of nanoparticles-enhanced phase change material (NEPCM) in vertical semicircle enclosure: numerical study, *J. Mech. Sci. Technol.* 29 (2015) 3819–3830.
- [75] M. Jafari, M. Farhadi, K. Sedighi, A.A.A. Mehrizi, Lattice Boltzmann simulation of mixed convection heat transfer in a corrugated wall cavity utilizing water based nanofluids, *Heat Transfer—Asian Res.* 41 (2012) 649–665.
- [76] J.D. Tempelton, F. Hassani, S.A. Ghoreishi-Madiseh, Study of effective solar energy storage using a double pipe geothermal heat exchanger, *Renew. Energy* 86 (2016) 173–181.
- [77] B.-H. Chun, H.U. Kang, S.H. Kim, Effect of alumina nanoparticles in the fluid on heat transfer in double-pipe heat exchanger system, *Korean J. Chem. Eng.* 25 (2008) 966–971.
- [78] A. Zamzamin, S.N. Oskouie, A. Doosthoseini, A. Joneidi, M. Pazouki, Experimental investigation of forced convective heat transfer coefficient in nanofluids of Al₂O₃/EG and CuO/EG in a double pipe and plate heat exchangers under turbulent flow, *Exp. Thermal Fluid Sci.* 35 (2011) 495–502.

- [79] A.R. Darzi, M. Farhadi, K. Sedighi, Heat transfer and flow characteristics of Al_2O_3 -water nanofluid in a double tube heat exchanger, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 47 (2013) 105–112.
- [80] Z. Wu, L. Wang, B. Sunden, Pressure drop and convective heat transfer of water and nanofluids in a double-pipe helical heat exchanger, *Appl. Therm. Eng.* 60 (2013) 266–274.
- [81] H. Maddah, R. Aghayari, M. Farokhi, S. Jahanizadeh, K. Ashtary, Effect of twisted-tape turbulators and nanofluid on heat transfer in a double pipe heat exchanger, *J. Eng.* 2014 (2014).
- [82] H. Maddah, M. Alizadeh, N. Ghasemi, S.R.W. Alwi, Experimental study of Al_2O_3 /water nanofluid turbulent heat transfer enhancement in the horizontal double pipes fitted with modified twisted tapes, *Int. J. Heat Mass Transf.* 78 (2014) 1042–1054.
- [83] M.C.S. Reddy, V.V. Rao, Experimental investigation of heat transfer coefficient and friction factor of ethylene glycol water based TiO_2 nanofluid in double pipe heat exchanger with and without helical coil inserts, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 50 (2014) 68–76.
- [84] M. Sarafraz, F. Hormozi, Intensification of forced convection heat transfer using biological nanofluid in a double-pipe heat exchanger, *Exp. Thermal Fluid Sci.* 66 (2015) 279–289.
- [85] P.D. Prasad, A. Gupta, K. Deepak, Investigation of trapezoidal-cut twisted tape insert in a double pipe U-tube heat exchanger using Al_2O_3 /water nanofluid, *Procedia Mater. Sci.* 10 (2015) 50–63.
- [86] R. Aghayari, H. Maddah, F. Ashori, A. Hakiminejad, M. Aghili, Effect of nanoparticles on heat transfer in mini double-pipe heat exchangers in turbulent flow, *Heat Mass Transf.* 51 (2015) 301–306.
- [87] H. Demir, A. Dalkilic, N. Kürekci, W. Duangthongsuk, S. Wongwises, Numerical investigation on the single phase forced convection heat transfer characteristics of TiO_2 nanofluids in a double-tube counter flow heat exchanger, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 38 (2011) 218–228.
- [88] H. Mohammed, H.A. Hasan, M. Wahid, Heat transfer enhancement of nanofluids in a double pipe heat exchanger with louvered strip inserts, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 40 (2013) 36–46.
- [89] M. Bahiraei, M. Hangi, Investigating the efficacy of magnetic nanofluid as a coolant in double-pipe heat exchanger in the presence of magnetic field, *Energy Convers. Manage.* 76 (2013) 1125–1133.

- [90] A. Shakiba, K. Vahedi, Numerical analysis of magnetic field effects on hydrothermal behavior of a magnetic nanofluid in a double pipe heat exchanger, *J. Magn. Magn. Mater.* 402 (2016) 131–142.
- [91] A. E. Bergles, and R. L. Webb, (1970) " *Bibliography on Augmentation of Convective Heat and Mass Transfer* ", ASME Symp., vol. 1, pp. 1–16.
- [92] J. Taborek, Double-pipe and multitube heat exchangers with plain and longitudinal finned tubes, *Heat Transfer Eng.* 18 (1997) 34–45
- [93] S. Rainieri, G. Pagliarini, Convective heat transfer to temperature dependent property fluids in the entry region of corrugated tubes, *Int. J. Heat Mass Transfer* 45 (2002) 4525e4536.
- [94] S.W. Ahn, Experimental studies on heat transfer in the annuli with corrugated inner tubes, *KSME Int. J.* 17 (2003) 1226e1233.
- [95] P.G. Vicente, A. Garcia, A. Viedma, Mixed convection heat transfer and isothermal pressure drop in corrugated tubes for laminar and transition flow, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 31 (2004) 651-662.
- [96] S. Rozzi, R. Massini, G. Paciello, G. Pagliarini, S. Rainieri, A. Trifir_o, Heat treatment of fluid foods in a shell and tube heat exchanger: comparison between smooth and helically corrugated wall tubes, *J. Food Eng.* 79 (2007) 249-254.
- [97] S. Laohalertdecha, S. Wongwises, The effects of corrugation pitch on the condensation heat transfer coefficient and pressure drop of R-134 inside horizontal corrugated tube, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 53 (2010) 2924-2931.
- [98] S. Pethkool, S. Eiamsa-ard, S. Kwankaomeng, P. Promvong, Turbulent heat transfer enhancement in a heat exchanger using helically corrugated tube, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 38 (2011) 340-347.
- [99] S. Laohalertdecha, A.S. Dalkilic, S. Wongwises, Correlations for evaporation heat transfer coefficient and two-phase friction factor for R-134a flowing through horizontal corrugated tubes, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 38 (2011) 1406-1413.
- [100] K. Wongcharee, S. Eiamsa-ard, Heat transfer enhancement by using CuO/ water nanofluid in corrugated tube equipped with twisted tape, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 39 (2012) 251-257.
- [101] A. Garcia, J.P. Solano, P.G. Vicente, A. Viedma, The influence of artificial roughness shape on heat transfer enhancement: corrugated tubes, dimpled tubes and wire coils, *Appl. Therm. Eng.* 35 (2012) 196-201.

- [102] K. Aroonrat, A.S. Dalkilic, S. Wongwises, Experimental study on evaporative heat transfer and pressure drop of R-134a flowing downward through vertical corrugated tubes with different corrugation pitches, *Exp. Heat Transfer* 26 (2013) 41-63.
- [103] A.R. Darzi, M. Farhadi, K. Sedighi, S. Aallahyari, M.A. Delavar, Turbulent heat transfer of Al₂O₃/water nanofluid inside helically corrugated tubes: numerical study, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 41 (2013) 68–75.
- [104] M. Hashemian, S. Jafarmadar, H. Sadighi Dizaji, A comprehensive numerical study on multicriteria design analyses in a novel form (conical) of double pipe heat exchanger, *Appl. Therm. Eng.* 102 (2016) 1228–1237.
- [105] H. Sadighi Dizaji, S. Jafarmadar, M. Hashemian, The effect of flow, thermodynamic and geometrical characteristics on exergy loss in shell and coiled tube heat exchangers, *Energy* 91 (2015) 678–684.
- [106] Y. Zhou, J. Yu, X. Chen, Thermodynamic optimization analysis of a tube-in-tube helically coiled heat exchanger for JouleThomson refrigerators, *Int. J. Therm. Sci.* 58 (2012) 151e156.
- [107] W. Chen, W. Dung, Numerical study on heat transfer characteristics of double tube heat exchangers with alternating horizontal or vertical oval cross section pipes as inner tubes, *Energy Convers. Manage.* 49 (2008) 1574–1583.
- [108] Xiang-hui Tan, Dong-sheng Zhu, Guo-yan Zhou, Li-ding Zeng, Heat transfer and pressure drop performance of twisted oval tube heat exchanger, *Appl. Therm. Eng.* 50 (2013) 374e383.
- [109] M.A. Khairul, R. Saidur, M.M. Rahman, M.A. Alim, A. Hossain, Z. Abdin, Heat transfer and thermodynamic analyses of a helically coiled heat exchanger using different types of nanofluids, *J. Heat Mass Transf.* 67 (2013) 398–403.
- [110] S. Gunes, V. Ozceyhan, O. Buyukalaca, Heat transfer enhancement in a tube with equilateral triangle cross sectioned coiled wire inserts, *Exp. Therm. Fluid. Sci.* 34 (2010) 684–691.
- [111] H. Sadighi Dizaji, S. Jafarmadar, M. Abbasalizadeh, S. Khorasani, Experiments on air bubbles injection into a vertical shell and coiled tube heat exchanger; exergy and NTU analysis, *Energy Convers. Manage.* 103 (2015) 973–980.
- [112] V. Kumar, B. Faizee, M. Mridha, K.D.P. Nigam, Numerical studies of a tube-in-tube helically coiled heat exchanger, *Chemical Engineering and Processing* 47 (2008) 2287–2295.
- [113] M. Moawed, Experimental study of forced convection from helical coiled tubes with different parameters, *Energy Convers. Manage.* 52 (2011) 1150–1156.

- [114] H.A. Mohammed, K. Narrein, Thermal and hydraulic characteristics of nanofluid flow in a helically coiled tube heat exchanger, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 39 (2012) 1375–1383.
- [115] S. Laohalertdecha, S. Wongwises, The effects of corrugation pitch on the condensation heat transfer coefficient and pressure drop of R-134a inside horizontal corrugated tube, *J. Heat Mass Transf.* 53 (2010) 2924–2931
- [116] Wael I.A. Aly, Numerical study on turbulent heat transfer and pressure drop of nanofluid in coiled tube-in-tube heat exchangers, *Energy Convers. Manage.* 79 (2014) 304–316
- [117] N. Jamshidi, M. Farhadi, D.D. Ganji, K. Sedighi, Experimental analysis of heat transfer enhancement in shell and helical tube heat Exchangers, *Appl. Therm. Eng.* 51 (2013) 644e652.
- [118] H.J. Xu , Z.G. Qu and W.Q. Tao;"Numerical investigation on self-coupling heat transfer in a counter-flow double-pipe heat exchanger filled with metallic foams", *Applied Thermal Engineering* 66 (2014) 43-54
- [119] H. Safikhani, S. Eiamsa-ard, Pareto based multi-objective optimization of turbulent heat transfer flow in helically corrugated tubes, *App. Therm. Eng.* 96 (2016) 275–280.
- [120] BE .Lauder, DB.Spalding. *The Numerical computation of Turbulent Flows*, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 3 (1974) 269-289.
- [121] SV .Patankar. *Numerical heat transfer and fluid flow*, McGraw-Hill, New York, 1980.
- [122] JD. Anderson, *Governing equations of fluid dynamics*, chapter 2, computational fluid dynamics, 3rd edition, Springer Heidelberg, Berlin Germany, 2009.
- [123] RL .Webb, NH. Kim ,*Principles of Enhanced Heat Transfer*, 2nd ed., Taylor & Francis, New York, 2005.
- [124] K.Bilen, U.Akyol, S.Yapici, Heat transfer and friction correlations and thermal performance analysis for a finned surface, *Energy Conversion and Management* 42 (2001) 1071-1083.
- [125] FW.Dittus, LMK.Boelter. Heat transfer in automobile radiators of tubular type, *Univ. California, Berkeley, Publ. Eng.* 1 (13) (1930) 755-758.
- [126] BS.Petukhov. Heat transfer in turbulent pipe flow with variable physical properties, In: Harnett JP, editor. *Advances in heat transfer*, New York: Academic Press 6 (1970) 504-564.
- [127] G. Mabrouk : Modélisation de la convection naturelle laminaire dans une enceint avec un paroi chauffé partiellement, Thèse de Magistère, Université Constantine, 2010.
- [128] K. Kamel : Etude des écoulements autour des obstacles étude de simulation, Thèse de Magistère, Université Abou Bekr Belkaid-TLEMEN Faculté de Technologie Département de Génie Mécanique, année 2012

المخلص

أصبحت المبادلات الحرارية ذات الأنبوب المزدوج المركز ذات أهمية اقتصادية كبيرة. تشير التقديرات إلى أن جميع الطاقة الحرارية المنتجة تقريباً تمر عبر مبادل حراري مرة واحدة على الأقل. تم تحليل المعاملات الحرارية الهيدروليكية لمبادل حراري مزدوج الأنبوب ، والهدف منها هو تحسين أدائها. تمت دراسة ثلاثة تكوينات للأنبوب المركزي: أسطواني ناعم ، مخروطي أملس ، مخروطي موج مع مختلف الترتيبات محدبة ومختلفة. المياه الساخنة والباردة هي السوائل المستخدمة في هذه الدراسة. يتم حل المعادلات الحاكمة من خلال طريقة الحجم المحدود بناءً على خوارزمية SIMPLE من أجل اقتران ضغط السرعة. وصف ظاهرة الاضطراب ، تم استخدام نموذج $k-\epsilon$ القياسي. تم إجراء عمليات المحاكاة تحت رمز "FLUENT" CFD على مجموعة من أرقام رينولدز من 1850 إلى 36000. أوضحت النتائج أن نوع الأنبوب وترتيب التموج لهما تأثير كبير على الأداء الحراري-الهيدروليكي للمبادل الحراري.

كلمات المفتاحية: الموج أنبوب مخروطي. الجريان المضطرب؛ أنبوب متحد المركز مبادل حراري؛

Résumé

Les échangeurs de chaleur à double tubes concentriques (ECDT) ont acquis une importance économique majeure. On estime que presque toute l'énergie thermique produite transite au moins une fois par un échangeur de chaleur. Les paramètres thermo-hydrauliques de l'échangeur de chaleur à double tubes ont été analysés, dont l'objectif est d'améliorer ses performances. Trois configurations à base de tube centrale ont été étudiées, à savoir : cylindrique lisse, conique lisse, conique ondulée avec des géomètres différentes convexe et concave. L'eau chaude et l'eau froide sont les fluides utilisés dans cette étude. Les équations gouvernantes sont résolues par la méthode des volumes finis basée sur l'algorithme SIMPLE pour le couplage vitesse-pression. Les décrire le phénomène de turbulence, le modèle $k-\epsilon$ standard a été utilisé. Les simulations sous le code CFD « FLUENT », ont été effectuées sur une plage de nombres de Reynolds allant de 1850 à 36 000. Les résultats ont montré que les ECDT à tube centrale ondulé ont un effet significatif sur les performances thermo-hydrauliques de l'échangeur de chaleur.

Mots clés : tube conique ondulé ; écoulement turbulent ; tube concentrique ; échangeur de chaleur ;

Rapport-gratuit.com 
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

Abstract

Double concentric tube heat exchangers (DCTHE) have become of major economic importance. It is estimated that almost all the thermal energy produced passes through a heat exchanger at least once. The thermo-hydraulic parameters of the double-tube heat exchanger were analyzed, the objective of which is to improve its performance. Three central tube configurations were studied: smooth cylindrical, smooth conical, corrugated conical with different convex and concave geometries. Hot and cold water are the fluids used in this study. The governing equations are solved by the finite volume method based on the SIMPLE algorithm for velocity pressure coupling. Describe the turbulence phenomenon; the standard $k-\epsilon$ model was used. The simulations under the CFD code "FLUENT", were performed over a range of Reynolds numbers from 1850 to 36,000. The results showed that corrugated centre tube DCTHEs have a significant effect on the thermo-hydraulic performance of the heat exchanger.

Keywords: corrugated conical tube; turbulent flow; concentric tube; heat exchanger;