

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة أبي بكر بلقايد- تلمسان

Université Aboubakr Belkaïd- Tlemcen –

Faculté de TECHNOLOGIE



THESE

Présentée pour l'obtention du grade de **DOCTEUR EN SCIENCES**

En : Génie Mécanique

Spécialité : ÉNERGÉTIQUE

Par : YUCEF Ahmed

Sujet

***ETUDENUMERIQUE DE LA CONVECTION FORCEE
TURBULENTE DANS UN ECHANGEUR DE CHALEUR A
FAISCEAU ET CALANDRE MUNI DES CHICANES
TRANSVERSALES***

Soutenue publiquement le : 09/06/2019 , devant le jury composé de :

Mr. KORTI Abdelillah Nabil	Prof	Univ. Tlemcen	Président
Mr. SAIM Rachid	Prof	Univ. Tlemcen	Directeur de thèse
Mr. DRAOUI Belkacem	Prof	Univ. Bechar	Examineur
Mr. BENZENINE Hamidou	MCA	CU Ain Temouchent	Examineur
Mr. SELADJI Chakib	Prof	Univ. Tlemcen	Invité

NB : les membres du jury doivent être classés conformément au P.V de l'autorisation de soutenance

A decorative border in a light blue color, featuring intricate floral and scrollwork patterns that frame the central text.

Dédicaces

À mes chers parents,

À mon pays,

À ma femme, pour son soutien et sa patience,

À mes enfants,

À mes frères, mes sœurs,

À tous ceux qui sont intéressés par ce sujet.

Youcef

Remerciements

Je remercie ALLAH le Tout-puissant de m'avoir donné le courage, la volonté et la patience de mener à terme ce présent travail.

*Le travail présenté dans ce manuscrit a été effectué sous la direction du Professeur **SAIM Rachid**, à qui j'ai adressé mon plus vif remerciement pour avoir dirigé cette étude, j'ai exprimé également mon sincère gratitude pour la confiance qu'il m'a témoignée tout le long de ce travail.*

*Je remercie Monsieur **KORTI Abdel Illah Nabil**, Professeur à l'université Abou Bekr Belkaid Tlemcen, Algérie d'avoir consacré du temps à la lecture de mon manuscrit et d'avoir accepté la présidence du jury.*

*Je voudrais également remercier les membres du jury de soutenance, **Pr. DRAOUI Belkacem, Dr. BENZENINE Hamidou, Pr. SELADJI Chakib**, de m'avoir fait l'honneur d'être membre de jury de cette thèse.*

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

Résumé

Ce travail présente une investigation numérique du comportement dynamique et thermique d'un écoulement turbulent de fluide dans un échangeur de chaleur à faisceau tubulaire et calandre muni des chicanes type aile. Les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie sont résolues par la méthode des volumes finis basée sur l'algorithme SIMPLE pour le couplage vitesse-pression. Pour décrire le phénomène de turbulence, le modèle $k-\epsilon$ réalisable est utilisé. L'analyse est effectuée pour différents débits massiques. 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. Selon les débits massiques utilisés : 0.5 kg/s, 1 kg/s, 2 kg/s, les performances de l'échangeur de chaleur varient comme suit : la vitesse de l'écoulement dans la calandre augmente de 6 %, 10% et de 12% respectivement, le coefficient d'échange par convection augmente de 30.56 % et 50.76%, la perte de charge augmente d'environ de 70.82 % et 90.85 %, la quantité de chaleur transférée augmente de 44.25 % et 64.55 %, Le facteur de performance globale diminue de 11.95 % à 11.1 %, les grands débits améliorent le transfert de chaleur et augmentent la chute de pression.

Mot clé : échangeur de chaleur faisceau calandre, chicane, CFD, chute de pression.

Abstract

This work presents a numerical investigation of the dynamic and thermal behavior of a turbulent flow in a shell and tube heat exchanger equipped with novel wing baffles is designed to grasp the weakness of the shell and tube heat exchanger with segmental baffles. The conservation equations of mass, momentum and energy are solved by the finite volume method based on the SIMPLE algorithm for coupling velocity-pressure. To describe the turbulence phenomenon, the Realizable k- ϵ model is used. The analysis is done for different mass flow rates, the parameters studied are: the fluid outlet temperature, the average heat transfer coefficient, the pressure drop, the total heat transfer rate, the effect of the geometric shape of the baffle on the thermal behavior. The proposed shell and tube heat exchanger are the heat transfer coefficient higher and pressure drop lower compared with shell and tube heat exchanger with segmental baffles. From the mass flow rates used 0.5 kg/s, 1 kg/s, 2 kg/s, the performance of the heat exchanger varying, the velocity of the flow in the shell increases by 6 %, 10 % and 12 % respectively, the average heat transfer coefficient increases by 30.56 % and 50.76%, the pressure drop increases by approximately 70.82 %, and 90.85 %, the total heat transfer rate increases by 44.25 % and 64.55 %. The overall performance factor decreases by 11.95 % and 11.1 % and highest value flow rates improve heat transfer and increase pressure drop.

Key word: shell and tube heat exchanger, baffle, CFD, pressure drop.

ملخص

يقدم هذا البحث تحليلاً رقمياً للسلوك الديناميكي والحراري لتدفق السوائل المضطربة في مبادل حراري مجهز بحواجز مننوع جناح. يتم حل معادلات الحفظ الخاصة بالكتلة، الحركة والطاقة باستخدام طريقة الاحجام المنتهية استناداً إلى خوارزمية SIMPLE لاقتران الضغط و السرعة.

لوصف ظاهرة الاضطراب، يتم استخدام النموذج $k-\epsilon$ يتم التحليل لمعدلات تدفق الكتلة المختلفة. المعاملات التي تمت دراستها هي كما يلي : درجة حرارة مخرج السائل، متوسط معامل تبادل الحرارة، انخفاض الضغط، كمية الحرارة، تدفق الطاقة المتبادلة و تأثير الشكل الهندسي للحاجز على السلوك الحراري . اعتماداً على معادلات تدفق الكتلة المستخدمة، يختلف أداء المبادل الحراري كما يلي، تزداد سرعة التدفق في المجرى 6%، 10%، 12% على التوالي، يزيد معامل تبادل الحرارة بنسبة 30.56%، 50.76% و ،يزداد فقدان الضغط بحوالي 70.82 %، 90.85 % ،يزداد مقدار الحرارة المنقولة بنسبة 44.25 % ، ينخفض عامل الأداء الكلي بنسبة 11.95 %، 11.1 % و تحسن معاملات التدفق الكبيرة من نقل الحرارة و تزيد من انخفاض الضغط.

الكلمة الرئيسية: مبادل حراري، حاجز، CFD، انخفاض الضغط.

Table des matières

Introduction générale	1
-----------------------------	---

Chapitre I : Etude bibliographique

I.1. Introduction	6
I.2. Revue de la littérature	6
I.2.1. Chicanes orthogonales	6
I.2.2. Chicanes hélicoïdales discontinue	14
I.2.3. Chicanes hélicoïdales continue	26
I.2.4. Chicanes perforées	32
I.2.5. Chicanes persiennes	35
I.3. Conclusion	37

Chapitre II : Modélisation Mathématique

II.1. Introduction	39
II.2. Modélisation de la turbulence	39
II.2.1. Historique	39
II.2.1.1. Modèle de turbulence à zéro équation	40
II.2.1.2. Modèles de turbulence à une équation	42
II.2.1.3. Modèle turbulence à deux équations	43
II.2.2. Approche de Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS)	45
II.2.2.1. Hypothèse de Boussinesq (Concept de la viscosité turbulente)	45
II.2.2.2. Modélisation de la viscosité turbulente	46
II.2.2.2.1. Modèle de Spalart-Allmaras	46
II.2.2.2.2. Modèle k- ϵ standard	47
II.2.2.2.3. Modèle k- ϵ RNG	48
II.2.2.2.4. Modèle k- ϵ réalisable	49
II.2.2.2.5. Modèle k- ω Standard	50
II.2.2.2.6. Modèle k- ω SST	50
II.2.2.2.7. Modèle aux tensions de Reynolds (RSM)	51
II.2.2.2.8. Modèle v2-f	52
II.3. Position du problème	53
II.3.1. Modèle physique	53
II.3.2. Hypothèses simplificatrices	55

II.3.3. Équations gouvernantes.....	55
Equation de continuité	56
Équation de quantité de mouvement.....	56
Équation d'énergie	57
Équations de turbulence.....	57
Equation d'énergie cinétique turbulente k	57
Equation d'énergie de dissipation ε	57
II.3.4. Conditions aux limites	58
II.3.4.1. Conditions aux limites à l'entrée de la calandre	58
II.3.4.2. Conditions aux limites aux parois	59
II.3.4.3. Conditions aux limites à l'interface fluide- solide	59
II.3.4.4. Conditions aux limites à la sortie	60
II.4. Paramètres caractéristiques	60
II.4.1. Paramètres aérodynamiques.....	60
II.4.1.1 Le nombre de Reynolds.....	60
II.4.1.2. Frottements à la paroi.....	61
II.4.1.3. Perte de charge	62
II.4.2. Paramètres thermiques	62
II.4.2.1. Coefficient de transfert thermique	62
II.4.2.2 Le nombre de Nusselt	63
II.5. Conclusion.....	64

Chapitre III : Résolution numérique

III.1. Introduction.....	65
III.2. Méthode numérique	65
III.2.1 Forme générale d'une équation de conservation	66
III.2.2 Maillage	67
III.2.3 Discrétisation	69
III.2.4. Schémas de discrétisation	72
III.2.5. Traitement du couplage Vitesse-Pression.....	72
III.2.6. Paramètres de contrôle de la convergence.....	73
III.2.6.1. Technique de sous relaxation	73

III.2.6.2. Critère de convergence	74
III.2.7. Choix des conditions aux limites	74
III.3. Procédure de résolution numérique par FLUENT	76
III.3.1. Préprocesseur GAMBIT	76
III.3.1.1. Etapes générales pour GAMBIT.....	77
III.3.2. Le code FLUENT	79
III.3.2.1. Etapes générales pour FLUENT	80
III.4. Conclusion	87

Chapitre IV : Résultats et interprétations

IV.1. Introduction.....	88
IV.2. Etude de sensibilité du maillage	89
IV.3. Validation du modèle.....	92
IV.4. Résultats et discussion	93
IV.4.1. Étude du comportement dynamique	93
IV.4.1.1. Profile de vitesse longitudinale.....	94
IV.4.1.2. Contours de vitesse transversale.....	96
IV.4.1.3. Coefficient de frottement.....	98
IV.4.1.4. La chute de pression	99
IV.4.2. Étude du comportement thermique	99
IV.4.2.1. Profil de température longitudinale	93
IV.4.2.2. Distribution de température transversale.....	102
IV.4.2.3. La température de sortie	104
IV.4.2.4. Le coefficient d'échange thermique moyen par convection de l'eau.....	105
IV.4.2.5. La quantité de chaleur échangée.....	106
IV.4.3. Facteur de performance globale	107
IV.4.4. Performance de la nouvelle forme des chicane.....	108
IV.4.4.1. Chute de pression	108
IV.4.4.2. Nombre de Nusselt	109
IV.4.4.3. Puissance de pompage	110
IV.4.5. Echangeur de chaleur avec des chicane a deux sections.....	111
IV.4.5.1. Etude de champ dynamique.....	112

Table des matières

IV.4.5.2. Etude de champ thermique	114
IV.4.5.3. Performances de l'échangeur de chaleur	116
IV.4.6. Echangeur de chaleur avec des chicanes transversales	117
IV.4.6.1. Etude de champ dynamique.....	117
IV.4.6.2. Etude de champ thermique	119
IV.4.6.3. Performances de l'échangeur de chaleur	121
IV.5. Conclusion	122
Conclusion générale.....	123
Références bibliographiques.....	128
Annexe	
Annexe	136

Liste des figures

Figure I.1 : Domaine d'étude	7
Figure I.2 : échangeur de chaleur avec le vide considéré	7
Figure I.3 : échangeur de chaleur avec l'espace considéré.....	8
Figure I.4 : configuration des chicanes proposées	8
Figure I.5 : Configuration de l'échangeur de chaleur avec chicanes a deux sections	9
Figure I.6 : Arrangement des chicanes a deux sections	9
Figure I.7 : Disposition des chicanes (a) avec 180°, (b) avec 90°, (c) avec 45°	10
Figure I.8 : échangeur de chaleur faisceau calandre	11
Figure I.9 : Vue schématique de l'échangeur de chaleur faisceau calandre.....	11
Figure I.10 : Modèle géométrique de l'échangeur de chaleur à tube et calandre	12
Figure I. 11 : Construction de l'échangeur de chaleur	12
Figure I.12: La géométrie étudiée.....	13
Figure I.13: échangeur de chaleur faisceau calandre	14
Figure I.14 : Les formes des chicanes étudier	14
Figure I.15 : Les deux échangeurs de chaleurs étudier	15
Figure I.16 : Arrangement des chicanes hélicoïdales	15
Figure I.17: Diagram chimatique de l'échangeur de chaleur avec des chicanes hélicoïdales.....	16
Figure I.18 : Les deux formes d'échangeurs de chaleurs.....	16
Figure I.19 : Les trois formes d'échangeurs proposés	17
Figure I.20 : Les formes proposés (a) trois sections, (b) quatre sections, (c) six sections	18
Figure I.21 : échangeur de chaleur étudier	18
Figure I.22 : L'échangeur de chaleur avec chicanes hélicoïdales	19
Figure I.23 : échangeur de chaleur avec chicanes hélicoïdales a 40°	19
Figure I.24 : Schéma d'échangeurs de chaleur, (a) avec chicanes transversales (b) avec chicanes hélicoïdales.....	20
Figure I.25 : Modèles de l'échangeur de chaleur à étudier, (b) chevauchement circonférentiel (CO); (c) bout en bout (EE); (d) boche encoche en V bloquée (BV); (e) recouvrement moyen (MO).....	20
Figure I.26 : Performance des deux échangeurs de chaleurs	20

Figure I.27 : Disposition des chicanes hélicoïdales, (a) avec trois sections, (b) avec quatre sections, (c) avec six sections.....	20
Figure I.28 : La structure géométrique de l'échangeur de chaleur avec des chicanes hélicoïdales.....	22
Figure I.29 : Chicanes hélicoïdales en chevauchement	21
Figure I.30 : Arrangement de tubes est direction de fluide dans la calandre.....	23
Figure I.31 : Mauvaise distribution du débit dans les tubes calculée à partir de CFD ...	24
Figure I.32 : Configurations des chicanes hélicoïdales pour le cas étudiant.....	24
Figure I.33: La division du domaine dans l'échangeur de chaleur.....	25
Figure I.34 : Scénographe partiel ombré du modèle périodique avec un angle d'hélice de 40°	25
Figure I.35: Section de l'échangeur de chaleur présenter.....	26
Figure I.36 : Les géométries étudiées : (a) chicanes transversales, (b) chicanes hélicoïdales, (c) chicanes perforées.....	26
Figure I.37 : échangeur de chaleur avec chicanes hélicoïdales continue	27
Figure I.38 : Vue schématique de l'échangeur de chaleur avec chicanes spirales	27
Figure I.39 : Les géométries étudiées, (a) échangeur à double passe, (b) échangeur à simple passe	28
Figure I.40 : échangeurs de chaleur faisceaux de tubes.....	28
Figure I.41 : échangeurs de chaleur faisceaux de tubes, (a) double passe, (b) simple passe.....	29
Figure I.42 : Domaine de calcul est paramètres géométriques du chicane.....	29
Figure I.43 : Formes des chicanes (a) chicanes hélicoïdales continues, (b) chicanes transversales.....	30
Figure I.44 : Échangeur de chaleur avec chicanes hélicoïdales.....	30
Figure I.45 : Échangeurs de chaleur avec chicanes hélicoïdales	31
Figure I.46: Schéma du domaine d'étude	32
Figure I.47: Vue de l'échangeur de chaleur avec chicanes hélicoïdales	32
Figure I.48: Schéma de la chicane étudiée	33
Figure I.49 : Schéma de disposition des tubes pour plaques perforées a) quatre lobes, b) trois lobes.....	33

Figure I.50: Les formes des échangeurs de chaleur, (a) chicanes transversales, (b) chicanes perforés.....	34
Figure I.51: La géométrie de l'échangeur de chaleur avec chicanes trilobé	35
Figure I.52: La géométrie des échangeurs de chaleur étudiant, (a) simple passe, (b) double passe, (c) forme de chicane	36
Figure I.53 : Schéma de principe de la disposition des chicanes persiennes.....	36
Figure I.54: Les échangeurs de chaleur étudiant, (a) chicanes transversales, (b) chicanes sous forme tige, (c) chicanes support.....	37
Figure II.1 : Ecoulement moyen et fluctuations	44
Figure II.2 : Géométrie du problème étudié	54
Figure II.3 : Schéma représentatif des conditions aux limites	60
Figure III.1 : Description du volume de contrôle	67
Figure III.2 : Projection du volume de contrôle.....	69
Figure III.3 : Les différentes étapes effectuées sur GAMBIT	76
Figure III.4 : Interface de GAMBIT	77
Figure III.5 : Le modèle du maillage utilisé pour l'échangeur de chaleur réalisée	78
Figure III.6 : Exportation du maillage	79
Figure III.7 : Les différentes étapes effectuées sur FLUENT	80
Figure III.8 : Type de résolution	80
Figure III.9 : Importation de la géométrie	81
Figure III.10 : Vérification du maillage sous Fluent	81
Figure III.11 : Affichage du maillage	82
Figure III.12 : Choix du solveur sous Fluent.....	83
Figure III.13 : Etablir l'équation de l'énergie.....	83
Figure III.14 : Choix du modèle de turbulence.....	84
Figure III.15: Définition des propriétés des matériaux.....	85
Figure III.16: Définition des conditions aux limites.....	85
Figure III.17 : Choix de la solution.....	86
Figure III.18 : Choix du nombre des itérations.....	87
Figure IV.1 : Domaine d'étude	89

Figure IV.2 : Présentation du maillage considéré, (a) 724596 cellules, (b) 902765 cellules	90
Figure IV.3: Test d'indépendance du maillage a) champ dynamique b) champ thermique	91
Figure IV.4 : Comparaison de nos résultats et celle de Ozden et al [15] en termes de coefficient de transfert de chaleur	92
Figure IV.5 : Contour de vitesse axiale $x=0$ (a) 0.5 kg/s, (b) 1 kg/s, (c) 2 kg/s	94
Figure IV.6 : Profil de vitesse longitudinale à la section $y=0.04$	95
Figure IV.7 : Contour de vitesse $z=0.02$ m, $z=0.3$ m, $z=0.58$ m	97
Figure IV.8 : Profil de vitesse dans la section $z= 0.02$ m	97
Figure IV.9 : Coefficient de frottement ($z=0.02$ m)	98
Figure IV.10 : Chute de pression dans la calandre	100
Figure IV.11 : Contours de température $x=0$ (a) $m= 0.5$ kg/s, (b) $m= 1$ kg/s, (c) $m= 2$ kg/s	101
Figure IV.12 : Contour de température $z= 0.58$ m, $z= 0.3$ m, $z= 0.02$ m pour (a) $m= 0.5$ kg/s, (b) $m= 1$ kg/s, (c) $m= 2$ kg/s.....	103
Figure IV.13 : Profil de température $z= 0.02$ m.....	104
Figure IV.14 : La température de sortie du fluide	105
Figure IV.15 : Le coefficient d'échange thermique moyen par convection de l'eau	107
Figure IV.16 : La quantité de chaleur échangée pour différents débits.....	107
Figure IV.17 : Coefficient des performances globales	108
Figure IV.18 : Comparaison des deux formes des chicanes dans l'ordre de chute de pression	109
Figure IV.19 : Comparaison des deux formes des chicanes dans l'ordre de nombre de Nusselt.....	110
Figure IV.20 : Comparaison des deux formes des chicanes dans l'ordre de puissance de pompage	111
Figure IV.21 : Géométrie du problème.....	112
Figure IV.22 : Contour de vitesse $x=0$	112
Figure IV.23 : Contours de la vitesse au niveau des sections choisies : $z=0.22$, $z=0.42$, $z=0.58$	113

Figure IV.24 : Distribution de la vitesse axiale pour $y=0,04$	113
Figure IV.25 : Contour de température $x=0$	114
Figure IV.26 : Contours de la température au niveau des sections : $z=0.22$, $z=0.42$, $z=0.58$	114
Figure IV.27 : Distribution de la température $y=0.04$	114
Figure IV.28 : Distribution de la température pour $z=0.45$ et $z=0.35$	116
Figure IV.29 : La configuration du système étudié	117
Figure IV.30 : Contour de vitesse $x = 0$	117
Figure IV.31 : Contours de vitesse dans les sections : $z= 0.02$, $z=0.22$, $z=0.58$	117
Figure IV.32 : Distribution de la vitesse axiale pour $y=0,04$	118
Figure IV.33 : Contour de température $x=$	119
Figure IV.34 : Contours de la température au niveau des sections : $z=0.22$, $z=0,42$, $z=0.58$	119
Figure IV.35 : Distribution de la température $y=0.04$	120
Figure IV.36 : Distribution de la température pour $z=0.02$ et $z=0.58$	121

Liste des tableaux

Tableau II.1 : Les constantes empiriques du modèle.....	42
Tableau II.2 : Les constantes empirique du modèle	44
Tableau II.3 : Les constantes du modèle Spalart-Allmaras	47
Tableau II.4: Les constantes adoptées dans le modèle k- ϵ standard	48
Tableau II.5 : Les constantes du modèle k- ϵ RNG.....	48
Tableau II.6 : Les constantes du modèle k- ω	50
Tableau II.7 : Les constantes du modèle k- ω RSM.....	52
Tableau II.8 : Les constantes du modèle v2-f	53
Tableau II.9 : Paramètres géométriques du problème étudié.....	54
Tableau II.10 : Propriétés physiques de matériaux utilisé	55
Tableau II.11 : Propriétés physiques de fluide utilisé	55
Tableau III.1: Expression de ϕ , Γ , S_ϕ	67
Tableau III.2 : Résidu.....	75
Tableau III.3 : Les conditions aux limites dans GAMBIT	78
Tableau IV.1 : Nombre de Reynolds	93
Tableau IV.2 : La chute de pression	99
Tableau IV.3 : Distribution température moyenne dans la calandre.....	102
Tableau IV.4 : Température de sortie du fluide	104
Tableau IV.5: Coefficient d'échange thermique moyen par convection.....	105
Tableau IV.4 : Variation des performances de l'échangeur de chaleur	116
Tableau IV.7 : Variation des performances de l'échangeur de chaleur	121

Nomenclature

D_s : Diamètre de calandre [m]
 D_h : Diamètre hydraulique, [m].
 D_e : diamètre équivalent [m]
 d : Diamètre du tube [m]
 D_e : Diamètre équivalent [m]
 L : Longueur des tubes [m]
 N_t : Nombre des tubes
 N_b : Nombre des chicanes
 B_c : Distance entre les chicanes[m]
 R_l : Rayon inférieur de la courbure, [m]
 R_u : Rayon supérieur de la courbure, [m]
 Q : Quintile de chaleur échangé, [W]
 f : Coefficient de frottement
 f_0 : Coefficient de frottement dans le cas simple
 G_s : Débit massique côté calandre [kg/s]
 T_{in} : Température d'entrée de fluide [°K]
 T_{out} : Température de sortie de fluide [°K]
 T_w : Température de paroi des tubes [°K]
 A_s : Surface d'écoulement transversal dans la calandre [m²]
 C_p : Chaleur spécifique du fluide [J/kg°K]
 h : Coefficient de convection [W/m²°K]
 k : Energie cinétique turbulente [m²/s²]
 Re : Nombre de Reynolds
 Pr : Nombre de Prandtl
 Nu : Nombre de Nusselt
 Nu_0 : Nombre de Nusselt dans le cas simple
 Nu_x : Nombre de Nusselt locale
 P : Pression [Pa]
 S_k, S_ε : Terme source pour k et ε
 T : Température [°K]
 u_i : Composante de vitesse suivant la direction [m/s]

$C_{1\varepsilon}$; $C_{2\varepsilon}$; C_μ ; σ_k ; σ_ε : Constantes empiriques d'équation de transport

G_k : Production de l'énergie cinétique turbulente [m^2/s^2]

u, v, w : Composent de vitesse [m/s]

m : Débit massique du fluide [kg /s]

k_{in} : L'énergie cinétique turbulente l'entrée

f_s : Coefficient de frottement

Symboles grec

Γ : Coefficient de diffusion généralisé

ϕ : Vecteur composé des grandeurs u, v, k, T et ε .

σ_k : Nombre de Prandtl pour k

σ_ε : Nombre de Prandtl pour ε

ΔP : Chute de pression [Pa]

ε_{in} : L'énergie de dissipation à l'entrée

ρ : Masse volumique du fluide [kg/m^3]

λ : Coefficient de conduction [$w/m^\circ K$]

ε : Energie de dissipation (m^2/s^2)

ω : Taux de dissipation de l'énergie de turbulence, [m^2/s^2].

μ : Viscosité dynamique [Pa.s]

μ_t : Viscosité turbulent [Pa.s]

η : Facteur des performances globales

Indices

in : L'entrée de la section de calcul.

atm : Atmosphérique.

t : Turbulent.

p : Parois.

f : Fluide.

s: Solide.

Introduction générale

Introduction - problématique :

Contexte du problème

La convection forcée est un phénomène de transfert thermique associé aux écoulements de fluide. La présence de la convection forcée influe simultanément sur les champs thermique et hydrodynamique, le problème est ainsi couplé.

La convection forcée à l'intérieur des conduites intervient dans plusieurs applications pratiques telles que les capteurs solaires, les échangeurs de chaleur, le refroidissement des composants électroniques et les procédés chimiques et nucléaires.

Les échangeurs de chaleur tubulaires sont des équipements largement utilisés dans nombreux domaines industriels tels que, l'industrie chimique, l'industrie alimentaire, la distillation, la récupération de chaleur, l'extraction et la transformation de l'énergie, à cause de sa robustesse et de sa fiabilité, en raison à une large gamme de température et de pression de fonctionnement.

D'une manière générale, dans le but d'obtenir des performances énergétiques élevées, il est nécessaire d'implanter des rangées de chicane dans la veine d'écoulement dans les échangeurs de chaleur de façon à créer la turbulence et de façon à rallonger la trajectoire des fluides en écoulement en favorisant un meilleur échange thermique convectif et par voie de conséquence une amélioration notable d'efficacité thermique.

Les techniques utilisées pour améliorer les performances dans les échangeurs de chaleur sont classées en deux groupes : les techniques actives et les techniques passives. Les techniques actives nécessitent des forces externes comme le champ électrique, la vibration de surface, les techniques passives implique des variables géométriques et opérationnelles, la géométrie des chicanes est l'arrangement des tubes étant les principaux éléments.

Dans les échangeurs à faisceau et calandre (ECFC), il a été jugé très utile, et les résultats le confirment, de disposer des obstacles « chicanes » de formes diverses et variés dans les échangeurs de chaleur. Ces chicanes, sont découpées dans des tôles, permettent de perturber l'écoulement et de donner une bonne distribution à ce dernier, qui devient plus turbulent. Ceci augmente le transfert thermique du fluide en écoulement coté calandre, ce qui améliore clairement l'efficacité thermique de l'appareil thermique.

À travers la bibliographie. On s'aperçoit à l'existence d'un large éventail d'études expérimentales, analytiques et numériques menées dans ce domaine. Néanmoins, les hypothèses et les simplifications adoptées dans le problème limitent généralement l'étude à des cas très particuliers ; dans la plupart des travaux analytiques et numériques on constate :

- La condition thermique aux limites est uniforme (température ou flux constant).
- Les régimes d'écoulement et de transfert thermique sont complètement développés.

Dans les études portant sur des conduites munies d'ailettes ; on remarque l'existence de deux catégories ; la première concerne des ailettes placées à l'intérieur des conduites donc elles agissent directement dans le fluide, ce qui cause une augmentation des pertes de charge.

La deuxième catégorie est relative aux conduites munies d'ailettes sur la surface externe, dont on constate beaucoup moins de travaux par rapport à la première. Concernant les ailettes externes, dans les études rencontrées dans la littérature, c'est le modèle de bilan global d'énergie qui est souvent appliqué, tel que le modèle présenté par **Dufie** et **Beckman** [1] utilisé pour l'étude d'un tube avec deux ailettes longitudinales dans le cas d'un capteur solaire plan. Ce modèle permet de déterminer la température du mélange du fluide à la sortie de la conduite connaissant celle à l'entrée. Le coefficient d'échange par convection entre la paroi du tube et le fluide est un paramètre connu et calculé à partir des corrélations existantes [2].

Les travaux effectués dans le cadre de cette thèse, contribuent à combler le manque évident constaté dans ce domaine. Pour cela, les effets de transfert de chaleur conjugué et la présence des chicanes type aile disposées le long du faisceau d'une manière transversale ou inclinée sur le transfert thermique en convection forcée ont été étudiés.

La mécanique des fluides numériques ou CFD (Computational Fluid Dynamics) est un outil indispensable pour l'industrie, son utilisation permet d'obtenir des prévisions détaillées concernant l'écoulement au sein des différentes configurations complexes, sans avoir la nécessité de prendre de nombreuses mesures de terrain, qui sont nécessairement coûteuses et gourmandes en temps. De nos jours, la simulation numérique l'un des outils incontournables dans l'industrie est devenu une alternative économique, car il existe un potentiel significatif de recherche suivi des méthodes numériques pour améliorer les performances thermo- hydrauliques des échangeurs de chaleur faisceau et calandre avec des chicanes. Récemment le code Fluent est devenu l'un des outils les plus utilisés pour la simulation des phénomènes dans le domaine industriel, énergétiques, recherche.

L'écoulement est en régime de développement simultané (hydrodynamique et thermique), turbulent et stationnaire. Le fluide (eau) est du type Newtonien incompressible. Les équations de Navier Stokes et de turbulence régissant le problème sont résolues numériquement par la méthode des volumes finis en utilisant l'algorithme SIMPLE (**S**emi-**I**mplicit **M**ethod for **P**ressure-**L**inked **E**quations).

Dans ce travail, nous présentons une étude numérique, employant le modèle K- ϵ réalisable pour déterminer le facteur de performance thermo-hydraulique de notre échangeur muni avec chicanes type aile. 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.

Selon les débits massiques utilisés, les performances de l'échangeur de chaleur varient comme suit : la vitesse de l'écoulement dans la calandre augmente de 6 %, 10% et de 12% respectivement, le coefficient d'échange par convection augmente de 50.76% et 30.56 %, la perte de charge augmente d'environ de 70.82 % et 90.85 %, la quantité de chaleur transférée augmente de 44.25 % et 64.55 %. Le facteur de performance globale diminue de 11.95 % et 11.1 %, les grands débits améliorent le transfert de chaleur et augmentent la chute de pression. Les résultats sont comparés à ceux obtenus par l'expérience dans la littérature.

Objectifs spécifiques du présent travail

Les objectifs principaux de la présente thèse qui traite l'écoulement en convection forcée turbulente dans un ECFC contenant des rangées transversales de chicanes peuvent être résumés en :

- (1) Etudier en détails l'aspect dynamique et thermique de l'air, en déterminant le Nusselt local et moyen ainsi les caractéristiques du coefficient de frottement et de transfert thermique.
- (2) Utilisation du code commercial Fluent en 3D qui permet la prédiction de la vitesse, distributions de champ de la température pour la convection forcée turbulente de l'eau circulant coté calandre en régime stationnaire.
- (3) Comparer les résultats numériques obtenus aux résultats expérimentaux trouvés dans la littérature.

Organisation du travail

Cette étude comporte quatre chapitres et deux annexes :
Le **premier chapitre**, concerne une étude bibliographique, et un rappel sur les travaux numériques expérimentaux ainsi analytiques effectués dans se domaine. Le **deuxième chapitre**, concerne la formulation mathématique du problème. Cette partie (chapitre 2) montre comment est traité la dynamique et la thermique de l'eau en écoulement turbulent stationnaire, et donc les équations de conservation (continuité, Navier et

Stokes, énergie et de turbulence) avec les conditions aux limites sont présentées en détail.

Le **troisième chapitre** est réservé pour la présentation de la procédure de résolution numérique. Cette partie présente la discrétisation numérique des équations gouvernantes de l'écoulement. C'est la méthode des volumes finis qui est utilisée pour résoudre les équations de conservation et de turbulence.

Le **quatrième chapitre** est réservé exclusivement aux résultats et interprétations respectivement : Dans ce 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 un l'ECFC. En présence des chicane type aile, le transfert thermique et l'écoulement du fluide en convection forcée constitue l'objet principal de cette partie.

Finalement, ce travail sera fini par une **conclusion générale** dans laquelle seront présentés les principaux résultats obtenus ainsi les futures recommandations relatives a ce travail. Ce travail sera achevé par **une annexe** qui comporte une description détaillée des échangeurs de chaleur à faisceau et calandre qui représente un élément utile pour cette étude.

Chapitre I

Recherche bibliographique

I.1. Introduction

Les échangeurs de chaleur ont un rôle important dans divers processus d'ingénierie car plus de 35-40% de ces équipements thermiques sont de type faisceau de tubes et calandre [1], ceci est principalement dû à leur large gamme de pressions et des températures de production, leur construction mécanique robuste, leur facilité d'entretien.

Dans le but d'amélioration de performances de ces systèmes, on introduit dans la calandre des obstacles métalliques minces appelées « Chicanes » placées perpendiculairement au faisceau de tubes obturent partiellement la section de la calandre et modifient le mouvement du fluide autour du faisceau tubulaire. Les chicanes dans l'échangeur de chaleur à faisceau calandre peuvent avoir les rôles suivants :

- Supporter et maintenir la rigidité des tubes pour minimiser les phénomènes de vibration mécaniques.
- Empêcher la rupture des tubes due à la vibration induite par l'écoulement.
- Augmenter la vitesse du fluide.
- Faire circuler le fluide presque perpendiculairement au faisceau de tubes.
- Allonger le temps de séjour du fluide dans la calandre.
- Augmenter la turbulence.

I.2. Revue de la littérature

Dans la littérature, les différentes formes, le nombre et l'orientation des chicanes ont fait l'objet de plusieurs travaux scientifiques en convection forcée dans les calandres des échangeurs de chaleur. Toutes les études mentionnées dans cette section ont été présentées en 3D (cas tridimensionnel).

I.2.1. Chicanes orthogonales

La première étude sur l'analyse numérique des caractéristiques de l'écoulement et du transfert de chaleur par convection forcée, dans les ECFC, a été rapportée par **Batalha et al.** [2]. Des simulations numériques d'un écoulement de fluide dans un échangeur

faisceaux et calandre en présence de quatre chicanes pour deux configurations différentes, avec et sans fuite entre le diamètre extérieur du tube et les trous dans les chicanes. Les résultats ont montré que les écoulements de fuite représentent une perte de performance thermique, car la température de sortie augmente d'environ 8K. Dans le cas d'absence de ces écoulements, la chute de pression était environ 40 % plus faible.

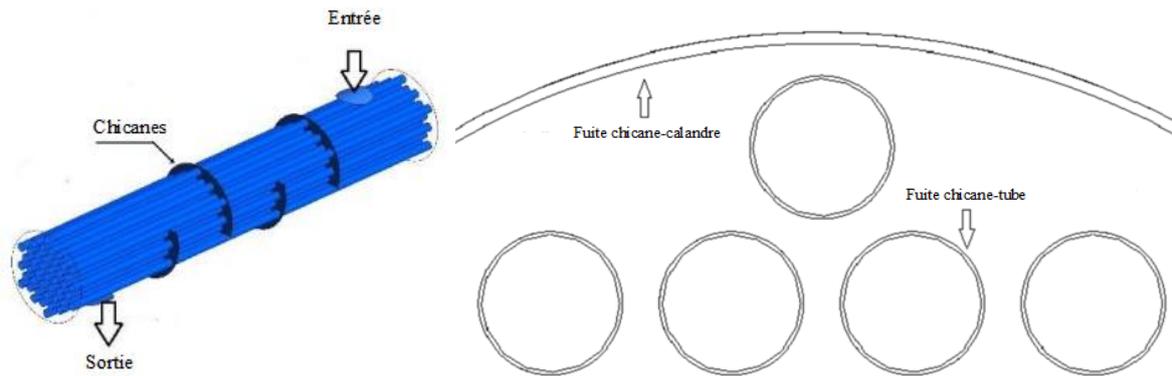


Figure I.1 : Domaine d'étude [2].

Roetzel et al. [3] ont effectué une étude expérimentale pour les effets du vide δ variant de 0.2 mm à 3 mm (segment libre situé entre la paroi de calandre et le bout de la chicane) sur le coefficient de transfert thermique. Les résultats ont montré une réduction des performances due à la présence d'un écoulement entre le diamètre intérieur du calandre et le diamètre extérieur de la chicane de plus le coefficient de transfert thermique a diminué de 8.87% avec l'augmentation du vide entre la chicane et le calandre.

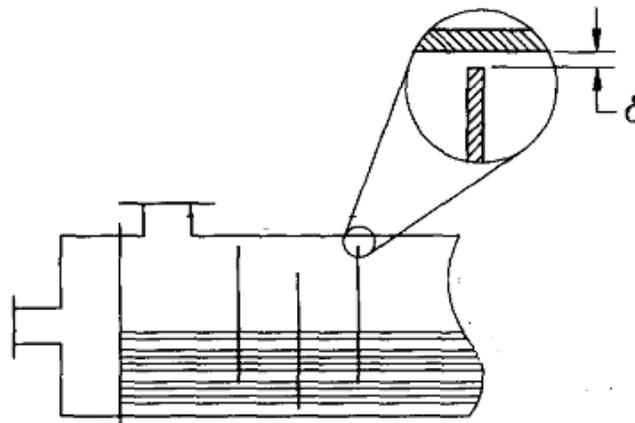


Figure I.2 : Échangeur de chaleur avec le vide considéré [3].

Li et al. [4] ont réalisé une analyse expérimentale dans un échangeur de chaleur avec des chicanes transversales pour trois espacements entre les chicanes S (113 mm, 144 mm et 175 mm), l'analyse montre que pour une valeur constante du nombre de Reynolds, le coefficient de frottement est le nombre de Nusselt augmentent avec 1.33%-6.66% et 1.92%-3.82% avec l'augmentation de la distance entre les chicanes.

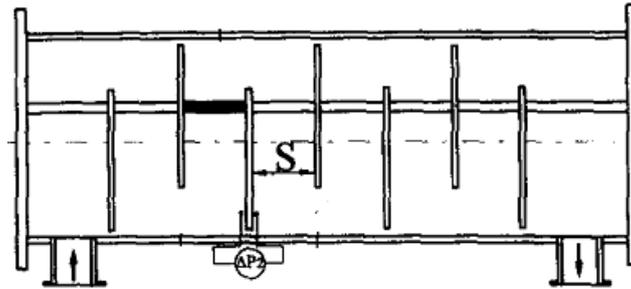


Figure I.3 : Échangeur de chaleur avec l'espace considéré [4].

Les caractéristiques de l'écoulement turbulent et du transfert thermique conjugué ont été simulées numériquement par **Ambekaret al. [5]** avec le logiciel SOLIDWORKS. Les effets de différentes configurations des chicanes transversales à savoir les chicanes à simple section, à deux sections, à trois sections et les chicanes hélicoïdales sur le coefficient de transfert de chaleur et la chute de pression. Les résultats ont montré que les performances maximales sont obtenues avec les chicanes transversales simples, les chicanes à deux sections réduisent la perte de charge de 25 % à 30 % tandis que le coefficient de transfert de chaleur est abaissé de 30 % à 35 % de celui produit avec les chicanes transversales simples. Les chicanes hélicoïdales ont éliminé les zones de stagnations et ont réduit l'encrassement et ont prolongé la durée de vie de ces échangeurs.

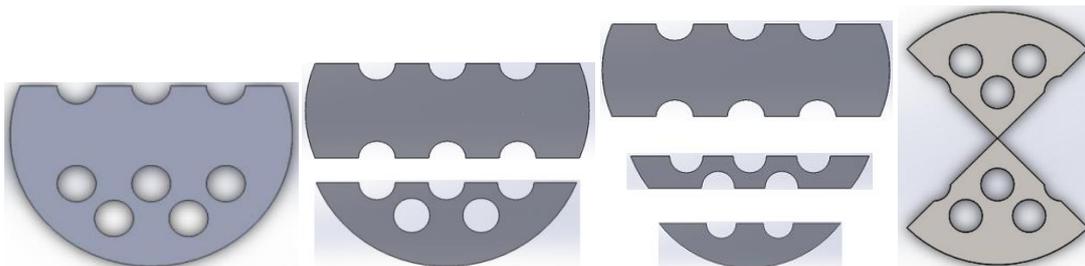


Figure I.4 : Configurations des chicanes proposées [5].

Yonghua et al. [6] ont présenté un modèle économique et efficace dans la conception des échangeurs de chaleur avec des chicanes à deux sections utilisant un nombre de Reynolds variant entre 6813 et 22 326. La chaleur convective varie périodiquement dans la partie centrale et son motif est similaire à celui de champ d'écoulement. Le coefficient de performance a diminué par 88% pour cet éventail de nombre de Reynolds.

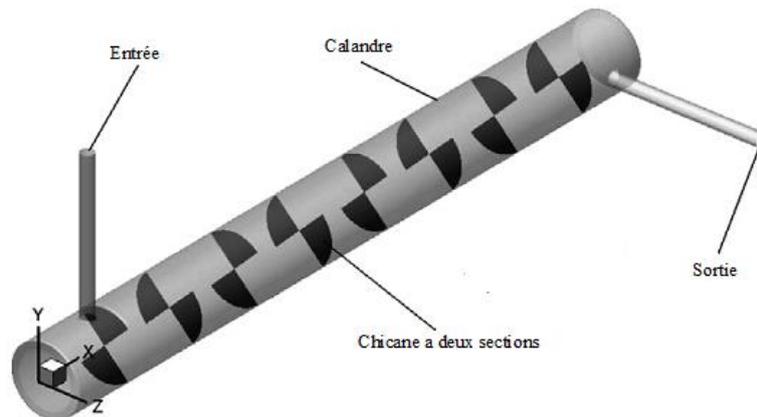


Figure I.5 : Configuration de l'échangeur de chaleur avec chicanes a deux sections [6].

Yingshuang et al. [7], ont effectué des études expérimentales sur deux types d'échangeurs de chaleur avec des chicanes transversales et avec des chicanes à deux sections. Les résultats ont dévoilé que le nombre de Nusselt pour le nouveau type d'EFC correspond à 50% de celui avec des chicanes transversales. Le modèle avec des chicanes à deux sections est plus efficace de 20 à 30% que celui avec des chicanes transversales.

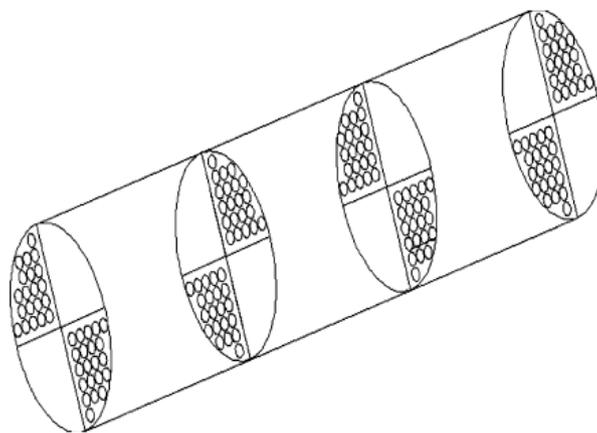


Figure I.6 : Arrangement des chicanes a deux sections [7].

Mustapha et al. [8] ont analysé un écoulement turbulent dans un échangeur de chaleur à faisceau et calandre (ECFC) avec des chicanes transversales pour trois espacements entre les chicanes (106.6 mm, 80 mm et 64 mm) et six orientations différentes (45° , 60° , 90° , 120° , 150° et 180°) pour une gamme de nombre de Reynolds variant de 3000 à 10000. Le nombre Nusselt est le coefficient de frottement sont supérieures de 33.2%, 33.3% successivement dans le cas d'une distance de 64 mm, les chicanes en chevauchement ayant une augmentation de nombre de Nusselt par 20%.

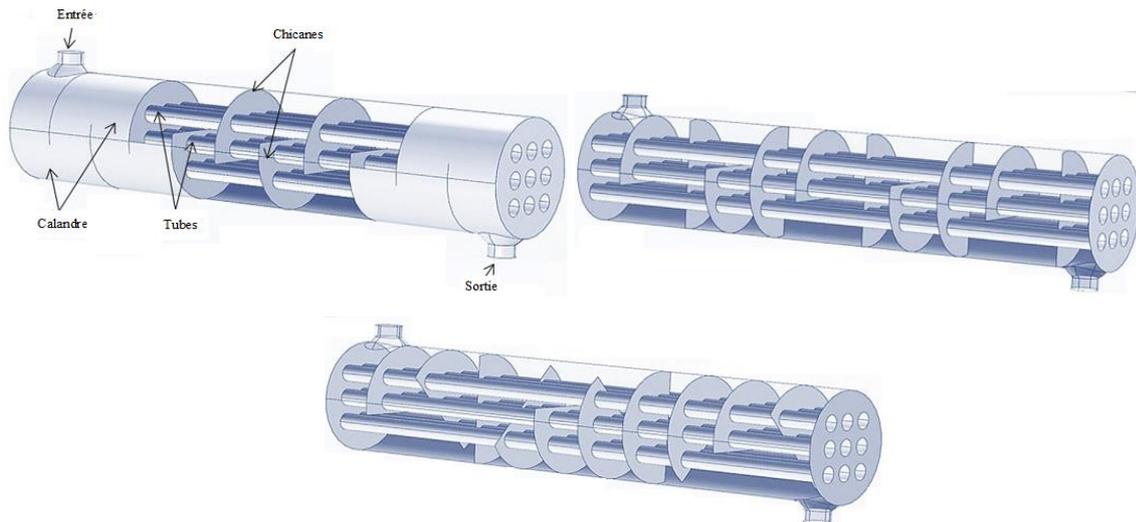


Figure I.7 : Disposition des chicanes (a) avec 180° , (b) avec 90° , (c) avec 45° [8].

Certains paramètres de conception ont des effets contradictoires sur le taux de transfert de chaleur et le coût total des échangeurs de chaleur. Pour cela, l'étude de **Mohsen et al. [9]** a eu pour objectif de trouver les variables optimales de fonctionnement de l'échangeur de chaleur à faisceau tubulaire par la maximisation du taux de transfert de chaleur et la minimisation du coût total. Les résultats ont montré une diminution des frais par 63.6% accompagnée par une augmentation de quantité de chaleur transférée par 33.33% avec le passage de 80 aux 360 tubes.



Figure I.8 : Échangeur de chaleur faisceau calandre [10].

L'étude de **Tahery et al.** [11] a porté sur l'effet d'utilisation de différentes méthodes analytiques sur le transfert de chaleur et la chute de pression dans un échangeur de chaleur tubulaire à chicanes transversales. Les résultats ont prouvé qu'avec l'élimination des fuites calandre – chicane, il y a eu une augmentation du coefficient de transfert de chaleur de 22% et de la chute de pression de 48%. Ce qui a augmenté donc par la suite les performances du système thermique en question.

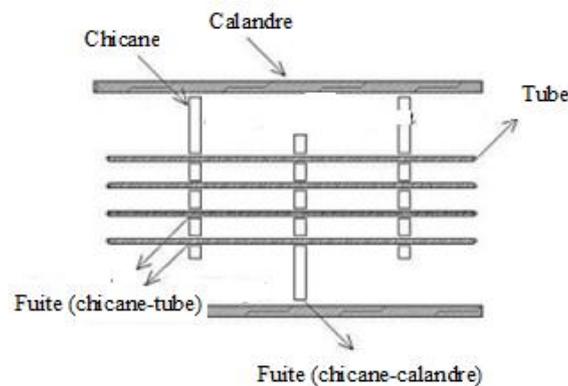


Figure I.9 : Vue schématique de l'échangeur de chaleur faisceau calandre [11].

Kumaresan et al. [12] ont essayé dans leur article de trouver la géométrie optimale pour un transfert de chaleur maximal accompagné avec une perte de charge minimale dans un échangeur de chaleur faisceau tubulaire en présence des chicanes transversales. Pour cela, ils ont effectué des simulations numériques en variant l'angle d'inclinaison de la chicane entre 25° , 30° , 35° et 40° pour trois hauteurs différentes de 25%, 30% et 35%. Les auteurs ont constaté que la configuration de 35° avec la hauteur 30% fournit une chute de pression de réduite de 28%.

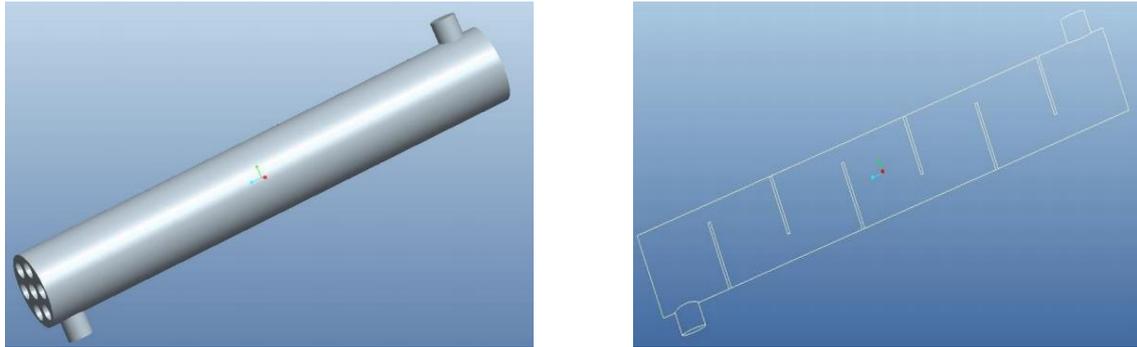


Figure I.10 : Modèle géométrique de l'échangeur de chaleur à tube et calandre [12].

Une étude expérimentale a été effectuée par **Li [13]** pour exposer l'effet significatif de l'écoulement de fuite entre le diamètre intérieur de la calandre et les chicanes sur la chute de pression et le transfert de chaleur. Les résultats ont montré une réduction de perte de charge environ de 74% à 69% et de 21% à 17% pour le coefficient de transfert thermique.

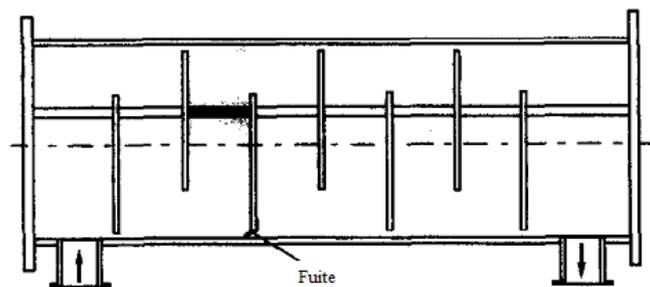


Figure I. 11 : Construction de l'échangeur de chaleur [13].

Handry et al. [14] ont présenté une étude numérique des caractéristiques de transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur vertical avec des chicanes transversales pour le gaz naturel liquéfié (GNL). Les résultats ont prouvé que le coefficient de transfert de chaleur a augmenté de 2.77% et 3.33% avec l'augmentation de débit massique entre 0.373 kg/s, 0.415 kg/s, 0.495 kg/s.

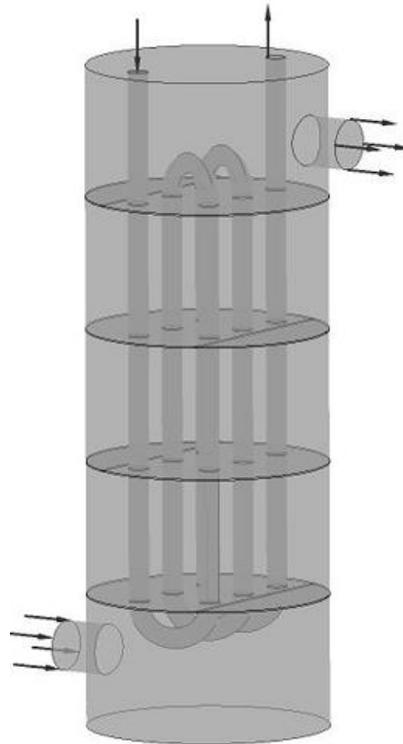


Figure I.12: La géométrie étudiée [14].

Ender et al. [15] ont travaillé sur la conception des ECFC avec des chicanes transversales a travers une étude comparative sur l'espacement des chicanes, la coupe des chicanes, les modèles turbulents, le coefficient de transfert de chaleur et la chute de pression. Les résultats ont montrés que le modèle $k-\varepsilon$ réalisable est le bon modèle pour ce type d'échangeur. Le coefficient de transfert de chaleur et la chute de pression augmentent de 26.54% et 60.03% respectivement avec une variation du nombre de chicanes entre 6 aux 12 chicanes.

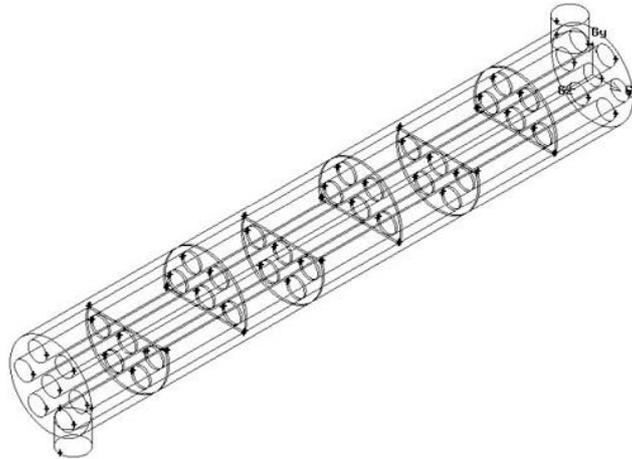


Figure I.13 : Échangeur de chaleur faisceau calandre [15].

I.2.2. Chicane hélicoïdale discontinue

Dong et al. [16] ont effectué des simulations numériques de cinq différentes formes de chicanes avec trois angles d'inclinaison 10° , 15° et 20° . L'objectif été d'analyser le comportement thermo-convectif de l'écoulement. Les résultats ont montré que les performances de schéma de bout en bout sont supérieures à celui du schéma avec chevauchement. Les chicanes elliptiques ayant des performances inférieures à celles sectorielle et le schéma sectoriel de 10° ont donné un nombre de Nusselt et la perte de pression le plus élevé.

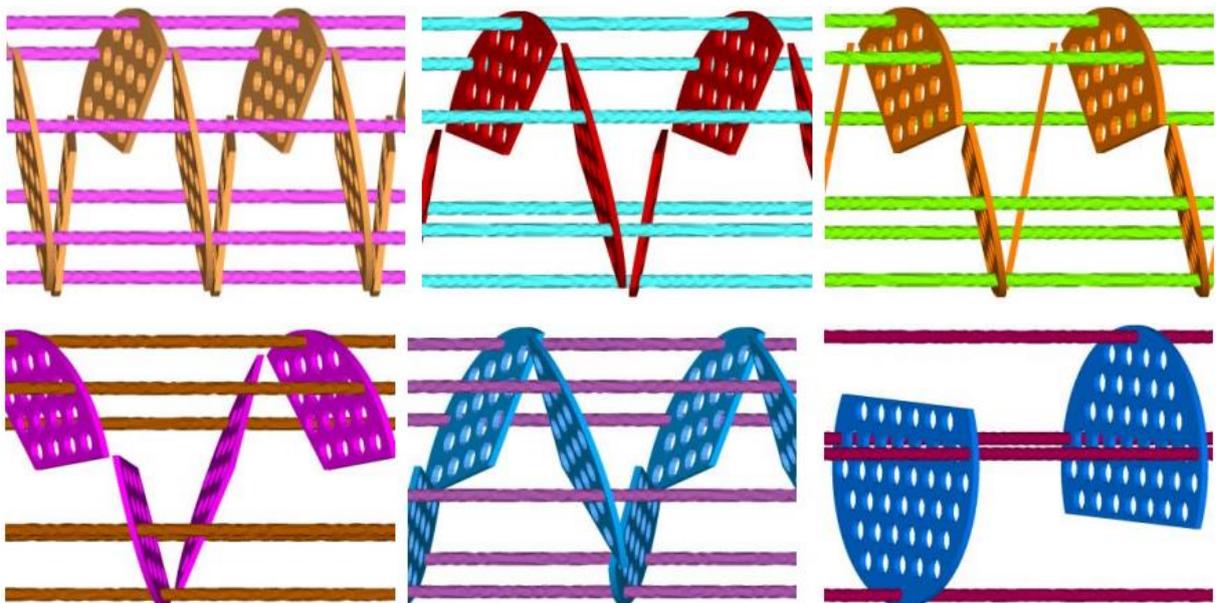


Figure I.14 : Les formes des chicanes étudiées [16].

Zeyninejad et al. [17] ont réalisé une étude comparative entre un échangeur de chaleur à chicanes transversales et un échangeur de chaleur à chicanes hélicoïdales. Les résultats ont également été déterminés pour différentes valeurs des nombres de Reynolds. Les valeurs obtenues indiquent que les ECFC à chicanes hélicoïdales ont réduit l'encrassement, les exigences d'entretien, et les coûts d'exploitation. Par voie de conséquence, la durée de vie et le temps de fonctionnement est prolongé trois fois plus.



Figure I.15 : Les deux échangeurs de chaleur étudiés [17].

Zhang et al. [18] ont étudié expérimentalement des ECFC portant des chicanes hélicoïdales à quatre sections avec différents angles d'inclinaison β (20° , 30° , 40° et 50°). La comparaison des résultats obtenues a mis en évidence que le coefficient de transfert de chaleur est la chute de pression dans l'échangeur de chaleur avec l'angle d'inclinaison de 30° supérieures à celle des autres ECFC avec un rapport de performance élevé de 25%.

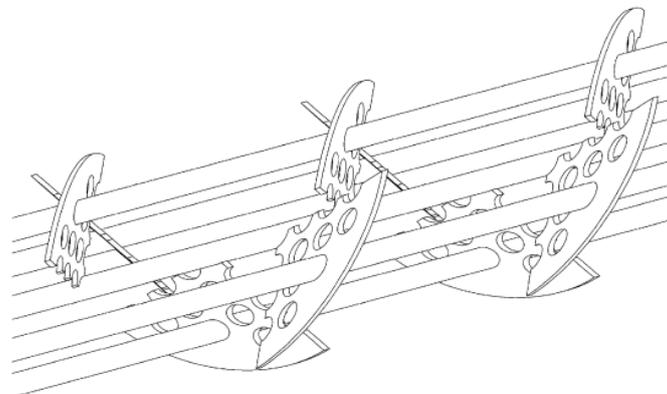


Figure I.16 : Arrangement des chicanes hélicoïdales [18].

Les performances thermo-hydrauliques d'un un ECFC avec différents angles d'inclinaison β ($0^\circ, 10^\circ, 15^\circ, 20^\circ, 25^\circ, 30^\circ, 35^\circ, 40^\circ, 45^\circ$ et 50°) ont été étudiées par **Xiao et al** [19]. Les résultats ont montré que le coefficient de transfert de chaleur et la chute de pression augmente par l'augmentation de l'angle d'inclinaison dont l'angle d'inclinaison optimal pour les grands nombres de Prandtl doit être relativement faible.

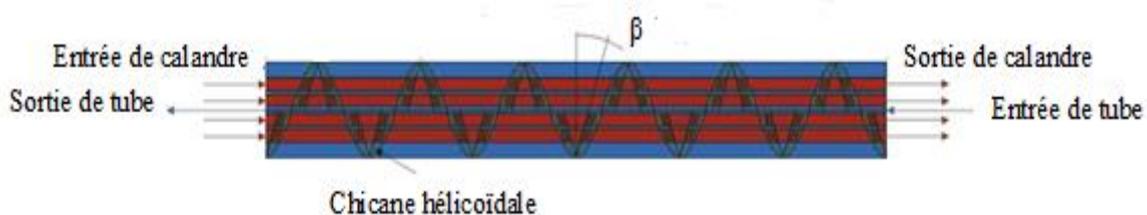


Figure I.17: Diagramme schématisé de l'échangeur de chaleur avec des chicanes hélicoïdales [19].

Dans leurs travaux expérimentaux, Wang et al. [20] ont étudié un ECFC munie des chicanes transversales combinées avec des chicanes hélicoïdales continues dans le passage externe de la calandre et comparé avec ECFC avec uniquement des chicanes transversales. La comparaison entre les deux échangeurs de chaleur a prouvé que, pour le même débit massique constant, la chute de pression de l'échangeur avec des chicanes hélicoïdales est inférieure à celle avec des chicanes transversales de 13%, et le taux de transfert de chaleur est presque 5.6% plus élevé que ceux avec des chicanes transversales.

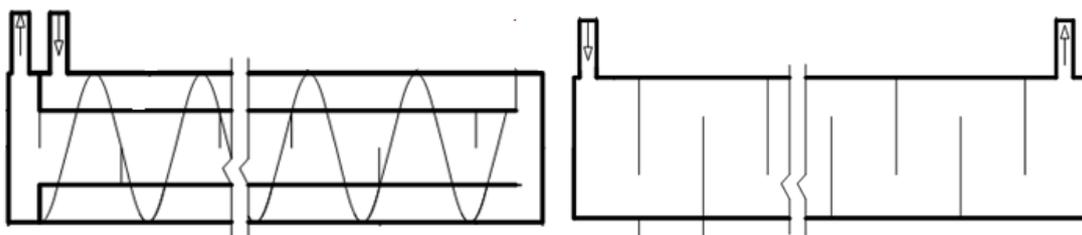


Figure I.18 : Les deux formes d'échangeurs de chaleurs [20].

Wang et al. [21] ont mené des expériences afin d'étudier et tester le transfert de chaleur et la perte de charge pour trois types d'échangeurs de chaleur différents. La comparaison a montré que, le coefficient de transfert de chaleur et le coefficient de friction des trois échangeurs de chaleur augmentent avec l'augmentation du nombre de

Reynolds, de plus, les coefficients de transfert de chaleur et les pertes de charge dans les deux échangeurs de chaleur hélicoïdales continus sont supérieurs à ceux équipés avec des chicanes transversales. Un gain considérable dans les performances pour un échangeur de chaleur avec des chicanes hélicoïdales continues est meilleur de 5.1% pour le coefficient de transfert de chaleur et de 1.2% pour la chute de pression.

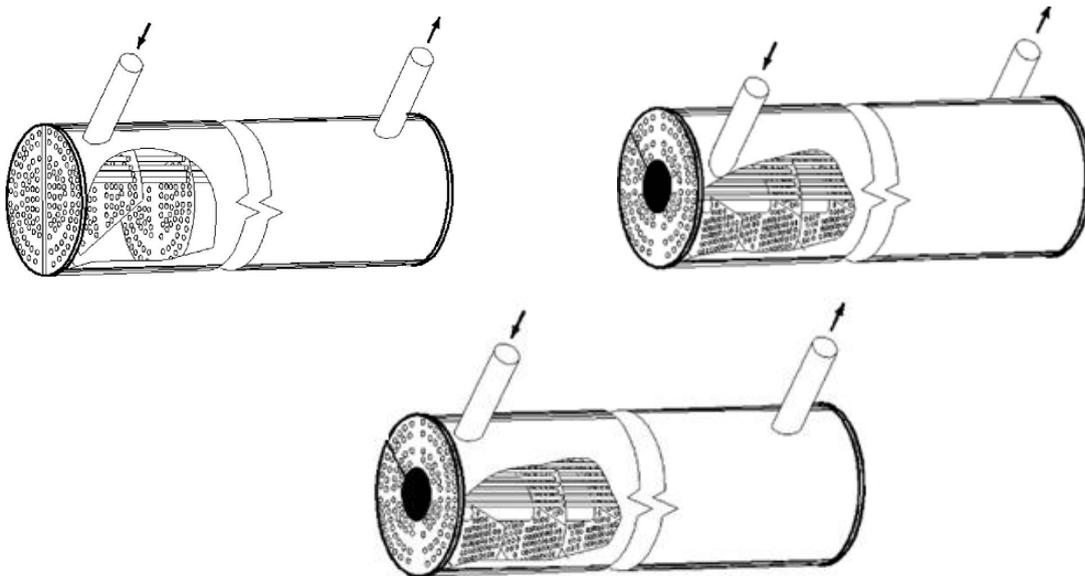


Figure I.19 : Les trois formes d'échangeurs proposés [21].

Une étude avec le logiciel ANSYS CFX effectué par **Du et al.** [22] sur trois modèles des chicanes de différentes formes à savoir, trois sections, quatre et six sections avec les angles d'hélice de 10° , 25° , 40° . Les chicanes à six sections présentent des performances de transfert de chaleur plus complètes que les autres. Ce modèle a permis de réduire les fuites d'écoulement côté calandre avec une bonne synergie entre la vitesse et le champ de température.

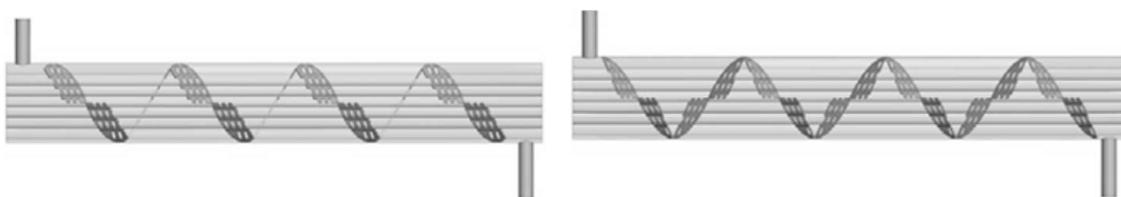




Figure I.20 : Les formes proposées (a) trois sections, (b) quatre sections, (c) six sections [22].

Une étude expérimentale des caractéristiques de cinq échangeurs de chaleur avec différents angles d'hélice à savoir 8° , 12° , 20° , 30° et 40° a été réalisée par **Bin Gao et al.** [23]. En outre, Les résultats ont indiqué que pour le même nombre de Reynolds le nombre, le nombre de Nusselt a augmenté avec l'accroissement de l'angle d'hélice. Ce type d'échangeur de chaleur est utilisé plus efficacement dans le cas de faible nombre de Reynolds. L'angle de l'hélice de 40° admet les meilleurs performances par rapport aux autres configurations avec un écart de 72% par rapport à celle de 8° .

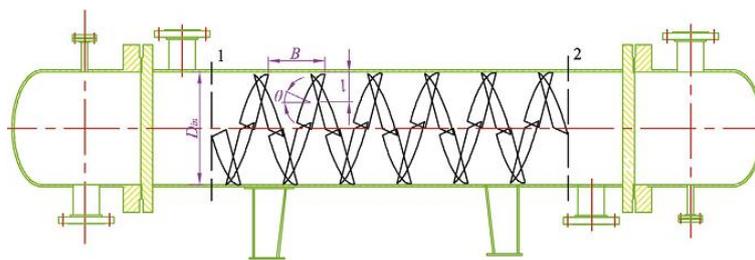


Figure I.21 : Échangeur de chaleur étudié [23].

Farhad et al. [24] ont effectué une analyse numérique pour étudier l'influence de l'espace entre les chicanes (60 mm, 124.9 mm, 249.8 mm, 374.6 mm et 499.5 mm) sur l'écoulement de fluide et sur le transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur hélicoïdale avec un angle d'hélice de 40° . Les résultats obtenus ont indiqué que le coefficient de transfert de chaleur et le gradient de pression ont diminué avec l'augmentation de l'espace de rebondissement pour le pas le plus petit par 18% et 68% successivement.

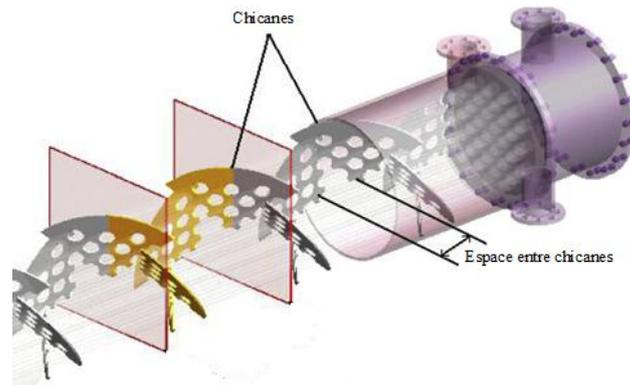


Figure I.22 : Échangeur de chaleur avec chicanes hélicoïdales [24].

Zhenya et al. [25] ont étudié numériquement un échangeur de chaleur avec des chicanes hélicoïdales pour trois angles d'hélice à savoir 20° , 30° , 40° en deux schémas de jonctions continues et discontinues. Les résultats de l'analyse ont montré que, l'angle d'hélice le plus grand contribue à réduire le transfert de chaleur et la chute de pression, l'angle d'hélice 40° donnés le coefficient de transfert de chaleur par chute de pression le plus élevé. La jonction continue des chicanes contribue une faible résistance locale et faible chute de pression et il a une meilleure performance que la jonction discontinue et consommant la même puissance de pompage.

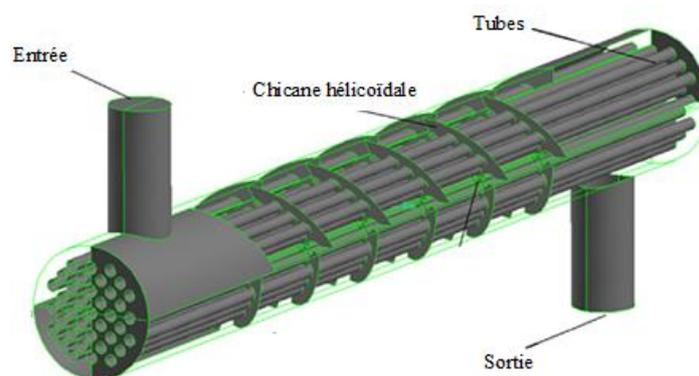


Figure I.23 : Échangeur de chaleur avec chicanes hélicoïdales à 40° [25].

Jafari et al. [26] ont étudié l'effet d'angle d'hélice dans un échangeur de chaleur avec des chicanes hélicoïdales. Leurs résultats ont montré que les échangeurs à chicanes hélicoïdales ont un coefficient de transfert chaleur plus élevée par rapport aux

échangeurs avec des chicanes transversales avec la même consommation de puissance de pompage.

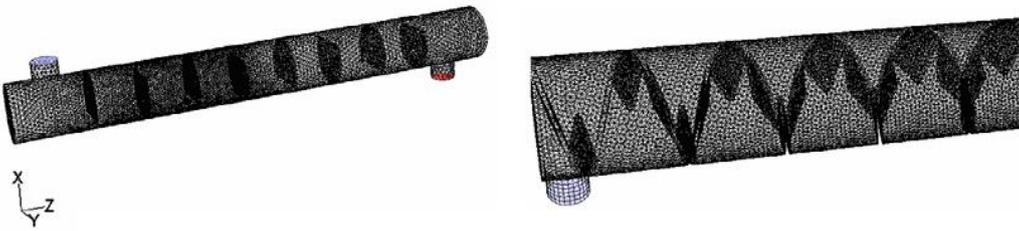


Figure I.24 : Schéma d'échangeurs de chaleur, (a) avec chicanes transversales (b) avec chicanes hélicoïdales [26].

Dong et al. [27] ont évoqué l'étude numérique du transfert de chaleur par convection forcée dans quatre échangeurs de chaleur avec différentes conjonctions des chicanes. La valeur de l'indice de la performance globale pour les chicanes en chevauchement circouférentiel (CO) est plus élevée de 16,5% pour les chicanes bout en bout (EE), 27,3% pour les chicanes boche encoche (BV) et 13,5% pour les chicanes recouvrement moyen (MO). Le coefficient de transfert de chaleur local sur le tube central est beaucoup plus élevé que celui sur les tubes périphériques.

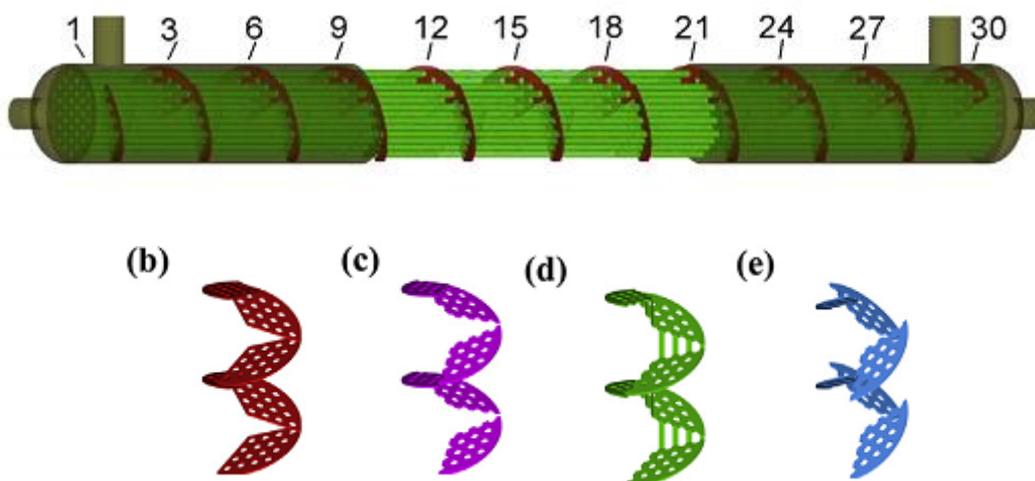


Figure I.25 : Modèles de l'échangeur de chaleur étudiés, (b) chevauchement circouférentiel (CO); (c) bout en bout (EE); (d) boche encoche en V bloquée (BV); (e) recouvrement moyen (MO) [27].

Usman et al. [28] ont fourni les différents résultats des travaux effectués dans le domaine des ECFC munis des chicanes hélicoïdales pour montrer les avantages de ces

derniers. Les chicanes hélicoïdales discontinues avec un angle d'hélice de 40° et six sections et un faible espacement donnent des meilleurs résultats, tandis que les chicanes hélicoïdales continues éliminent les zones mortes et les fuites.

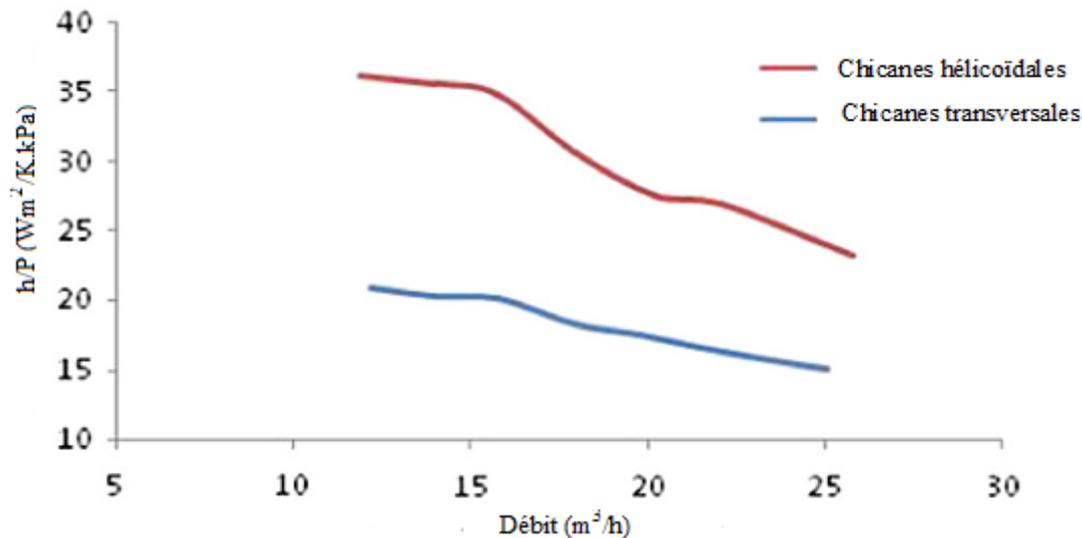


Figure I.26 : Performance des deux échangeurs de chaleur étudiés [28].

Pour analyser les effets de la forme de la chicane, **Kral et al.** [29] ont étudié trois modèles des chicanes de différentes formes, à savoir la forme à trois sections, à quatre sections, à six sections. Les chicanes à six sections donnent une meilleure performance car le débit de fuite dans la zone triangulaire réduite et le type d'écoulement de fluide beaucoup plus proche d'un écoulement spiral idéal. De plus le coefficient de transfert de chaleur supérieure à celui des trois sections par 32,4% dans la même pression de fonctionnement.

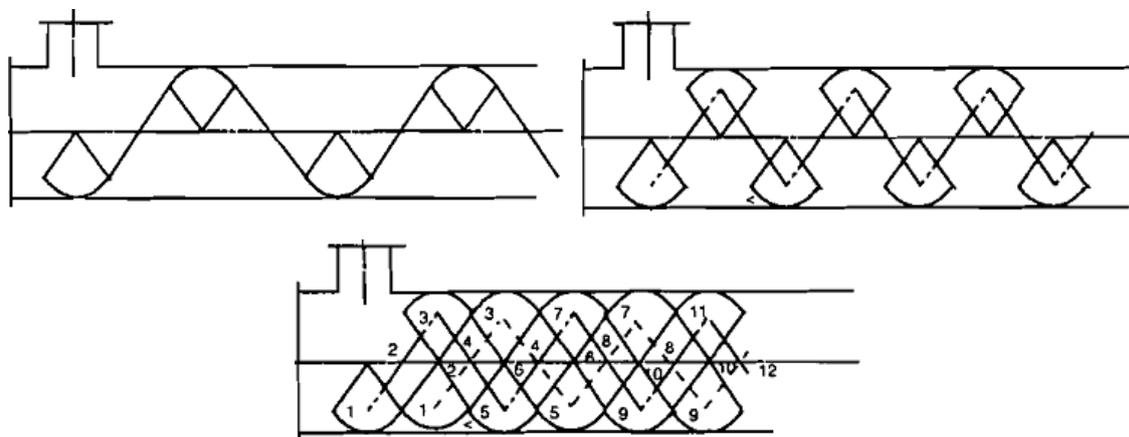


Figure I.27 : Disposition des chicanes hélicoïdales, (a) avec trois sections, (b) avec quatre sections, (c) avec six sections [29].

La sensibilité de l'angle d'hélice a guidé les auteurs **Jian et al. [30]** à concentrer l'étude sur deux angles d'hélice (18° et 27°). Les résultats ont montré que la résistance thermique à la dissipation a diminuée avec l'augmentation de la vitesse et a augmenté avec l'augmentation de l'angle de l'hélice. La structure optimale est apparue lorsque l'angle d'hélice approche de 18° par un coefficient de performance supérieure environ de 48% à celui de 27° pour le même débit volumique.

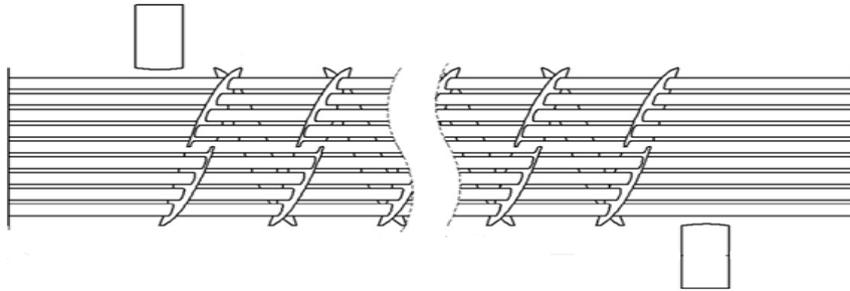


Figure I.28 : La structure géométrique de l'échangeur de chaleur avec des chicanes hélicoïdales [30].

Saeedan et al. [31] ont présenté des simulations numériques pour quatre angles d'hélices (30° , 36° , 42° et 50°) dans un échangeur de chaleur à chicanes hélicoïdales. Les résultats obtenus ont démontré que la diminution de l'angle d'hélice entre 50° et 30° a augmenté le coefficient de transfert de chaleur avec 8.47% est la chute de pression avec 60.5% pour la même distance entre les chicanes. Donc coté thermique et hydraulique, il est recommandé d'utiliser des chicanes hélicoïdales à faible pas et faible angle d'hélice.

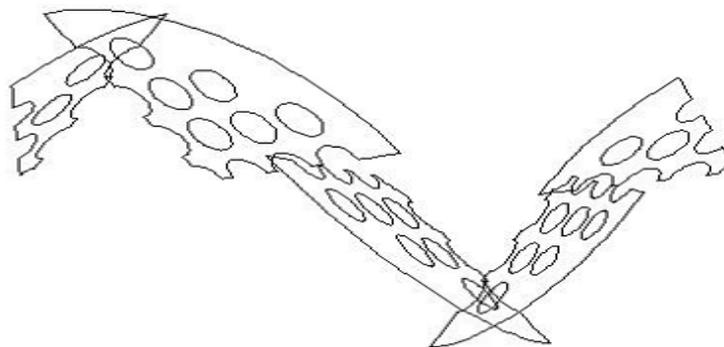


Figure I.29 : Chicanes hélicoïdales en chevauchement [31].

Labbadlia et al. [32] ont étudié l'influence d'arrangements de tubes sur la distribution de l'écoulement dans un ECFC avec des chicanes hélicoïdales. Les résultats obtenus ont montré que la distribution de 60° donne une meilleure uniformité de l'écoulement de fluide par 21%, et la répartition de 45° présentes une bonne uniformité de la distribution de pression.

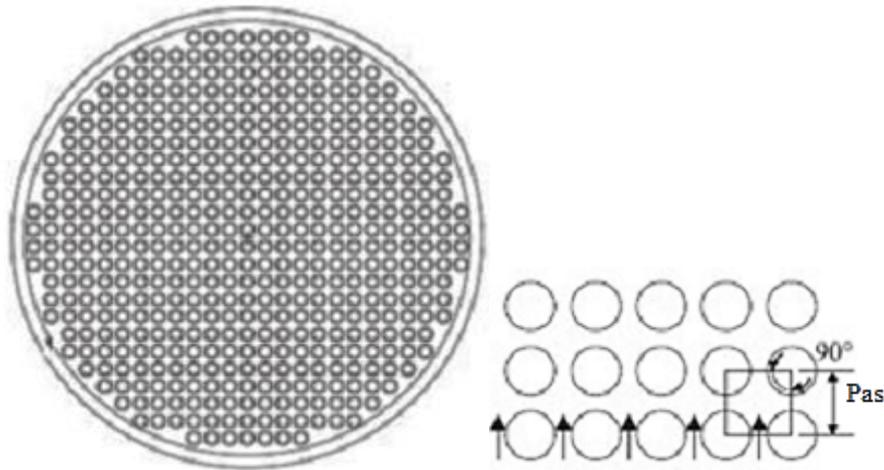


Figure I.30 : Arrangement de tubes est direction de fluide dans la calandre [32].

Un modèle mathématique a été proposé **Mohammadi et al. [33]** pour l'estimation de la mauvaise répartition de l'écoulement de fluide dans un ECFC lorsque le fluide est en régime turbulent. La mauvaise distribution de l'écoulement est en fonction du nombre de tubes car pour un nombre de tubes supérieurs à 1000. Plus de 65% des tubes ont un écart de vitesse absolue inférieure à 5%, cependant, pour un nombre de tubes inférieur à 180, tous les tubes auront une vitesse absolue supérieure à 5%.

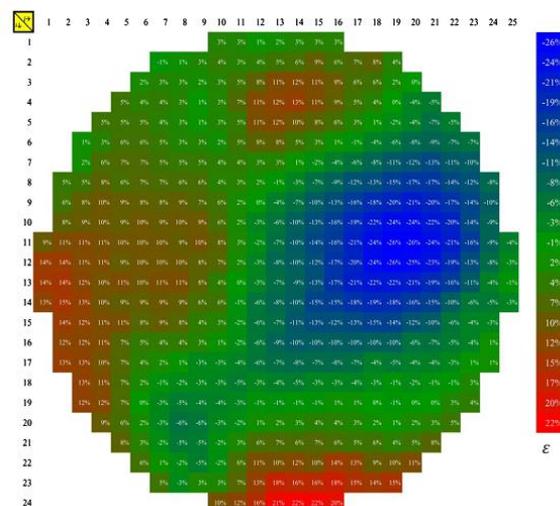


Figure I.31 : Mauvaise distribution du débit dans les tubes à partir de CFD [33].

Tasouji et al. [34] ont réalisé un code numérique « EXPRES » permettant de calculer le coefficient de transfert de chaleur et la perte de charge sur la base de la méthode analytique de Bell – Delaware. La comparaison entre les résultats du code et les résultats expérimentaux ont montré que les écarts du coefficient de transfert de chaleur et la perte de charge sont relativement fiables et ne dépassent pas 7%.



Figure I.32 : Configurations des chicanes hélicoïdales pour le cas étudié [34].

Jian et al. [35] ont étudié numériquement l'écoulement du fluide à l'intérieur d'un ECFC avec des chicanes hélicoïdales. L'étude a été focalisée sur la prédiction et la comparaison de la chute de pression et du nombre de Nusselt pour chaque cycle. Ils ont constaté que ces deux paramètres ont diminué par 2% de l'entrée à la sortie, car la chute de pression et le nombre de Nusselt ont été réduits de 138.01 Pa à 135.58 Pa, et de 44.19 à 43.36 successivement.

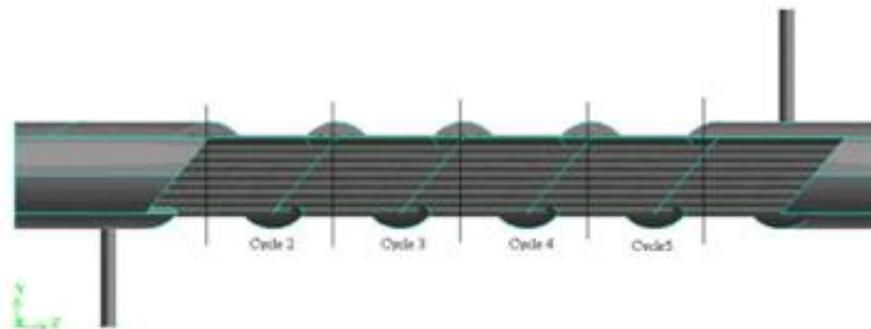


Figure I.33 : Division du domaine dans l'échangeur de chaleur [35].

Jian et al. [36] ont présenté une simulation numérique pour un échangeur de chaleur avec différents angles d'hélice (30°, 40° et 50°). Les résultats ont montré que l'augmentation de l'angle de l'hélice entre 30° à 50° conduit à une diminution de chute de pression par 44.44% et de coefficient de transfert de chaleur par 20.8%. L'angle

d'hélice de 40° admet le coefficient de performance le plus élevé par un moyen de 27.27% par rapport à l'angle d'hélice de 30° car le fluide circule d'une manière beaucoup plus lisse.

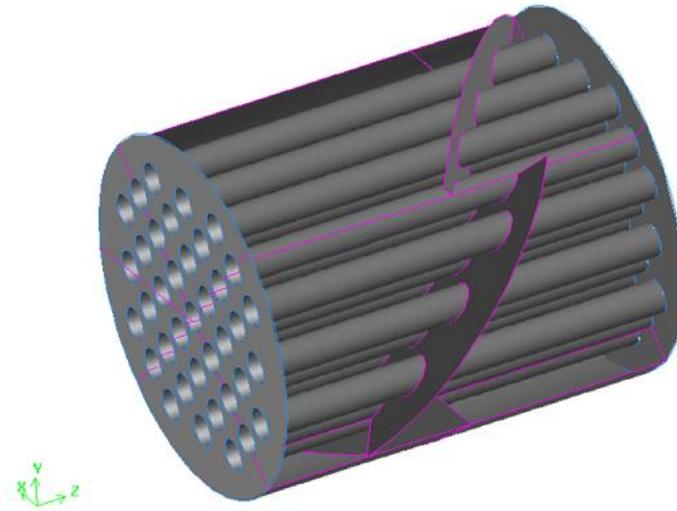


Figure I.34 : Scénographe partiel ombré du modèle périodique avec un angle d'hélice de 40° [36].

Ya-Ping Chen et al. [37] ont proposé un nouveau modèle des ECFC avec des chicane hélicoïdales de trisection circumférentielle. Avec l'augmentation du débit massique de 1 kg/s à 4.6 kg/s, le coefficient de transfert de chaleur augmentent avec 66.1% suivie par une augmentation de la chute de pression de 69%. Ce type des chicane non pliées limitent les fuites imposées par la non-uniformité des chicane à quatre sections. Le fluide tourne en spirale vers l'extérieur sous la force centrifuge, puis vers l'intérieur sous la force centripète causée par la différence de pression radiale.

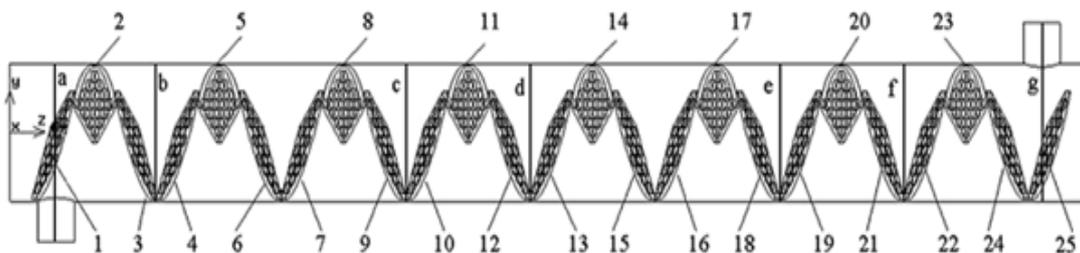


Figure I.35 : Section de l'échangeur de chaleur [37].

I.2.3. Chicanes hélicoïdales continue

El Maakoul et al. [38] ont réalisé des simulations numériques en utilisant le logiciel ANSYS- FLUENT pour comparer la distribution de l'écoulement dans la calandre pour trois types d'échangeurs de chaleur à savoir, les chicanes hélicoïdales, chicanes perforées, chicanes transversales. Les résultats ont montré que, pour le même débit massique, le meilleur coefficient de performance obtenue avec les chicanes hélicoïdales de 16.2 et que l'utilisation des chicanes hélicoïdales entraîne une performance thermo-hydraulique plus élevée et offre un bon équilibre entre le transfert de chaleur et la perte de charge, tandis que les chicanes à trous à un coefficient de transfert de chaleur plus élevée avec une forte chute de pression.



Figure I.36 : Les géométries étudiées : (a) chicanes transversales, (b) chicanes hélicoïdales, (c) chicanes perforé [38].

Yang et al. [39] ont montré que les chicanes hélicoïdales non continues présentent une fuite qui peut diminuer les performances thermo- hydrauliques par rapport à chicanes hélicoïdales continues, est pour obtenir un coefficient de transfert de chaleur plus élevés pour le même débit il faut intégrer d'autres techniques d'amélioration dans la calandre.

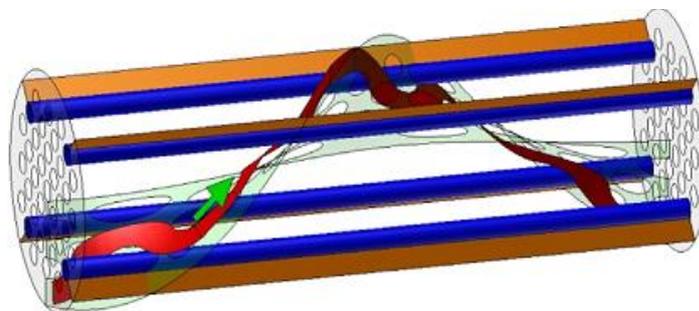


Figure I.37 : Échangeur de chaleur avec chicanes hélicoïdales continue [39].

Young et al. [40] ont étudié numériquement avec le code CFX4.2 un ECFC avec des chicanes en spirales. Les résultats ont dévoilé que le fluide circule en rotation dans la

calandre réduit les zones de stagnation et améliore le transfert de chaleur. Les chicanes en spirale introduisent des tourbillons dans le champ d'écoulement et augmentent considérablement la perte de charge. Une augmentation de 9% pour le coefficient de transfert de chaleur dans le cas d'un écoulement laminaire et 38% dans le cas d'un écoulement turbulent a été constaté.

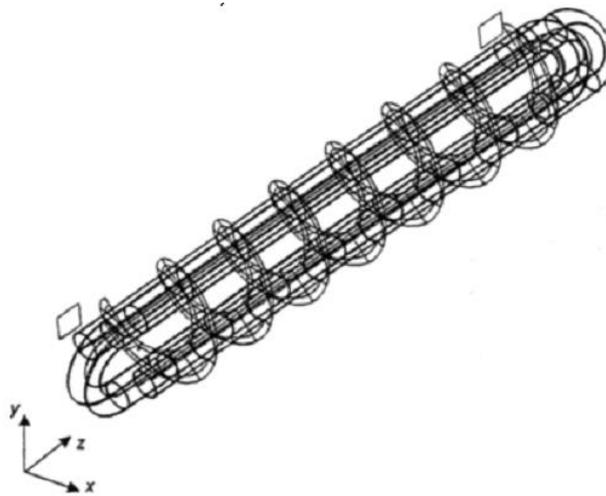
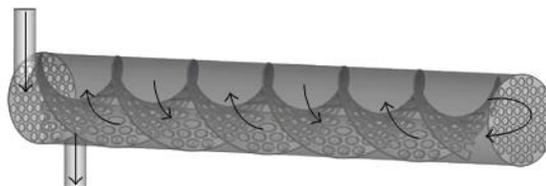
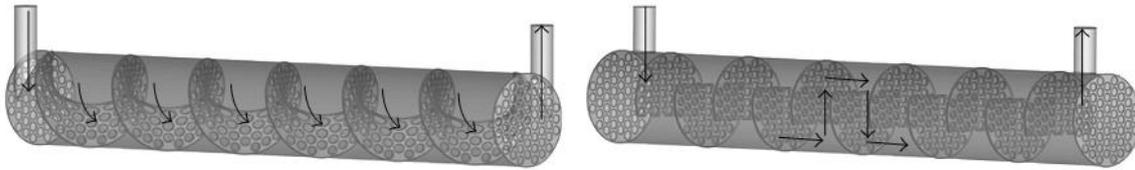


Figure I.38 : Vue schématique de l'échangeur de chaleur avec chicanes spirales [40].

Yang et al. [41] ont proposé un nouveau type d'échangeur de chaleur à double passe et comparé à deux autres échangeurs de chaleur à simple passe. Les résultats ont montré que le coefficient de transfert de chaleur de l'échangeur de chaleur à double passe est supérieur de 14-25% et 12-17% à celui de l'échangeur de chaleur avec des chicanes transversales est l'échangeur de chaleur avec des chicanes hélicoïdales respectivement, la chute de pression pour l'échangeur à double passe est supérieure de 29 à 35% à celle de passe unique.



(a)



(b)

Figure I.39 : Les géométries étudiées, (a) échangeur a double passe, (b) échangeur a simple passe [41].

Des simulations numériques pour six échangeurs de chaleur avec les angles d'inclinaison des chicanes 0° , 12° , 16° , 20° , 24° , 28° ont été réalisées par **Chen et al** [42]. Les meilleures performances ont été signalées par le modèle de 12° car, le coefficient de transfert de chaleur et l'indice de performance globale sont respectivement 49,3% et 51,1% supérieurs à ceux des chicanes transversales.



Figure I.40 : Échangeurs de chaleur faisceaux de tubes [42].

Jian et al. [43] ont effectué une étude comparative entre deux échangeurs de chaleur a deux passes. Le premier à un passage intérieur de la calandre munie des chicanes transversales et un passage extérieur muni avec des chicanes hélicoïdales continues. Le deuxième avec des chicanes transversales. Les résultats ont montré que le premier type a un coefficient de transfert de chaleur plus élevé et une chute de pression élevée, en plus il a un meilleur coefficient de transfert de chaleur sous la même chute de pression au deuxième type. Une augmentation de coefficient de transfert de chaleur du premier type environ de 44,1% avec une augmentation de 56,1% de la chute de pression.

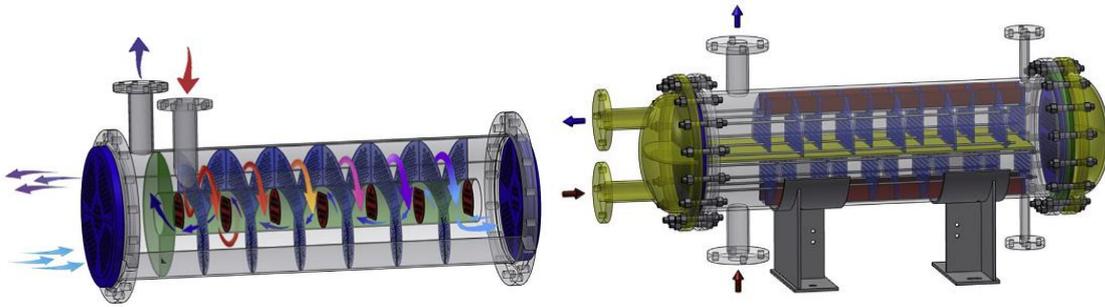


Figure I.41 : Échangeurs de chaleur faisceaux de tubes, (a) double passe, (b) simple passe [43].

Sunil et al. [44] ont réalisé une étude numérique sur le comportement dynamique et thermique de l'écoulement de fluides dans un échangeur de chaleur à faisceau tubulaire avec des chicanes hélicoïdales continues de 10° , 19° , 21° , 25° , 30° , 38° et 50° . Leurs résultats ont montré que, le coefficient de transfert de chaleur est la chute de pression diminuer de 65.2% et 40.7% entre les deux angles d'hélice pour le même débit massique. Par conséquent, les grands angles d'hélice améliorent le transfert de chaleur et la chute de pression, et les petits angles d'hélice entraînent simultanément une augmentation du transfert de chaleur et de la chute de pression.

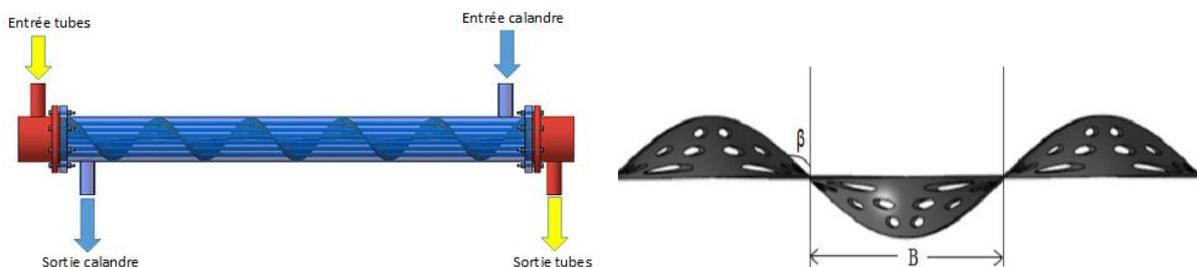


Figure I.42 : Domaine de calcul est paramètres géométriques du chicane [44].

Peng et al. [45] ont étudié expérimentalement les performances de deux modèles d'échangeurs de chaleur, l'un avec des chicanes transversales et l'autre avec des chicanes hélicoïdales continues en utilisant l'anémométrie doppler pour mesurer la vitesse de fluide. Ils ont conclu que sous la même chute de pression, le coefficient de transfert de chaleur dans l'échangeur de chaleur à chicanes hélicoïdales continues est supérieure à ceux de l'échangeur de chaleur à chicanes transversales. L'écart entre le

nombre de Nusselt et le nombre de Reynolds, le facteur de friction et le nombre de Reynolds étaient inférieurs à 3-12%.

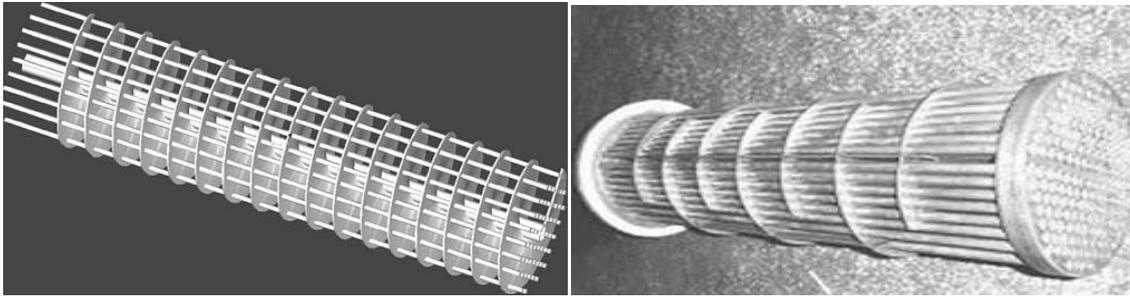


Figure I.43 : Formes des chicanes (a) chicanes hélicoïdales continues, (b) chicanes transversales [45].

Shinde et al. [46] ont comparé analytiquement par la méthode de Kern six échangeurs de chaleur l'un avec des chicanes transversales est l'autre avec des chicanes hélicoïdales continues avec les angles d'hélice 15° , 25° , 35° , 45° , 55° . Les résultats ont montré que les coefficients de performances pour les différents échangeurs de chaleur sont comme suit : 0.99, 13.45, 50.68, 97.5, 183.9 et 343.8. Cependant l'angle d'hélice de 25° le plus désiré parmi les autres car il crée un équilibre entre le transfert de chaleur et la chute de pression.

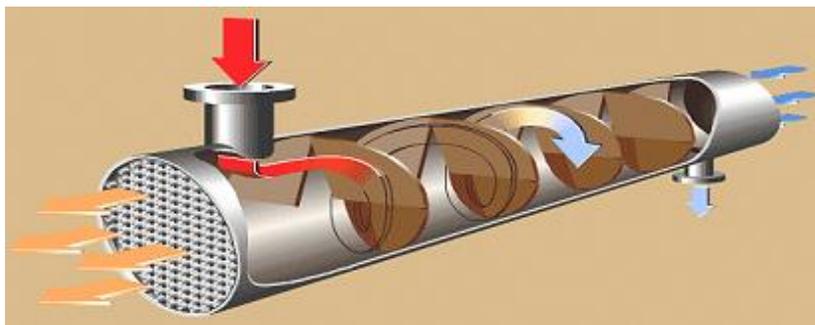


Figure I.44 : Échangeur de chaleur avec chicanes hélicoïdales [46].

Cucumo et al. [47] ont réalisé une étude comparative entre les différents types des chicanes hélicoïdales avec les angles d'hélice 7° , 20° , 30° , 40° . Les résultats ont prouvé une augmentation du coefficient de transfert de chaleur avec 0.67%, 4.29%, 4.98% et une diminution de chute de pression de 88.5%, 95.7%, 96.5% par rapport a

l'angle d'hélice de 7° . Les coefficients de performance interviennent comme suit 1.23, 11.24, 30 et 37.93. Donc une augmentation notable de coefficient de transfert de chaleur accompagnée par une diminution de pression en fonction de l'augmentation de l'angle d'hélice.

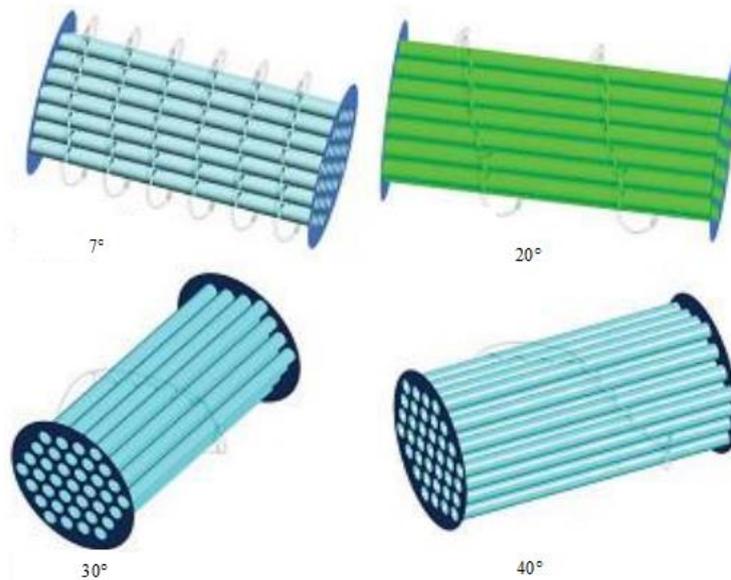


Figure I.45 : Échangeurs de chaleur avec chicane hélicoïdale [47].

Des simulations numériques ont été effectuées par **Lei et al.** [48] concernant des échangeurs de chaleur avec des chicanes hélicoïdales pour révéler les effets des différents angles d'hélice 15° , 20° , 30° , 35° , 40° , 45° et 50° sur la performance. Les résultats ont montré qu'avec l'augmentation du nombre de Reynolds la perte de charge et le nombre de Nusselt augmente pour tous les cas considérés. Les meilleures performances sont attendues par l'angle d'hélice de 30° par un nombre de Nusselt supérieure de 30.76% à celui de 50° .

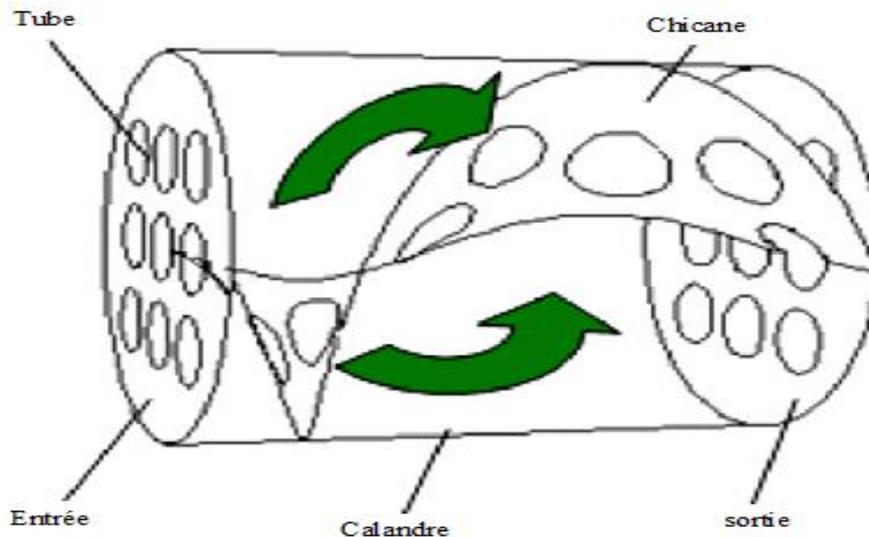


Figure I.46 : schéma du domaine d'étude [48].

Dipankar et al. [49] ont réalisé une comparaison numérique entre les angles d'hélice 10° , 16° , 22° , 28° dans un échangeur de chaleur. Les résultats ont montré une diminution de coefficient de transfert de chaleur par 23.46%, 36.61%, 45.5% suivi par une réduction de la chute de pression de 56.94%, 73.8%, 83.42% successivement est que les effets des angles d'hélice sur la chute de pression sont faibles lorsque l'angle d'hélice est supérieur à 12° .

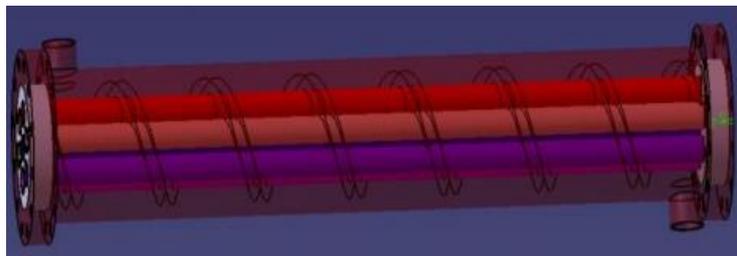


Figure I.47: Vue de l'échangeur de chaleur avec chicanes hélicoïdales [49].

1.2.4. Chicanes perforées

You et al. [50] ont montré que les échangeurs de chaleur avec des chicanes équipées à trous permettent au fluide d'écouler longitudinalement à travers les interstices entre les bords de l'orifice et le diamètre extérieur du tube. Ce modèle a présenté une bonne performance thermo-hydraulique et est moins susceptibles d'encrasser par l'élimination des zones stagnantes et d'éviter les vibrations induites par l'écoulement

par rapport aux échangeurs à chicanes transversales. Le coefficient de transfert de chaleur augmente par 4.2% tandis que la chute de pression diminue par 15.3%.

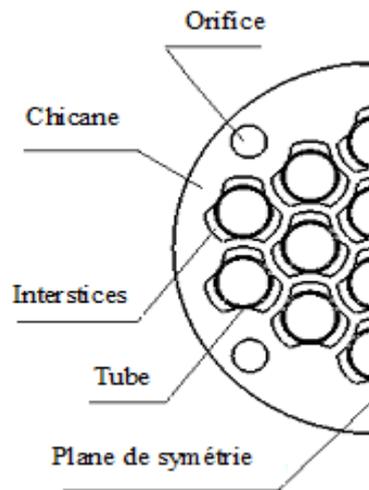


Figure I.48: Schéma de la chicane étudiée [50].

Lu et al. [51] ont réalisé une étude numérique d'un échangeur de chaleur munie des chicanes perforées avec une disposition triangulaire et équilatérale pour différentes hauteurs d'ouverture de 1.8 mm, 2.3 mm et 2.8 mm. Les résultats ont montré que la disposition triangulaire et meilleure de plus l'augmentation de la hauteur de ces ouvertures diminue les pertes de charge par 61% et le coefficient de transfert de chaleur par 16%, mais accompagnée par une augmentation du coefficient de performance par 46% pour le même nombre de Reynolds.

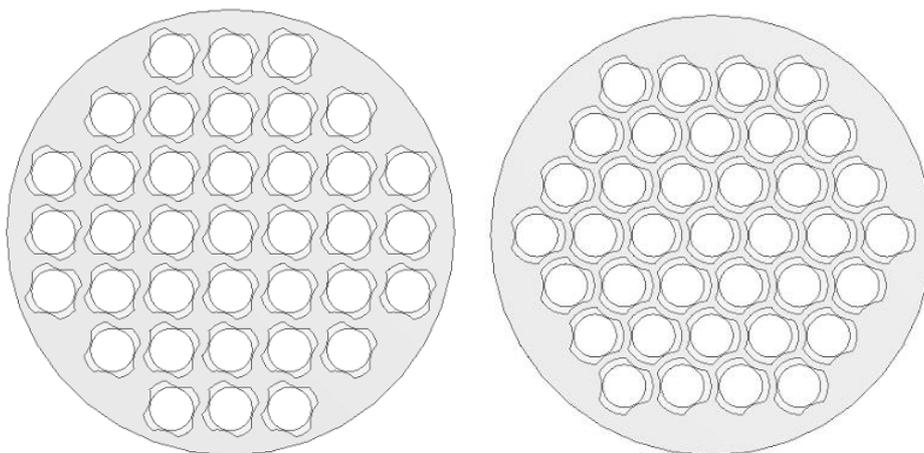


Figure I.49 : Schéma de disposition des tubes pour plaques perforées a) quatre lobes, b) trois lobes [51].

Un nouveau type d'échangeurs de chaleur avec des chemins d'écoulement hélicoïdal a été proposé par **Xuankai et al. [52]** afin d'améliorer les performances thermiques. Des simulations numériques ont été effectuées pour deux formes d'orifices dans les chicanes trou de trèfle, trou de trèfle rond. Les résultats ont montré que, sous le même débit massique le coefficient de transfert de chaleur dans l'échangeur à trou de trèfle rond est supérieur d'environ 9,2 % à celui d'orifice en forme trou de trèfle, et d'environ 5,4% à celui avec chicanes uniques, alors que la chute de pression plus élevée de 36% que celle d'orifice en forme trou de trèfle et 15,4% à celui avec chicanes uniques.

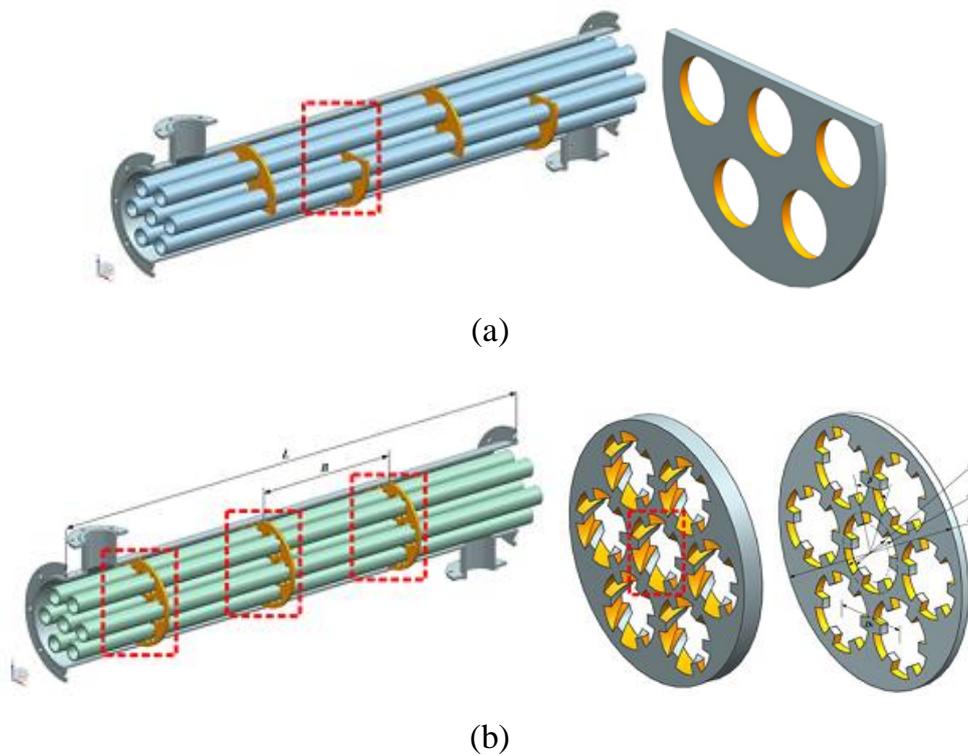


Figure I.50: Les formes des échangeurs de chaleur, (a) chicanes transversales, (b) chicanes perforés [52].

Afin d'augmenter les performances thermiques dans un échangeur de chaleur, un modèle des chicanes trilobé a été proposé par **Guo et al. [53]**. Une étude numérique d'un écoulement de fluide avec le modèle turbulent $k-\varepsilon$ RNG est effectuée à l'aide du logiciel commercial CFD-FLUENT14.0. Les résultats ont montré une augmentation de coefficient de transfert de chaleur par 66% et la chute de pression par 92%. Le fluide

est complètement développé. L'écoulement secondaire généré par les chicanes a diminué l'épaisseur de la couche limite et ensuite a amélioré le transfert de chaleur.

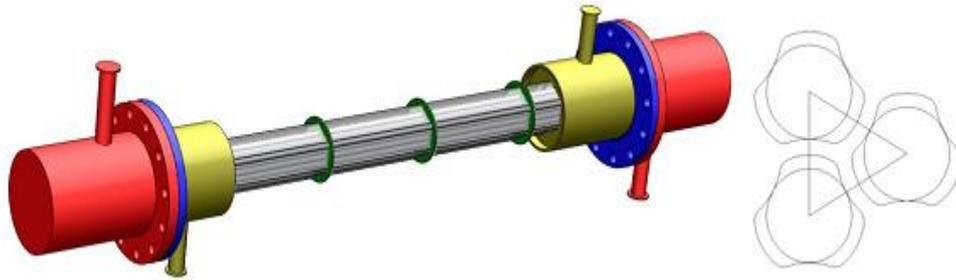
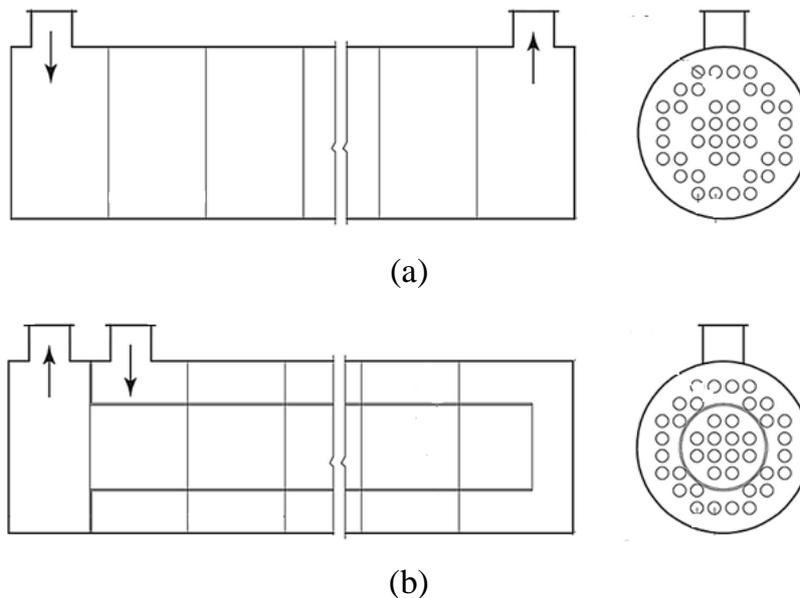


Figure I.51: La géométrie de l'échangeur de chaleur avec chicanes trilobé [53].

1.2.5. Chicanes persiennes

Xinting et al. [54] ont effectué une comparaison entre deux échangeurs de chaleur avec des chicanes de forme tige. Le premier à double passe dans la calandre et le deuxième à simple passe dans la calandre avec un débit massique allant de 3 kg/s à 10 kg/s. Les résultats ont montré que la quantité de chaleur échangée et la chute de pression de l'échangeur à double passe dans la calandre sont supérieures à celle de simple passe de 34,5-42,7% et 41,6-40,6% respectivement et sont indice de performance supérieure par 5,9% à celui du simple passe.



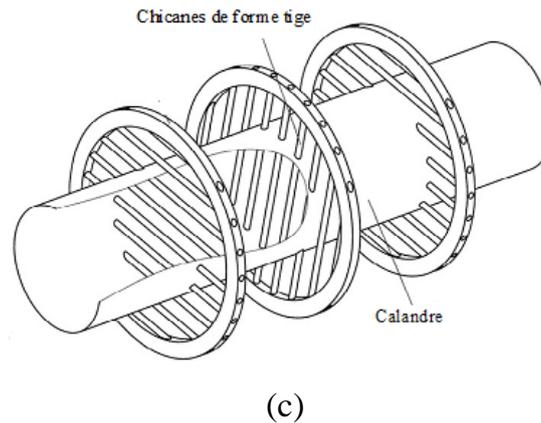


Figure I.52: La géométrie des échangeurs de chaleur étudiés, (a) simple passe, (b) double passe, (c) forme de chicane [54].

Yonggang et al. [55] ont effectué des simulations numériques pour étudier les performances thermo-hydrauliques de deux échangeurs de chaleur tubulaires avec nouvelle forme des chicanes. Les résultats ont montré que pour le même débit volumique, les pertes de charge sont diminuées d'environ 63%. Le coefficient de performance est supérieur par 52%. A la même puissance de pompage, la quantité de chaleur transférée est élevée par 10% à celui des chicanes transversales. Donc ces chicanes persiennes éliminent les espaces morts et augmentent le transfert de chaleur d'une part, et diminuent la puissance de pompage d'autre part.

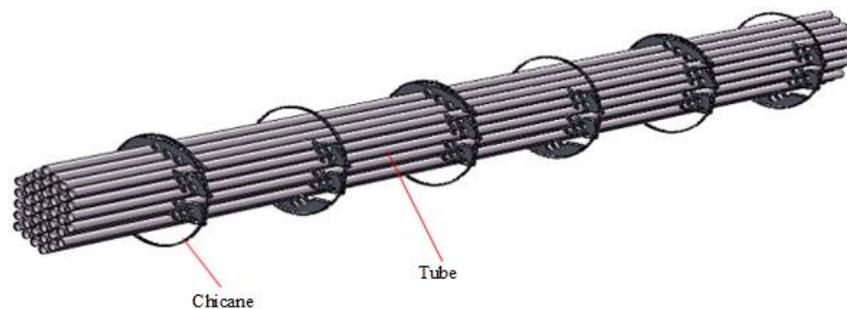


Figure I.53 : Schéma de principe de la disposition des chicanes persiennes [55].

Wang et al. [56] ont analysé les caractéristiques de l'écoulement du fluide et le transfert de chaleur pour un nouveau type des chicanes avec une structure de support. Les résultats ont montré que, les coefficients de performances pour les trois échangeurs de chaleur étudiés sont comme suit, 0,76 pour les chicanes transversales,

2,2 pour les chicanes support, 1,9 pour les chicanes sous forme tige. Les chicanes de forme support combinent les avantages des deux autres chicanes : évitent les variations brusques de vitesse de fluide, réduisent les zones mortes, renforcent la turbulence, restreint la couche limite autour des tubes et améliorent le transfert de chaleur.

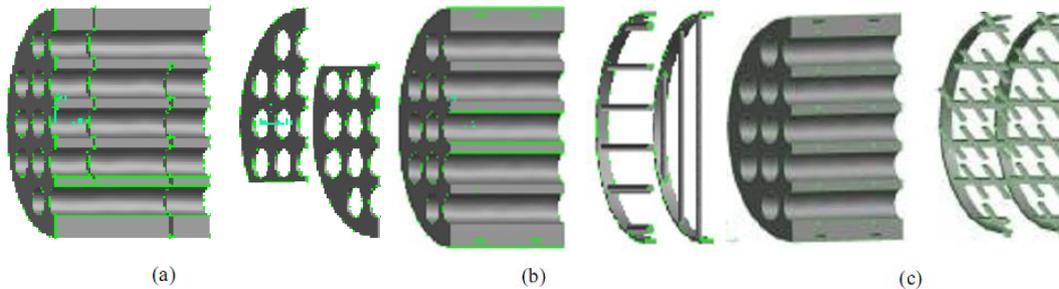


Figure I.54: Les échangeurs de chaleur étudiés, (a) chicanes transversales, (b) chicanes sous forme tige, (c) chicanes support [56].

I.3.Conclusion

Un travail considérable a été effectué ces dernières années sur les écoulements et les transferts thermiques dans les échangeurs à faisceaux tubulaires et calandres, pour cela dans ce chapitre, on a essayé de résumer les différentes travaux expérimentaux, analytiques et numériques pour étudier le comportement dynamique et thermique de l'écoulement de fluide dans des échangeurs de chaleur faisceau calandre (ECFC) avec des chicanes de différentes formes.

A partir de la littérature présentée, on peut remarquer que l'augmentation des performances de l'échangeur de chaleur résulte essentiellement de la forme de chicane dans la calandre qui intensifie le transfert thermique et minimise la chute de pression. Sur la base de ces bilans, nous avons pensé à proposer une nouvelle (conception) forme de chicane qui va augmenter le coefficient de transfert thermique le plus possible avec une diminution de frottement et de la chute de pression le plus possible.

Cette nouvelle forme sera testée est modélisée numériquement avec le logiciel FLUENT pour donner leurs effets pétales sur le comportement dynamique et thermique de l'écoulement de fluide dans la calandre d'un ECFC.

Chapitre II

Modélisation Mathématique

II.1.Introduction

Les équations qui gouvernent les écoulements des fluides ont été écrites pour la première fois par Claude Navier en 1823 et sont appelées équations de Navier-Stokes. Un fluide en mouvement suit les lois de conservation à savoir :

- La conservation de la masse.
- La conservation de la quantité de mouvement.
- La conservation de l'énergie.
- La turbulence.

Résoudre complètement un problème de convection revient à déterminer en tout point du domaine d'étude les grandeurs caractéristiques du fluide qui soit :

- Le champ de vitesses.
- La température.
- La pression.

L'objectif du présent chapitre est de traiter la modélisation de notre problème concernant l'écoulement d'un fluide en convection forcée turbulente à l'intérieur d'un échangeur de chaleur faisceaux et calandre (ECFC) sous un aspect mathématique et sous un aspect physique. Pour cela une description de problème physique de la convection forcée turbulente stationnaire à l'intérieur d'un échangeur de chaleur faisceaux et calandre en présence des chicanes a été réalisée suivi par la formulation mathématique sous forme d'équations de conservation qui régissent ce problème dans les (ECFC).

Pour résoudre complètement le problème dynamique et thermique dans l'échangeur de chaleur il faut imposées les conditions aux limites sur chaque grandeur dans tout le domaine d'écoulement.

II.2. Modélisation de la turbulence

II.2.1. Historique

La turbulence est l'état d'un fluide dont l'écoulement est irrégulier tel qu'en tout point de l'espace la vitesse varie aléatoirement, la majorité des écoulements

rencontrés pour les ECFC sont turbulents, donc leur compréhension mathématique est primordiale pour la prédiction. La turbulence est devenue une science expérimentale à la fin du XIX^e siècle quand Osborne Reynolds a observé la transition du régime laminaire au régime turbulent.

Plusieurs modèles de turbulence sont disponibles, mais on peut classer les plus couramment utilisés en deux grandes classes :

- Les modèles du premier ordre (modèles à viscosité turbulente) : basés sur l'hypothèse de Boussinesq qui consiste à modéliser les tensions de Reynolds à l'aide d'une viscosité turbulente. Ces modèles sont eux classaient en fonction du nombre d'équations différentielles résolues.

Trois niveaux de modélisation sont envisagés :

- ✓ Les modèles à zéro équation, utilisent des relations algébriques pour relier les fluctuations de l'écoulement aux grandeurs moyennes des variables en utilisant des constantes expérimentales, Cebeci-Smith [57], Baldwin-Lomax [58] et Johnson-King [59].
- ✓ Les modèles à une équation, Chassaing [60, 61].
- ✓ Les modèles à deux équations, les modèles à une et à deux équations utilisent des équations aux dérivées partielles, Jones et Launder [62].
- Les modèles du second ordre (modèles des tensions de Reynolds) : comprend une équation différentielle partielle de transport pour chaque composante du tenseur, ce qui représente un nombre important d'équations à résoudre.

II.2.1.1 Modèles de turbulence à zéro équation

Ce sont les premiers modèles utilisés pour résoudre les équations de Navier-Stokes en utilisant les caractéristiques de l'écoulement moyen pour calculer μ_t .

Parmi les modèles algébriques en trouve le modèle **Baldwin-Lomax [58]** qui utilise des relations algébriques pour lier la vitesse et la longueur caractéristique aux grandeurs moyennes de l'écoulement, il décompose la couche limite en deux parties:

la couche limite interne et la couche limite externe pour lesquelles le calcul de la viscosité turbulente est différent.

Le modèle de **Baldwin-Lomax [58]** utilise deux formules de la viscosité turbulente relatives aux régions comme suit :

$$\mu_t = \begin{cases} (\mu_t)_{interne} \text{ pour } (y \leq y_c) \\ (\mu_t)_{externe} \text{ pour } (y \geq y_c) \end{cases} \quad (\text{II.1})$$

Avec :

μ_t : viscosité turbulente, [Pa. s].

y : distance normale de la paroi [m].

y_c : point où les valeurs de la viscosité des couches limites interne et externe sont égales.

- La viscosité turbulente dans la couche interne est obtenue par la formulation de **Prandtl van Driest [63]** :

$$(\mu_t)_{interne} = \rho l^2 |\omega| \quad (\text{II.2})$$

L'échelle de la longueur caractéristique l est donné par :

$$l = ky \left[1 - e^{\left(\frac{-y^+}{A^+} \right)} \right] \quad (\text{II.3})$$

$$y^+ = \left(\frac{\rho_w u_\tau}{\mu_w} \right) y \quad (\text{II.4})$$

Avec :

ρ_w : la masse volumique à la paroi [kg/m³].

u_τ : vitesse de frottement [m/s].

μ_w : la viscosité dynamique du fluide a la paroi [Pa.s].

Le taux de dissipation de l'énergie de turbulence ω est donné par :

$$|\omega| = \left[\left(\frac{\partial u}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} - \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{II.5})$$

L'échelle caractéristique de la vitesse est donc :

$$q = l|\omega| = l|\nabla u| \quad (\text{II.6})$$

- La viscosité turbulente dans la couche externe est estimée par l'équation :

$$(\mu_t)_{\text{externe}} = \rho K C_{cp} F_{\text{sillage}} F_{\text{Kleb}}(y) \quad (\text{II.7})$$

$$F_{\text{sillage}} = \min \left(y_{\text{max}}, \frac{C_{wk} y_{\text{max}} U_{\text{dif}}^2}{F_{\text{max}}} \right) \quad (\text{II.8})$$

y_{max} et F_{max} sont évalués par la relation suivant :

$$F(y) = |\omega| y \left(1 - e^{\left(\frac{-y^+}{A^+} \right)} \right) \quad (\text{II.9})$$

Le facteur de Klebanoff $F_{\text{Kleb}}(y)$ est donné par :

$$F_{\text{Kleb}}(y) = \left[1 + 5.5 \left(\frac{C_{\text{Kleb}} y}{y_{\text{max}}} \right)^6 \right]^{-1} \quad (\text{II.10})$$

La quantité U_{dif} est la différence entre la vitesse maximale et la vitesse minimale dans le profil :

$$U_{\text{dif}} = \sqrt{(u^2 + v^2 + w^2)_{\text{max}}} - \sqrt{(u^2 + v^2 + w^2)_{\text{min}}} \quad (\text{II.11})$$

Ou les constants:

A^+	C_{cp}	C_{Kleb}	C_{wk}	k	K
26	1.6	0.3	0.25	0.4	0.0168

Tableau II.1 : Les constantes empiriques du modèle [58].

II.2.1.2. Modèles de turbulence à une équation

Pour généraliser la modélisation précédente, on peut ajouter une équation de transport caractéristique de la turbulence pour en déduire la valeur de la viscosité turbulente, en général le transport de l'énergie cinétique de turbulence k est calculé, μ_t est déduite de k et d'une longueur de mélange, le modèle le plus connu est celui de **Spalart et Allmaras** [64, 65, 66, 67].

Ils résolvent les équations différentielles de transport et consistent à ne résoudre qu'une seule équation de transport pour une échelle de vitesse caractéristique de la turbulence. L'équation de transport de l'énergie cinétique turbulent k peut être obtenue en dérivant les équations de Navier-Stokes par la formule :

$$k = \frac{1}{2}(\overline{u_i u_i}) \quad (\text{II.12})$$

La viscosité turbulente est alors donnée par analyse dimensionnelle (relation de Kolmogorov-Prandtl) :

$$v_t = C_{\mu 1} (k)^{\frac{1}{2}} l \quad (\text{II.13})$$

Avec :

l : échelle de longueur dépend donc de l'écoulement, $C_{\mu 1}$ constante.

Le modèle à une équation n'est pas très employé car il ne permet pas d'obtenir des résultats sensiblement supérieurs à ceux issus des modèles à zéro équation. Cette méthode a été supplantée par des schémas de turbulence à deux équations qui déterminent l'échelle de longueur en résolvant une deuxième équation de transport.

II.2.1.3. Modèles turbulence à deux équations

Ces modèles se proposent de fournir deux équations de transport, les deux échelles de vitesse et de longueur nécessaires à la reconstitution de la viscosité turbulente pour fournir les composantes du tenseur de Reynolds.

Pour l'échelle de vitesse on se base sur l'équation de transport de l'énergie cinétique de turbulence k .

Ce sont des modèles plus ordinaires, il en existe de plusieurs types, k - ε et k - ω , on peut passer d'une équation à une autre grâce à la relation:

$$\frac{d\omega}{\omega} = -2 \frac{dk}{k} + 2 \frac{d\varepsilon}{\varepsilon} \quad (\text{II.14})$$

Les modèles de type k - ε sont largement utilisés est déferé par le choix des constantes.

On doit résoudre deux équations différentielles : l'une pour l'énergie cinétique turbulente k , l'autre pour le taux de dissipation ε [68]:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + u_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{v_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + P + G - \rho \varepsilon \quad (\text{II.15})$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + u_i \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{v_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} (P + (1 - C_{\varepsilon 3})G) - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (\text{II.16})$$

Avec :

$$P = \nu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (\text{II.17})$$

$$G = \beta g_i \frac{\nu_t}{\sigma_k} \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \quad (\text{II.18})$$

Avec les constantes suivantes :

C_μ	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	σ_k	σ_ε
0.09	1.44	1.92	1	1.3

Tableau II.2 : Les constantes empirique du modèle [68].

Les modèles de type k- ω apportent une alternative par rapport aux modèles de type k- ε et permettent d'améliorer la robustesse de simulation d'écoulements dans les zones de paroi [69, 70].

II.2.2. Approche de Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS)

L'approche de la résolution numérique des équations de Navier-Stokes moyennée (RANS) basé sur la décomposition d'une grandeur caractéristique ϕ (u, T, P) en un champ moyen $\bar{\phi}$ et un champ fluctuant ϕ' , aider le système d'équations à filtrer les irrégularités de la turbulence pour retenir une valeur moyenne.

$$\phi(t) = \bar{\phi} + \phi' \quad (\text{II.19})$$

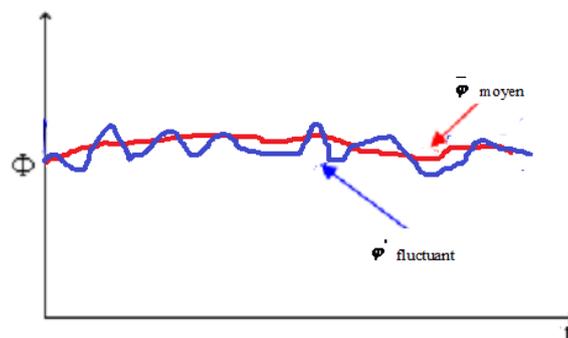


Figure II.1 : Ecoulement moyen et fluctuations

Ce modèle est utilisé dans la simulation des écoulements autour des corps complexes et les écoulements internes. [71]

Les équations de Navier-Stokes s'écrivant en prenant la moyenne comme suit :

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\bar{P}}{\rho} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \overline{u_j u_i} \right) \quad (\text{II.20})$$

Avec :

$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t}$: Le terme instationnaire.

$\bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}$: Le transport des particules de fluide par convection.

$-\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\bar{P}}{\rho} \right)$: Le gradient de pression.

$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right)$: Le transfert de chaleur par diffusion.

$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(-\overline{u_j u_i} \right)$: Le tenseur de Reynolds traduit l'interaction entre le mouvement moyen

et le mouvement fluctuant.

II.2.2.1. Hypothèse de Boussinesq (Concept de la viscosité turbulente)

Avec la loi de comportement d'un fluide visqueux reliant le tenseur des contraintes visqueuses au champ de vitesse, en (1877) Joseph Boussinesq [72] a proposé de relier le tenseur de Reynolds au champ moyen de vitesse par:

$$R_{ij} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (\text{II.21})$$

Avec :

μ_t : la viscosité turbulente [Pa.s].

L'objectif de cette modélisation est d'avoir une relation entre la viscosité turbulente et les autres inconnues pour fermer le système d'équations à résoudre, la relation fournit une énergie cinétique turbulente nulle, pour remédier ce problème on utilise la relation suivante :

$$R_{ij} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (\text{II.22})$$

Le deuxième terme reliant linéairement le tenseur des vitesses des déformations moyennes au tenseur d'anisotropie turbulente $R_{ij} + \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}$.

II.2.2.2. Modélisation de la viscosité turbulente

II.2.2.2.1. Modèle de Spalart-Allmaras

Le modèle de Spalart-Allmaras [65] est un modèle à une équation, dans ce modèle, on écrit directement une équation de transport pour une viscosité cinématique turbulente, l'équation de la viscosité turbulente μ_t est donnée par l'équation :

$$\mu_t = \rho \tilde{\nu} f_{v1} \quad (\text{II.23})$$

L'équation de transport donné par :

$$\frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial t} + u_k \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_k} = P_v + \frac{1}{\sigma_v} \frac{\partial}{\partial x_k} \left[(v + \tilde{\nu}) \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_k} + C_{b2} \left(\frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_k} \right)^2 \right] - D_{\tilde{\nu}} \quad (\text{II.24})$$

Le terme d'amortissement visqueux est donné par :

$$f_{v1} = \frac{\chi^3}{\chi^3 + c_{v1}^3} \quad \text{avec } \chi = \frac{\tilde{\nu}}{v}$$

Le terme de production de viscosité turbulente est donné par :

$$P_v = C_{b1} \tilde{S} \tilde{\nu} \quad (\text{II.25})$$

Avec :

$$\tilde{S} = S + \frac{\tilde{\nu}}{k^2 d^2} f_{v2} \quad (\text{II.26})$$

$$S = \sqrt{2 \Omega_{ij} \Omega_{ij}} \quad (\text{II.27})$$

$$f_{v2} = 1 - \frac{\chi}{1 + \chi f_{v1}} \quad (\text{II.28})$$

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (\text{II.29})$$

Ω : l'amplitude de la tourbillon, d : la distance entre la paroi et le point le plus proche.

Le terme de destruction $D_{\tilde{\nu}}$ est donné par:

$$D_{\tilde{\nu}} = C_{w1} f_w \left(\frac{\tilde{\nu}}{d} \right)^2 \quad (\text{II.30})$$

Avec:

$$f_w = g \left[\frac{1 + c_{w3}^6}{g^6 + c_{w3}^6} \right]^{\frac{1}{6}} \quad (\text{II.31})$$

$$g = r + C_{w2} (r^6 - r) \quad (\text{II.32})$$

$$r = \min \left[\frac{\tilde{v}}{\tilde{S} k^2 d^2}, 10 \right] \quad (\text{II.33})$$

Les constants du modèle sont:

C_{b1}	C_{w1}	C_{w2}	C_{w3}	C_{v1}	σ_v	k
0.1355	$\frac{C_{b1}}{k^2} + \frac{1 + C_{b2}}{\sigma_v}$	0.3	2	7.1	0.66	0.41

Tableau II.3 : Les constantes du modèle Spalart-Allmaras [65].

Le modèle de Spalart-Allmaras exige un maillage raffiné sur les parois.

II.2.2.2.2. Modèle k - ε standard

Le modèle de k - ε [62] est un modèle à deux équations de transport développé par Launder et spalding [68] qui se base sur le concept Bousinesq suppose que le régime de turbulence soit pleinement établi dans tout le domaine.

Prandtl et Kolomgorov ont dérivé la relation suivante pour la viscosité turbulente :

$$\mu_t = \rho \nu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{II.34})$$

Les termes des contraintes de Reynolds sont :

$$-\overline{\rho u_i u_j} = 2\mu_t s_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (\text{II.35})$$

$$s_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (\text{II.36})$$

Avec :

s_{ij} le tenseur de Reynolds, μ_t est la viscosité turbulente.

Il résout deux équations aux dérivées partielles pour obtenir l'énergie cinétique turbulente k et la dissipation de l'énergie cinétique ε , les équations sont comme suit:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + u_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \nu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] - \varepsilon \quad (\text{II.37})$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + u_i \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = C_{\varepsilon 1} C_{\mu} k \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_{\varepsilon}} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (\text{II.38})$$

Les constantes réunies dans le tableau [62] :

$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	C_{μ}	σ_{ε}	σ_k
1.44	1.92	0.09	1.3	1

Tableau II.4: Les constantes adoptées dans le modèle k- ε standard [62].

II.2.2.2.3. Modèle k- ε RNG

Le modèle k- ε RNG développé par le groupe [Yakhot et Smith, 1992] (RNG : Re-Normalization Group), cette variante se caractérise dans l'équation en ε , par un coefficient $C_{\varepsilon 2}$ variable dépendant de k est ε qui permet d'amortir la turbulence dans les régions à fort taux de déformation.

La théorie RNG conduite à une relation utilisée pour déterminer la viscosité effective est permis une meilleure description des propriétés de transport turbulent avec le Reynolds effective.

Les équations de l'énergie cinétique turbulente k et de la dissipation de l'énergie cinétique ε sont comme suit :

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j k) = \mu_t S^2 - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\alpha \mu_{\text{effe}} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] \quad (\text{II.39})$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j \varepsilon) = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t S^2 - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\alpha \mu_{\text{effe}} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] \quad (\text{II.40})$$

Avec :

α : l'inverse de nombre de Prandtl turbulent .

μ_t et α varient continument des valeurs moléculaires aux valeurs pleinement turbulentes avec le nombre de Reynolds turbulent, les équations de k et ε incluent une atténuation naturelle dans les zones voisines des parois.

L'équation suivante permet d'inclure les variations de nombre de Prandtl avec le nombre de Reynolds comme suit :

$$\left| \frac{\alpha - 1.3929}{\alpha_0 - 1.3929} \right|^{0.6321} \cdot \left| \frac{\alpha + 2.3929}{\alpha_0 + 2.3929} \right|^{0.6379} = \frac{\mu}{\mu_{effe}} \quad (\text{II.41})$$

Avec: $\alpha_0=1$

Le taux de déformation R s'exprime par :

$$R = \frac{C_\mu \eta^3 \left(1 - \frac{\eta}{\eta_0} \right) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{k} \quad (\text{II.42})$$

Avec

$$\eta = \frac{Sk}{\varepsilon}, \quad S^2 = 2S_{ij}S_{ij}$$

Les coefficients de modèle sont résumés dans le tableau suivant :

C_μ	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	σ_ε	η_0	β
0.085	1.42	1.68	0.7179	4.38	0.015

Tableau II.5 : Les constantes du modèle k - ε RNG [68].

La principale amélioration provient de R , qui permet de prise en compte plus exacte certaines anisotropies liées aux variations du Reynolds locales, le modèle RNG valide pour les écoulements turbulents loin des parois.

II.2.2.2.4. Modèle k - ε réalisable

Le modèle k - ε Réalisable développé par **Lumley** [73] indique qu'il faut respecter des situations asymptotiques, k et ε ne doivent jamais être négatifs. Ce modèle prédit avec plus précision les écoulements impliquent la rotation, les couches limites sous forts gradients de pressions, les recirculations.

La viscosité turbulente est calculée à partir de la formule :

$$\mu_t = \rho \nu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{II.43})$$

C_μ n'est plus constante il est fonction de la déformation moyenne, des taux de rotation, de vitesse angulaire et des champs de la turbulence k et ε .

La variante se caractérise dans l'équation de la dissipation de l'énergie cinétique ε et devient à la forme suivante :

$$u_i \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = C_1 \varepsilon \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} \quad (\text{II.44})$$

Où C_1 est une fonction de k et ε .

II.2.2.2.5. Modèle k - ω Standard

Le modèle de k - ω [69] est un modèle à deux équations de transport, l'une pour l'équation de l'énergie cinétique turbulente k et l'autre pour le taux de dissipation spécifique ω définie par le rapport entre ε et k , $\omega = \frac{\varepsilon}{k}$.

La viscosité turbulente est exprimée par

$$\nu_t = C_\mu \frac{k}{\omega} \quad (\text{II.45})$$

L'énergie cinétique de turbulence k et le taux de dissipation ω sont illustrées par les équations suivantes :

$$u_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \nu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] - C_{\mu} k \sqrt{\omega^2} \quad (\text{II.46})$$

$$u_i \frac{\partial \omega^2}{\partial x_i} = C_{\omega 1} \sqrt{\omega^2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega^2}{\partial x_i} \right] - C_{\omega 2} (\omega^2)^{\frac{3}{2}} \quad (\text{II.47})$$

Les différentes constantes apparaissant dans ce modèle sont les suivants :

C_μ	$C_{\omega 1}$	$C_{\omega 2}$	σ_ω
0.09	1.11	0.15	2

Tableau II.6 : Les constantes du modèle k - ω [69].

II.2.2.2.6. Modèle k - ω SST

Le modèle k- ω SST (Sheare-Stress-Transport) ou transport de contraintes de cisaillement turbulentes [74] représente une alternative de modèle k- ω , il combine les deux modèles k- ω et k- ε donc une précision de la formulation dans la région proche de la paroi.

La définition de la viscosité turbulente est modifiée pour prend en considération le transport de contraintes de cisaillement turbulentes :

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega \max \left[\frac{1}{\alpha}, f(\Omega, k, \omega, y) \right]} \quad (\text{II.48})$$

Avec :

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

Les modifications sont apportées dans l'équation de transport de dissipation par un terme cross diffusion comme suit :

$$D_\omega = 2\rho\sigma_\omega \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (\text{II.49})$$

Les équations de l'énergie cinétique de turbulence k , et de la dissipation spécifique ω sont :

$$u_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = v_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(v + \frac{v_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] - C_\mu k \sqrt{\omega^2} \quad (\text{II.50})$$

$$\rho \frac{D\omega}{Dt} = \frac{\gamma}{v_t} \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho\beta\omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 3\rho(1-F_1)\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (\text{II.51})$$

Les améliorations apportées à ce modèle rendent plus fiable pour une classe d'écoulements plus étendue.

II.2.2.2.7. Modèle aux tensions de Reynolds (RSM)

Le modèle aux tensions (ou contraintes) de Reynolds (Reynolds Stress Model), c'est un modelé de fermeture de second ordre a été repris par Galmes et Lakshminarayana [75] pour tenir compte de la rotation, ce modèle remplacé l'équation

de k dans le système d'équations en $u_i u_j$ et implique le calcul individuel de chaque contrainte $u_i u_j$, ce qui représente un nombre important d'équations à résoudre.

$$u_k \frac{\partial u_i u_j}{\partial x_k} = -\frac{C_1 \varepsilon}{k} u_i u_j + (C_2 - 1) \left(u_i u_k \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + u_j u_k \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right) - \frac{\partial}{\partial x_k} \left(C_s \frac{k}{\varepsilon} u_k u_j \frac{\partial u_i \partial u_j}{\partial x_j} \right) \quad (\text{II.52})$$

$$u_k \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_k} = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} (-u_i u_j) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(C_\varepsilon \frac{k}{\varepsilon} u_i u_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (\text{II.53})$$

Les coefficients de modèle sont résumés dans le tableau suivant :

C_1	C_2	C_s	$C_{\varepsilon 1}$	C_ε	$C_{\varepsilon 2}$
1.8	0.6	0.22	1.45	0.18	1.92

Tableau II.7 : Les constantes du modèle $k-\omega$ RSM [75].

II.2.2.2.8. Modèle v^2-f

Le modèle V2-f a été développé par Durbin en 1993 [76], par un opérateur elliptique pour traiter les corrélations pression-déformation, c'est un modèle général de turbulence pour les faibles nombres de Reynolds.

Les équations de ce modèle comprennent une équation pour l'énergie turbulente k , une équation pour la dissipation ε de k , une équation pour le transport de vitesse turbulente v^2 , une équation elliptique pour le terme de redistribution d'énergie turbulente f .

$$\frac{\partial k}{\partial t} + u_k \frac{\partial k}{\partial x_k} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_k} \right] + P_k - \varepsilon \quad (\text{II.54})$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + u_k \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_k} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_k} \right] + \frac{C'_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \varepsilon}{T} \quad (\text{II.55})$$

$$\frac{\partial v^2}{\partial t} + u_k \frac{\partial v^2}{\partial x_k} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial v^2}{\partial x_k} \right] + kf - \frac{v^2}{k} \varepsilon \quad (\text{II.56})$$

$$L^2 \frac{\partial^2 f}{\partial x_k^2} - f = \frac{C_1 - 1}{T} \left(\frac{v^2}{k} - \frac{2}{3} \right) - C_2 \frac{P_k}{T} - 5 \frac{v^2}{kT} \quad (\text{II.57})$$

Avec :

$P_k = \nu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_k} + \frac{\partial u_k}{\partial x_i} \right)$ Le terme de la production d'énergie cinétique turbulente habituelle.

La viscosité turbulente ν_t s'exprime maintenant avec la nouvelle échelle ν^2 par la relation :

$$\nu_t = C_\mu \nu^2 T \quad (\text{II.58})$$

$$T = \max \left(\frac{k}{\varepsilon}, 6 \sqrt{\frac{\nu}{\varepsilon}} \right) \quad (\text{II.59})$$

L'échelle de longueur turbulente L est donné par :

$$L = C_L \max \left(\frac{k^{\frac{3}{2}}}{\varepsilon}, C_\eta \frac{\nu^{\frac{3}{4}}}{\varepsilon^{\frac{1}{4}}} \right) \quad (\text{II.60})$$

La constante $C_{\varepsilon 1}$ s'exprime par :

$$C'_{\varepsilon 1} = 1.4 \left(1 + C_{\varepsilon d} \sqrt{\frac{k}{\nu^2}} \right) \quad (\text{II.61})$$

Les constantes de modèle sont données dans le tableau suivant :

C_μ	$C_{\varepsilon d}$	$C_{\varepsilon 2}$	C_1	C_2	C_L	C_η	σ_k	σ_ε
0.22	0.045	1.9	1.4	0.3	0.25	85	1	1.3

Tableau II.8 : Les constantes du modèle v2-f [76].

II.3.Position du problème

L'étude des échangeurs de chaleur à faisceau et calandre est devenue aujourd'hui inévitable car ils jouent un rôle prépondérant dans diverses applications pétrochimiques et les installations des centrales 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 dans les (ECFC) munie d'un nouvel design (conception) des chicanes.

II.3.1. Modèle physique

La configuration étudiée est illustrée dans la figure (II.2), il s'agit d'un échangeur de chaleur à faisceau et calandre horizontale équipée de six chicanes placées en chevauchement sur la surface interne de la calandre. On s'intéresse dans cette étude d'analyser le comportement dynamique et thermique de l'eau s'écoule coté calandre (Coté extérieur des tubes).

Les dimensions géométriques du problème sont mentionnées dans le tableau (II.9) et sont basées sur l'étude de Ozden et al [15].

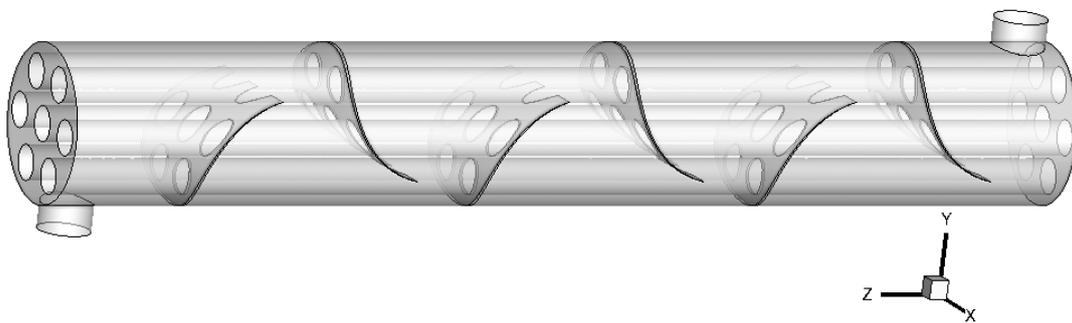


Figure II.2 : Géométrie du problème étudié.

Diamètre de calandre (mm)	$D_s = 90$
Diamètre de tube (mm)	$d = 20$
Distribution des tubes	Triangulaire
Pas des tubes (mm)	$P = 30$
Nombre de tube	$N_t = 7$
Longueur de tube (mm)	$L = 600$
Température d'entrée du fluide (K)	$T_e = 300$
Espace vide %	36
Nombre de chicanes	$N_b = 6$
Rayon inférieur de la courbure (mm)	$R_l = 40$
Rayon supérieur de la courbure (mm)	$R_u = 35$
Espacement entre chicanes (mm)	$B = 86$

Tableau II.9 : Paramètres géométriques du problème étudié.

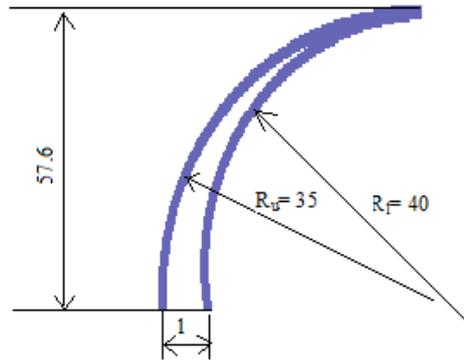


Figure II.3 : Dimensions de la chicane aile étudiée (mm).

	ρ [kg/m ³]	C_p [J/kgK]	λ [W/mK]
Aluminium	2719	871	202.4

Tableau II.10 : Propriétés physiques de matériaux utilisé [77].

	ρ [kg/m ³]	C_p [J/kgK]	λ [W/mK]
Eau	989.2	4182	0.6

Tableau II.11 : Propriétés physiques de fluide utilisé [77].

II.3.2 Hypothèses simplificatrices

Afin de pouvoir résoudre les équations régissant l'écoulement dans cette étude numérique, les hypothèses simplificatrices suivantes sont adoptées :

- ✚ Fluide incompressible.
- ✚ Vitesse et température d'entrée dans la calandre supposée constante.
- ✚ Propriétés physiques du fluide et du solide sont considérées constantes.
- ✚ Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable.
- ✚ Les fuites s'écoulent entre les tubes et les chicanes et entre les chicanes et la calandre sont négligées.

II.3.3. Équations gouvernantes [78, 79]

Les équations de la conservation peuvent se généraliser sous une seule forme d'équations aux dérivées partielles, la reconnaissance d'une forme commune des équations gouvernantes représente une commodité majeure pour leur formulation numérique.

Si on note toute variable générale mesurée par le symbole ϕ , l'équation différentielle générale s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \text{div}(\rho V\phi) = \text{div}\left(\Gamma_{\phi} \vec{\text{grad}}\phi\right) + S_{\phi} \quad (\text{II.62})$$

Ou :

Γ_{ϕ} : le coefficient diffusion.

S_{ϕ} : le terme source.

V : le vecteur vitesse.

Γ_{ϕ} et S_{ϕ} sont des particularités spécifiques de ϕ .

Les quatre termes de l'équation (II.62) représentent :

$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi)$: terme transitoire d'accumulation.

$\text{div}(\rho V\phi)$: terme convectif.

$\text{div}\left(\Gamma_{\phi} \vec{\text{grad}}\phi\right)$: terme diffusif.

S_{ϕ} : terme source.

Dans le cas de l'écoulement tridimensionnel et stationnaire, le système d'équations, relativement à un système de coordonnées cartésiennes s'exprime comme suit :

Equation de continuité :

Au sein d'un volume élémentaire autour d'un point, pendant un laps de temps donné, la variation de la masse est égale au flux de matières entrant dans ce volume moins le flux sortant.

L'équation de continuité s'écrit :

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{II.63})$$

Avec :

u_i : la composante du champ de vitesse dans les directions axiale (x, y, z).

Équation de quantité de mouvement :

Au sein d'un volume élémentaire autour d'un point, pendant un laps de temps donné, la variation de la quantité de mouvement est égale au flux de quantité de mouvement entrant dans ce volume moins le flux sortant, additionné de la somme des forces agissant sur ce volume.

L'équation de quantité de mouvement s'écrit :

$$\frac{\partial u_i u_j}{\partial x_i} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left((v + v_t) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right) \quad (\text{II.64})$$

Équation d'énergie :

L'équation de conservation de l'énergie est obtenue à partir du premier principe de la thermodynamique qui met en relation les différentes formes d'énergie.

L'équation de conservation d'énergie s'écrit :

$$\frac{\partial(u_i T)}{\partial x_i} = \rho \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\frac{v}{\text{Pr}} + \frac{v_t}{\text{Pr}_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (\text{II.65})$$

Équations de turbulence :

Le modèle k-ε réalisable est recommandé dans le cas de présence des chicanes ou bien des obstacles est pour les écoulements complexes car il peut fournir des performances supérieures pour les écoulements impliquant une rotation, un effet de couche limite sous un fort gradient de pression [38,77]. Ce modèle suppose que le régime de turbulence est pleinement établi dans tout le domaine et que les effets de la viscosité moléculaire sont négligeables par rapport à ceux de la viscosité turbulente loin de la paroi.

Le modèle k- ε est défini par deux équations de transport, un pour l'énergie cinétique turbulente k, et l'autre pour le taux de dissipation spécifique ε sont obtenus à partir des équations suivantes :

Equation d'énergie cinétique turbulente k :

$$u_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + \Gamma - \varepsilon \quad (\text{II.66})$$

Equation d'énergie de dissipation ε :

$$u_i \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_1 \Gamma \varepsilon - C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} \quad (\text{II.67})$$

La viscosité turbulente définie par :

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{II.68})$$

La production de l'énergie cinétique turbulente définie par :

$$\Gamma = -\overline{u_i u_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = \nu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad (\text{II.69})$$

Les constantes empiriques du modèle sont [77]:

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\mu}{(\mu_t + 5)} \right], C_2 = 1.9, \sigma_k = 1, \sigma_\varepsilon = 1.2, \text{Pr}_t = 0.09$$

II.3.4. Conditions aux limites

Le système d'équations obtenu précédemment nécessite l'incorporation des conditions aux limites car une équation aux dérivées partielles n'a pas de solution que si les conditions aux limites pour chaque variable dépendante sont connues.

Il existe quatre types de conditions aux limites dans notre étude :

- Entré : toutes les propriétés du fluide sont connues.
- Sortie : le régime est établi donc on n'a pas une évolution par rapport à x.
- Aux Parois : le champ de vitesses est nul.
- L'interface : la température de fluide et de solide sont les même.

Dans ce travail, les conditions aux limites hydrodynamiques et thermiques du système sont choisies en se basant sur les travaux de **Ozden et al [15]**.

II.3.4.1. Conditions à l'entrée aux calandre

$$\begin{cases} u_{en} = 0 \\ v_{en} = Cst \\ w_{en} = 0 \\ T_{en} = 300K \\ k_{en} = 0,005v_{en}^2 \\ \varepsilon_{en} = 0,1k_{en}^2 \end{cases} \quad (\text{II.70})$$

II.3.4.2. Conditions aux limites aux parois

Aux parois des tubes :

$$\begin{cases} u = 0 \\ v = 0 \\ w = 0 \\ k = 0 \\ \varepsilon = 0 \\ T_w = 450K \end{cases} \quad (\text{II.71})$$

A la surface interne de la calandre :

$$\begin{cases} u = 0 \\ v = 0 \\ w = 0 \\ \frac{\partial T}{\partial n} = 0 \end{cases} \quad (\text{II.72})$$

Aux parois des chicanes :

$$\begin{cases} u = 0 \\ v = 0 \\ w = 0 \\ k = 0 \\ \varepsilon = 0 \end{cases} \quad (\text{II.73})$$

II.3.4.3. Conditions aux limites à l'interface fluide-solide

$$\begin{cases} T_s = T_f \\ -\lambda_f \frac{\partial T_f}{\partial N} = -\lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial N} \end{cases} \quad (\text{II.74})$$

N est un vecteur dirigé selon (x) ou selon (y) ou selon (z).

II.3.4.4. Conditions aux limites à la sortie

$$\begin{cases} \frac{\partial \phi}{\partial n} = 0 \\ P = P_{atm} \end{cases} \quad (\text{II.75})$$

Avec $\phi = u, v, w, T, k, \varepsilon$.

n : le vecteur normal au plan de sortie.

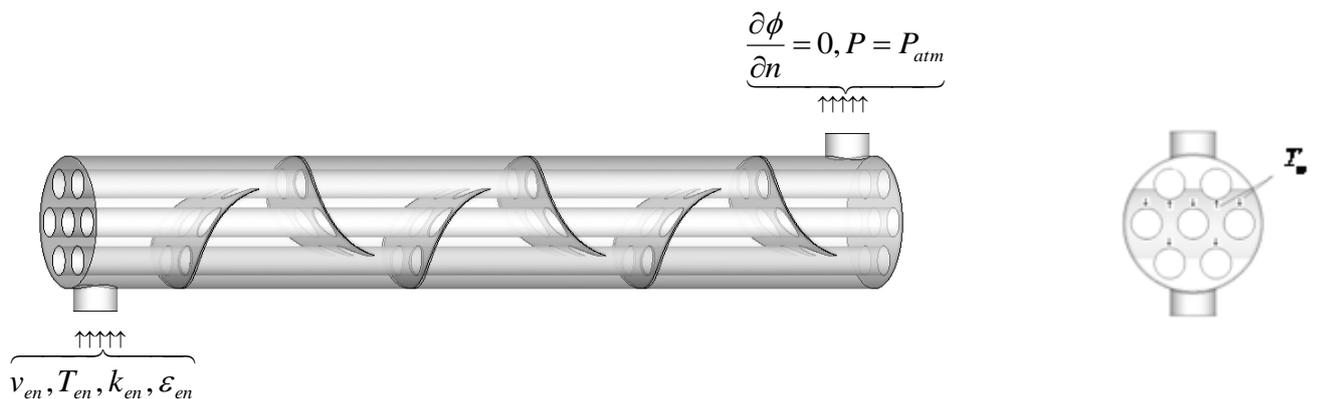


Figure II.4 : Schémas représentatifs des conditions d'entrée de la calandre.

Les paramètres physiques, la géométrie et les conditions aux limites appliquées ont été définies dans cette figure.

II.4. 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.

II.4.1. Paramètres aérodynamiques

II.4.1.1 Nombre de Reynolds

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

$$\text{Re} = \frac{\rho D_h U_0}{\mu} \quad (\text{II.76})$$

Avec :

ρ : la masse volumique [kg/m^3].

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

U_0 : la vitesse initiale du fluide [m/s].

μ : la viscosité dynamique [$\text{kg}/\text{m s}$].

Ce nombre caractérise le régime d'écoulement comme suit :

- Laminaire $\text{Re} < 2300$,
- Transitoire $2300 < \text{Re} < 10\,000$,
- Turbulent $\text{Re} > 10\,000$.

II.4.1.2. Frottements à la paroi

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

$$f = \frac{2\tau_w}{\rho U^2} \quad (\text{II.77})$$

Avec :

τ_w : le taux de cisaillement à la paroi,

U : la vitesse axiale moyenne de la section [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 ya des forces de frottement qui freinent l'écoulement au voisinage de la paroi.

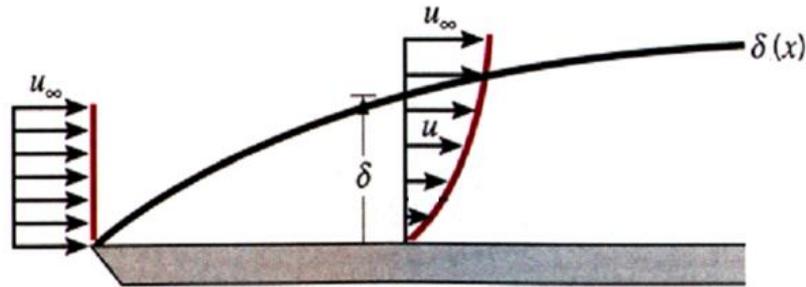


Figure II.5 : Développement de la couche limite hydrodynamique [80].

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

$$U(\delta) = 0,99U_0 \quad (\text{II.78})$$

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

$$\delta(x) = 4,64 \sqrt{\frac{\nu \cdot x}{U_0}} \quad (\text{II.79})$$

Avec :

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

x : Abscisse [m].

II.4.1.3. Perte de charge

La perte de charge coté calandre est calculée par:

$$\Delta p = \frac{f G_s^2 (N_b + 1) D}{2 \rho_s D_e \phi_s} \quad (\text{II.80})$$

Avec :

G_s : débit massique côté calandre [kg/s].

D : diamètre de calandre [m].

II.4.2. Paramètres thermiques

II.4.2.1. 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 transferts thermiques par convection par la loi de Newton :

$$h = \frac{\phi}{S(T_f - T_s)} \quad (\text{II.81})$$

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

S : 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_s : la température de la surface [K].

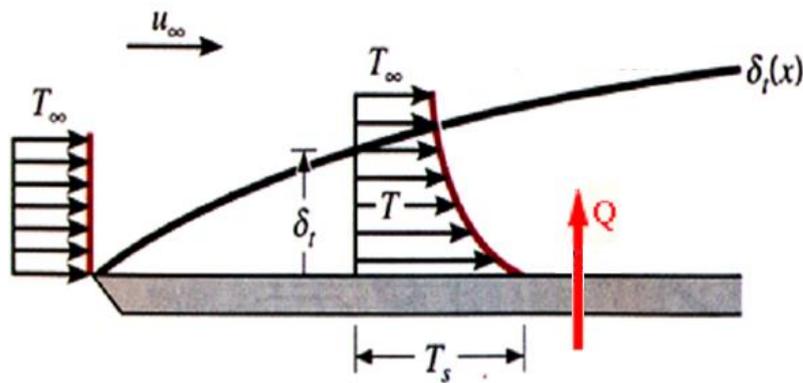


Figure II.6 : Développement de la couche limite thermique [80].

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

$$\frac{T(\delta_t) - T_s}{T_\infty - T_s} = 0,99 \quad (\text{II.82})$$

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

$$\delta_t = \frac{\delta}{1,026 \cdot Pr^{\frac{1}{3}}} = 5,09 \sqrt{\frac{\nu \cdot z}{U_0}} \quad (\text{II.83})$$

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{\lambda} \quad (\text{II.84})$$

Avec :

Pr : Nombre de Prandtl.

C_p : la capacité calorifique du fluide [$\text{J}/\text{kg K}$].

λ : la conductivité thermique du fluide [$\text{W}/\text{m K}$].

II.4.2.2 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 :

$$Nu = \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{paroi} = \frac{h \cdot x}{\lambda} \quad (\text{II.85})$$

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

$$Nu(x) = \frac{h(x)D_h}{\lambda_f} \quad (\text{II.86})$$

Avec :

h : coefficient de convection [$\text{W/m}^2\text{K}$].

D_h : diamètre hydraulique [m].

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

- Nombre de Nusselt moyen sur une face :

$$Nu_{face} = \frac{1}{A_i} \int_{A_i} Nu(x) dx \quad (\text{II.87})$$

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

$$\dot{Q} = \dot{m} C_{p,eau} (T_{out} - T_{in}) = hA(T_w - T_b) \quad (\text{II.88})$$

Avec

$$T_b = \frac{T_{out} + T_{in}}{2} \quad (\text{II.89})$$

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

A : la surface d'échange [m^2].

T_{out} : la température du sortie [K].

T_{in} : la température de l'entrée [K].

T_w : la température de la surface [K].

- Le facteur d'amélioration du performance thermique est définie comme suit [8]:

$$\eta = \frac{h}{h_0} \bigg|_{pp} = \frac{Nu}{Nu_0} \bigg|_{pp} = \left(\frac{Nu}{Nu_0} \right) \left(\frac{f}{f_0} \right)^{1/3} \quad (\text{II.90})$$

- Pour le calcul du nombre de Nusselt et du facteur de friction côté tubes, la corrélation proposée par Petukhov [81] pour $3.10^3 < Re < 5.10^6$ est donnée par:

$$Nu_0 = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) Re D Pr}{1.07 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} \left(Pr^{2/3} - 1\right)} \quad (\text{II.91})$$

$$f_0 = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (\text{II.92})$$

II.5. Conclusion

Nous avons présenté une modélisation mathématique d'un écoulement turbulent d'un fluide dans un échangeur de chaleur en présence des chicanes avec les conditions aux limites.

Les différents modèle de turbulence en été présenter afin de choisi le mieux pour cette étude.

Chapitre III

Résolution numérique

III.1. Introduction

La mécanique des fluides numérique ou CFD (Computational Fluid dynamics) est un outil indispensable pour les ingénieurs. Son utilisation permet d'obtenir des prévisions détaillées concernant l'écoulement dans différentes configurations, sans avoir la nécessité de prendre nombreuses mesures de terrain, qui sont nécessairement coûteuses et gourmandes en temps.

Le système d'équations différentielles aux dérivées partielles décrites dans le chapitre précédent ne peut être résolu analytiquement mais par des méthodes numériques.

Parmi ces méthodes, nous citons :

- ✓ La méthode des différences finis.
- ✓ La méthode des éléments finis.
- ✓ La méthode des volumes finis.

Le présent chapitre est consacré à la description de la méthode numérique des volumes finis utilisée pour la résolution des équations de conservation, car le logiciel CFD FLUENT utilisé dans ce travail modélise par cette méthode conseillé pour les écoulements dans les configurations complexes.

III.2. Méthode numérique

La résolution numérique d'un système d'équations aux dérivées partielles par la méthode des volumes finie proposée par **Patankar [79]**, consiste à la transformer en systèmes d'équations algébriques égales au nombre de points discrets, cette étape est appelée « discrétisation ».

La méthode des volumes finis consiste à découper le domaine de calcul en un certain nombre de volumes finis, appelés « volumes de contrôle », et à intégrer les équations différentielles sur chacun de ces volumes de contrôle entourant un nœud P (Figure III.1).

La méthode des volumes finis permet d'obtenir un système d'équations algébriques, ou système discrétisé, dont les inconnues sont les valeurs de la grandeur recherchée en un nombre fini de points du domaine d'étude. Cet ensemble de point constitue ainsi le maillage du domaine.

III.2.1 Forme générale d'une équation de conservation

Si on note ϕ la variable étudiée, les équations de conservation possèdent ayant une forme commune élaborée par Patankar dans la relation (III.1) :

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi)}_T + \underbrace{\sum_{i=1} \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \phi)}_C = \underbrace{\sum_{i=1} \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right)}_D + \underbrace{S_\phi}_S \quad (\text{III.1})$$

Avec :

T : terme transitoire.

C : terme de convection.

D : terme de diffusion.

S : terme source.

La variable ϕ représente les différents paramètres tel que la composante de la vitesse, la température, l'énergie cinétique turbulente, ect...

Le coefficient de diffusion Γ représente la propriété physique du fluide tel que la viscosité dans l'équation du mouvement, la conductivité thermique dans l'équation d'énergie est pour les écoulements turbulents, le coefficient de diffusion Γ peut correspondre à la viscosité turbulente ou à la diffusivité turbulente.

Les différents termes de l'équation générale (III.1) sont reportés dans le tableau (III.1) pour le cas d'un écoulement turbulent dans un échangeur de chaleur faisceau calandre munie des chicanes, pour les différentes équations en utilisant le modèle de turbulence $\kappa - \epsilon$.

Equations	ϕ	Γ	S_ϕ
Continuité	1	0	0
Quantité de mouvement	u,v,w	$(\nu + \nu_t)$	$-\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \nu_t \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_j} \right)$
Energie	T	$\left(\frac{\nu}{Pr} + \frac{\nu_t}{Pr_t} \right)$	0
Energie cinétique turbulente	k	$\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right)$	$\nu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho \epsilon$
Dissipation turbulente	ϵ	$\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon} \right)$	$C_1 \frac{\epsilon}{k} \nu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k}$

Tableau III.1 : Expressions de ϕ , Γ , S_ϕ

III.2.2 Maillage

La résolution de l'équation (III.1) est effectuée sur plusieurs grilles, donc le domaine de calcul dans l'espace annulaire est subdivisé selon les directions (x, y, z) pour la figure (III.1), en un ensemble des volumes de contrôle pour un cas tridimensionnel ($\Delta V = \Delta X \cdot \Delta Y \cdot \Delta Z$).

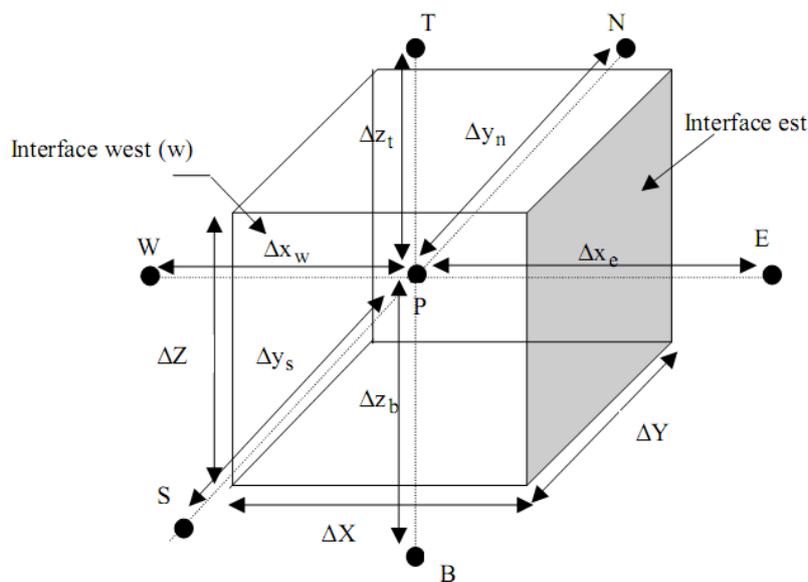


Figure III.1 : Description du volume de contrôle

E : nœud est. e : interface est.

W: nœud west. w: interface west.

N : nœud nord. n : interface nord.

S : nœud sud. s : interface sud.

T: nœud top. t: interface top.

B: nœud bottom. b: interface bottom.

ΔX :le pas de discrétisation suivant la direction X.

ΔY :le pas de discrétisation suivant la direction Y.

ΔZ :le pas de discrétisation suivant la direction Z.

Δx_e : le pas de discrétisation suivant la direction X entre le noud P et E.

Δx_w : le pas de discrétisation suivant la direction X entre le noud P et W.

Δy_n : le pas de discrétisation suivant la direction Y entre le noud P et N.

Δy_s : le pas de discrétisation suivant la direction Y entre le noud P et S

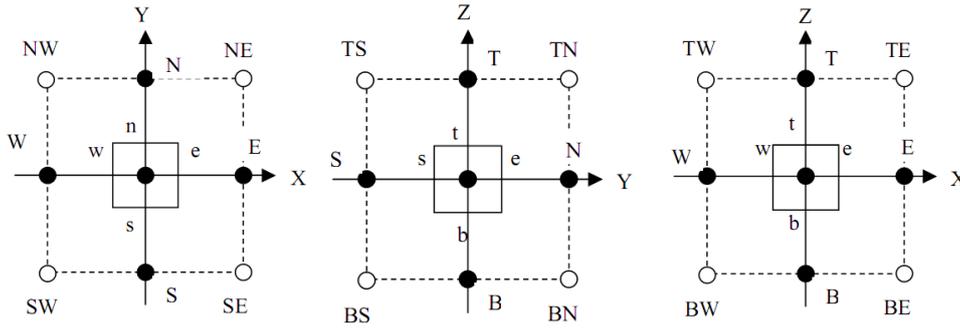
Δz_t : le pas de discrétisation suivant la direction Z entre le noud P et T.

Δz_b : le pas de discrétisation suivant la direction Z entre le noud P et B.

L'utilisation d'un maillage décalé proposé par Patankar est adoptée pour éviter un découplage du champ de pression sur deux grilles adjacent.

Le centre de volume de contrôle P, et les centres de ses faces latérales est E, ouest O, nord N, sud S, top T, bottom B, entouré de six autres volumes de contrôle dont les centres sont les points E, O, N, S, T, B.

Les composantes de vitesse (u, v, w) sont calculées aux centres des faces des volumes de contrôle, dont les autres variables scalaires ϕ (P, T, k, ϵ), sont calculées aux nœuds représentées par les points.



Vue dans le plan (x, y) Vue dans le plan (y, z) Vue dans le plan (x, z)

Figure III.2 : Projection du volume de contrôle

La figure (III.2) montre les trois projections du volume de contrôle utilisé lors de la discrétisation des équations de conservation.

III.2.3 Discrétisation

L'équation générale (III.1) est intégrée sur le volume de contrôle dV (Figure III.1) et leur forme dans le cas stationnaire, tridimensionnel devient :

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u \phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v \phi) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w \phi) = \frac{\partial}{\partial x}(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial z}) + S_\phi \quad (III.2)$$

Seule cette équation est discrétisée et le système d'équations aux dérivées partielles est résolu pour chaque valeur successive de ϕ .

L'équation (III.2) peut être écrite sous la forme :

$$\frac{\partial}{\partial x}(J_x) + \frac{\partial}{\partial y}(J_y) + \frac{\partial}{\partial z}(J_z) = S_\phi \quad (III.3)$$

Avec :

$$\begin{cases} J_x = \rho u \phi - \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \\ J_y = \rho v \phi - \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \\ J_z = \rho w \phi - \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial z} \end{cases} \quad (III.4)$$

J_x, J_y et J_z sont les flux totaux de convection et diffusion dans les directions x, y et z.

La forme stationnaire de l'équation est (III.3) :

$$(j_e - j_w + j_n - j_s + j_t - j_b) = (S_c + S_p \phi_p) \Delta x \Delta y \Delta z \quad (III.5)$$

Avec :

$$\begin{cases} j_e = (J_x)_e \Delta y \Delta z \\ j_w = (J_x)_w \Delta y \Delta z \\ j_n = (J_y)_n \Delta x \Delta z \\ j_s = (J_y)_s \Delta x \Delta z \\ j_t = (J_z)_t \Delta x \Delta y \\ j_b = (J_z)_b \Delta x \Delta y \end{cases} \quad (\text{III.6})$$

Où

j_i ($i=e, w, n, s, t, b$) est le flux total évalué sur chaque face du volume de contrôle.

L'équation finale discrétisée est une relation algébrique entre les valeurs de la variable ϕ , au centre de la maille P et celles aux nœuds voisins repérés aux points cardinaux E (Est), W(Ouest), S(Sud), N(Nord), T(Top), B (Bottom). On aboutit à l'équation discrétisée suivante :

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + a_T \phi_T + a_B \phi_B + b \quad (\text{III.7})$$

Les coefficients $a_E, a_W, a_N, a_S, a_T, a_B, a_P$ experiment comme suite:

$$a_P = a_E + a_W + a_N + a_S + a_T + a_B - S_P \Delta V \quad (\text{III.8})$$

$$\begin{cases} a_E = D_e A(P_e) + [-F_e, 0] \\ a_W = D_w A(P_w) + [F_w, 0] \\ a_N = D_n A(P_n) + [-F_n, 0] \\ a_S = D_s A(P_s) + [F_s, 0] \\ a_T = D_t A(P_t) + [-F_t, 0] \\ a_B = D_b A(P_b) + [F_b, 0] \end{cases} \quad (\text{III.9})$$

Avec :

L'expression de la fonction A ($|P|$) dépend du schéma de discrétisation des termes convectifs.

L'opérateur $[A, B]$ signifie la plus grande valeur entre A et B.

$F_e, F_w, F_n, F_s, F_t, F_b$ sont les débits volumiques à travers les faces respectives du volume de contrôle.

$P_e, P_w, P_n, P_s, P_t, P_b$ sont les rapports du transfert par convection au transfert par diffusion.

$$b = S_c \Delta V \quad (III.10)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} D_e = \frac{\Gamma_e \Delta y \Delta z}{\delta x_e} \\ D_w = \frac{\Gamma_w \Delta y \Delta z}{\delta x_w} \\ D_n = \frac{\Gamma_n \Delta x \Delta z}{\delta y_n} \\ D_s = \frac{\Gamma_s \Delta x \Delta z}{\delta y_s} \\ D_t = \frac{\Gamma_t \Delta x \Delta y}{\delta z_t} \\ D_b = \frac{\Gamma_b \Delta x \Delta y}{\delta z_b} \end{array} \right. \quad (III.11)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} F_e = (\rho v)_e \Delta y \Delta z \\ F_w = (\rho v)_w \Delta y \Delta z \\ F_n = (\rho u)_n \Delta x \Delta z \\ F_s = (\rho u)_s \Delta x \Delta z \\ F_t = (\rho w)_t \Delta x \Delta y \\ F_b = (\rho w)_b \Delta x \Delta y \end{array} \right. \quad (III.12)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} P_e = \frac{F_e}{D_e} \\ P_w = \frac{F_w}{D_w} \\ P_n = \frac{F_n}{D_n} \\ P_s = \frac{F_s}{D_s} \\ P_t = \frac{F_t}{D_t} \\ P_b = \frac{F_b}{D_b} \end{array} \right. \quad (III.13)$$

L'équation généralisée exprimée sous la forme :

$$a_P \phi_P = \sum a_{nb} \phi_{nb} + b \quad (III.14)$$

Avec

nb : les nœuds voisins de P.

Le système d'équation aux dérivées partielles transformé en un système algébrique Fluent propose deux schémas de discrétisation :

- Schémas amont du premier ordre, qui permet une certaine stabilité dans les calculs est responsable dans de diffusion numérique.
- Schémas amont du seconde ordre, qui permet de minimiser la diffusion numérique mais peut diverger les calculs.

III.2.4. Schémas de discrétisation

La discrétisation des équations consiste l'évaluation des variables généralisée ϕ sur les interfaces du volume de contrôle, donc il faut intervenir une méthode d'interpolation appelée schéma pour estimer les flux de convection sur ce volume.

Il existe plusieurs schémas de discrétisation proposés par Patankar [82] définie dans le code Fluent pour exprimer la fonction $A(|P|)$.

- ✓ Schéma aux différences centrées.
- ✓ Schéma Upwind.
- ✓ Schéma Hybrid.
- ✓ Schéma exponentiel.
- ✓ Schéma Power Law Differencing Scheme (PLDS) (loi de puissance).

La fonction $A(|P|)$ est donnée comme suit :

$$A(|P|) = \left[0, (1 - 0.1(|P|))^5 \right] \quad (\text{III.15})$$

Avec :

P : le nombre adimensionnel de Peclet.

III.2.5. Traitement du couplage Vitesse-Pression

Les équations gouvernantes pour les composantes de vitesse u et v et w contiennent des gradients de pression P qui sont des termes sources indépendants de toutes les variables. Une méthode indirecte suivie pour obtenir les champs de pression.

A partir de la discrétisation de l'équation du mouvement, la pression devient alors un paramètre à ajuster de manière à réaliser la condition de continuité des flux massiques. En effet, le champ de vitesses obtenu par la résolution des équations du mouvement ne vérifie la conservation de la masse que si le champ de pression initial est correct. Pour cela, on utilise l'algorithme SIMPLE « Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations » qui, à partir de l'équation de continuité, permet de déterminer le terme de correction de pression et ainsi corriger la pression en tout point du domaine.

Algorithme SIMPLE :

Cet algorithme résume la résolution du problème posé dans les séquences suivantes :

1. Initialisation du champ de pression initial P^* .
2. Résolution de l'équation du mouvement pour obtenir les vitesses initiales u^* , v^* , w^* .
3. Résolution de l'équation de correction de pression pour obtenir P' .
4. Correction des vitesses.
5. Résolution de l'équation de l'énergie cinétique turbulente et de la dissipation.
6. Si le critère de convergence est satisfait, aller à la suite. Sinon prendre $P = P^*$ et revenir à l'étape 2 jusqu'à la convergence.
7. Répéter les calculs jusqu'à convergence de toutes les variables.

Les corrections de pression et de vitesses sont données par :

$$P = P^* + P'$$

$$u = u^* + u'$$

$$v = v^* + v'$$

$$w = w^* + w'$$

III.2.6. Paramètres de contrôle de la convergence

III.2.6.1. Technique de sous relaxation

Cette technique utilisée pour les équations non linéaires pour éviter la divergence des paramètres durant le calcul. Ce procédé diminue la variation de la grandeur physique ϕ d'une itération à une autre par l'introduction d'un coefficient de sous relaxation α_ϕ ($0 < \alpha \leq 1$) pour atténuer la variation de ϕ_p .

Comme nous avons vu précédemment les équations de transport après la discrétisation ayant la forme algébrique suivante :

$$a_p \phi_p = \sum a_{nb} \phi_{nb} + S_c \Delta V \quad (\text{III.16})$$

Donc :

$$\phi_p = \left(\frac{\sum a_{nb} \phi_{nb} + S_c \Delta V}{a_p} \right) \quad (\text{III.17})$$

Par l'introduction de coefficient de sous relaxation α_ϕ l'équation devient :

$$\phi_p = \alpha_\phi \left(\frac{\sum a_{nb} \phi_{nb} + S_c \Delta V}{a_p} \right) \quad (\text{III.18})$$

Donc :

$$\frac{a_p}{\alpha_\phi} \phi_p = \sum a_{nb} \phi_{nb} + S_c \Delta V \quad (\text{III.19})$$

Pour la pression, elle est sous relaxée par la valeur de la correction de pression P' pour que l'équation de continuité résolue et éviter la divergence, la forme de fraction est comme suite :

$$P = P^* + \alpha_p P'$$

Avec :

α_p : coefficient de sous relaxation associé à la correction de pression.

III.2.6.2. Critère de convergence

Les équations discrétisées sont correctement résolues pour toutes les variables ($u, v, w, T, P, k, \varepsilon$) est considérées convergées lorsque les itérations ne produisent aucun changement dans les valeurs des variables dépendantes ϕ , donc on doit définir

un indicateur de convergence qui permettra de donner l'erreur après chaque itération appeler « résidu ».

Ces résidus sont définis par :

$$R_\phi = \sum \sum |a_{nb}\phi_{nb} + b - a_p\phi_p| \quad (\text{III.20})$$

Avec :

R_ϕ : la somme absolue des résidus correspondant à la variable ϕ .

Le code Fluent rend par défaut l'utilisation d'un résidu adimensionnel relatif représentatif du débit ϕ à travers le domaine. Ce résidu est défini par :

$$R_\phi = \frac{\sum_{cellules} |\sum a_{nb}\phi_{nb} + b - a_p\phi_p|}{\sum_{cellules} |a_p\phi_p|} \quad (\text{III.21})$$

Variable	Résidu
x-velocity	10^{-4}
y- velocity	10^{-4}
z- velocity	10^{-4}
Continuity	10^{-4}
Dissipation energy	10^{-5}
Turbulent kinetic energy	10^{-5}
Energy	10^{-8}

Tableau III.2 : Résidu

III.2.7. Choix des conditions aux limites

Les écoulements turbulents sont affectés par les parois car la turbulence est fortement amortie.

Deux approches peuvent utiliser par FLUENT :

1. Utilisé la fonction « Wall Function » qui permet de relier le mur a la couche extérieure pleinement turbulente, il existe trois options :
 - ✓ « Standard Wall Function » proposé par défaut.

- ✓ « Non Equilibrium Function » adaptée pour les écoulements complexes soumis a forte gradient de pression.
 - ✓ « Enhanced Wall Treatment » qui tient le plus compte de l'effet de paroi.
2. Modifier le model de turbulence choisi pour le rendre compatible avec l'écoulement aux parois, est raffiné le maillage au voisinage des parois.

III.3. Procédure de résolution numérique par FLUENT

La description du problème et la résolution par le logiciel de simulation numérique des écoulements FLUENT nécessite la présentation de logiciel GAMBIT et FLUENT.

III.3.1. Préprocesseur GAMBIT

C'est un logiciel de DAO (Dessin Assisté par Ordinateur) aidé à réaliser des géométries du système en deux ou trois dimensions, définir le type de conditions aux limites, spécifier le type de matériau (fluide ou solide), discrétiser ou mailler le domaine pour les problèmes d'écoulement des fluides.

On peut résumer les étapes effectuées dans GAMBIT à l'organigramme suivant :

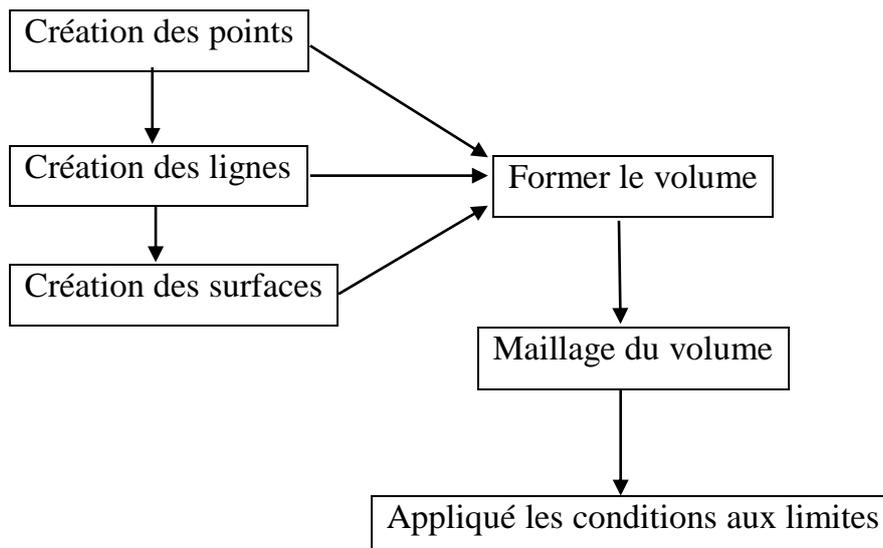


Figure III.3 : Les différentes étapes effectuées sur GAMBIT

III.3.1.1. Etapes générales pour GAMBIT:

A. Définition de la géométrie utilisée

La production de la géométrie est la première étape pour former le domaine de calcul et la résolution du problème.

La géométrie est créée sur le préprocesseur GAMBIT en 3D passant par les étapes connue, commencent par la création des points, relier entre eux par des lignes, créé les faces pour obtenir les volumes.

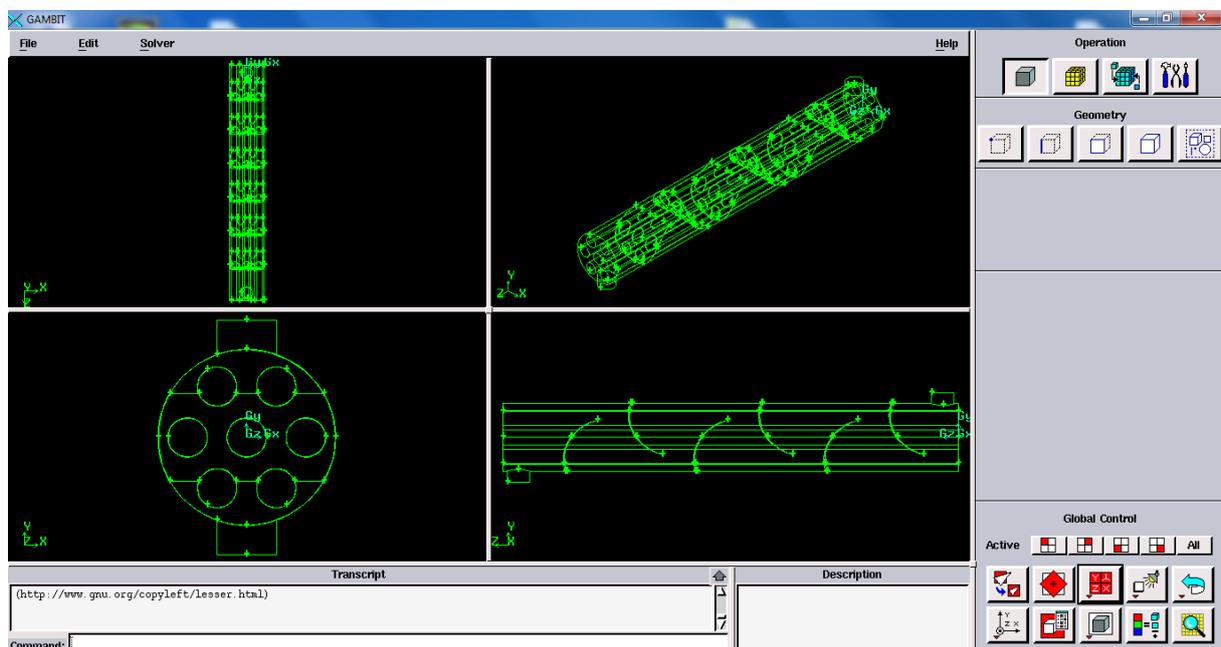


Figure III.4 : Interface de GAMBIT

B. Réalisation du maillage

L'utilisation d'un maillage non structuré dépend de la complexité de la géométrie, le maillage hexahédral a été adopté pour l'espace annulaire.

Pour une meilleure précision de résultat, des tests de dépendance de maillage doit être effectué pour différent nombres de cellules.

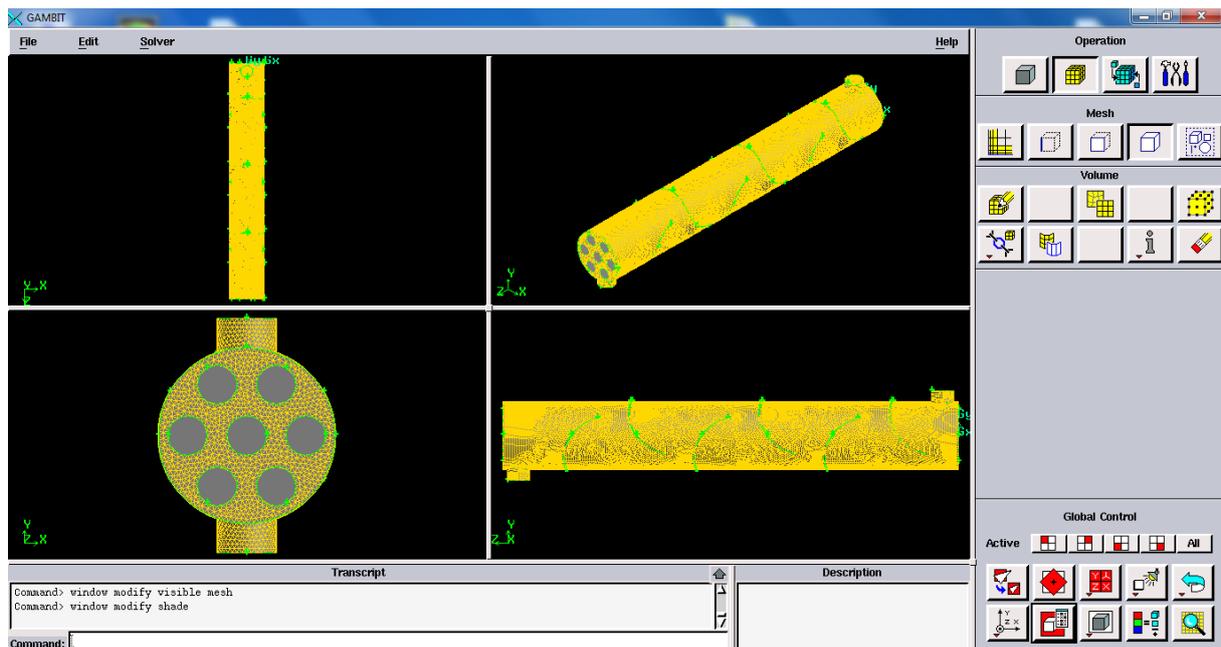


Figure III.5 : Le modèle du maillage utilisé pour l'échangeur de chaleur réalisée

Après le maillage de l'échangeur de chaleur en va enregistrer le travail sous l'extension .db5.

C. Les conditions aux limites

Les conditions aux limites sont effectuées selon le problème traité et l'espace annulaire est pris par défaut comme fluide.

Région	Géométrie
Entré	MASS FLOW INLET
Sortie	PRESSURE OUTLET
Paroi	WALL

Tableau III.3 : Les conditions aux limites dans GAMBIT

D. Exportation du maillage

Des que les conditions aux limites ont été indiquées, il faut exporter le fichier en .msh pour lire en suite par le code FLUENT.

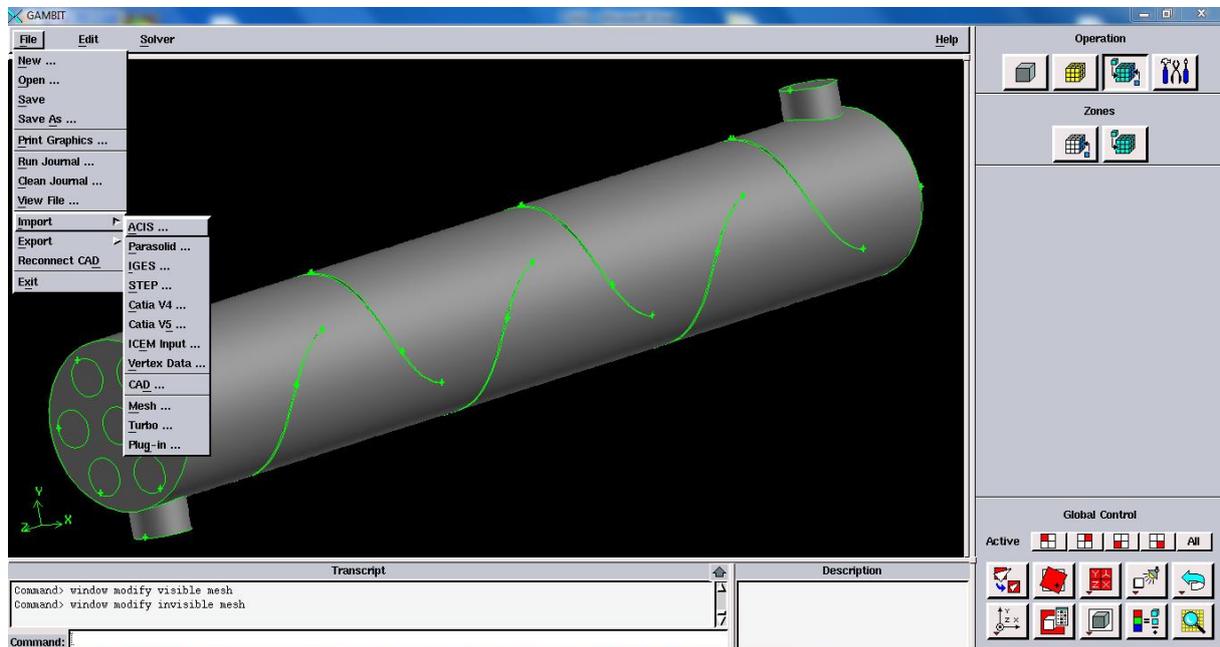


Figure III.6 : Exportation du maillage

III.3.2. Le code FLUENT

C'est un logiciel de calculs numériques utilisés pour modéliser l'écoulement de fluide et le transfert thermique est permet de définir les conditions opératoires est les conditions aux limites et visualiser la géométrie et le maillage est afficher les résultats obtenus.

On peut résumer les étapes effectuées dans FLUENT a l'organigramme suivant :

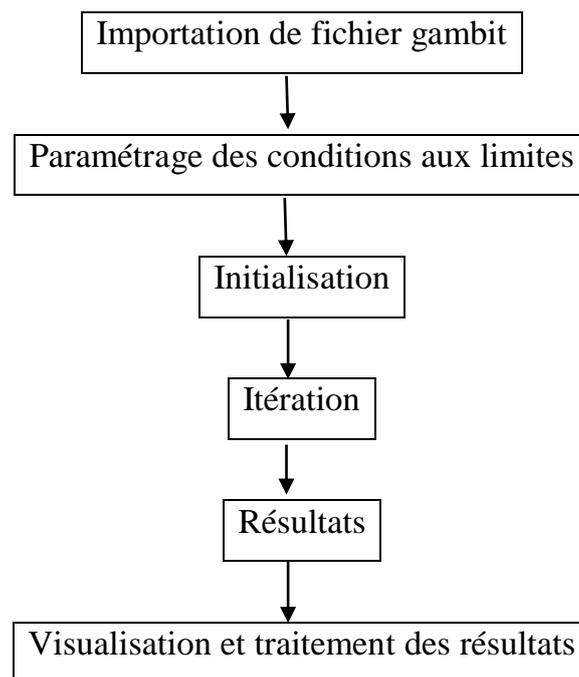


Figure III.7 : Les différentes étapes effectuées sur FLUENT

III.3.2.1. Etapes générales pour FLUENT :

A. Ouvrir la version de Fluent

En va entrer sous fluent est de choisir le type de résolution 3ddp.

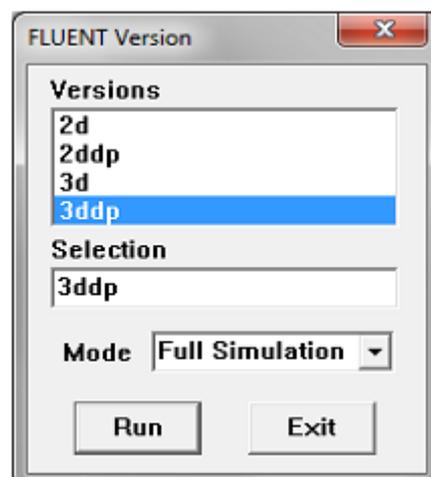


Figure III.8 : Type de résolution

B. Importation de la géométrie .msh

Pour commencer la simulation il faut importer le fichier .msh généré sous Gambit.

```

FLUENT [3d, dp, pbns, lam]
File Grid Define Solve Adapt Surface Display Plot Report Parallel Help

Copyright 2006 Fluent Inc.
All Rights Reserved

Loading "C:\Fluent.Inc\Fluent6.3.26\lib\fl_s1119.dmp"
Done.

> Reading "C:\Users\youcef\Desktop\ville 27.msh"...
159517 nodes.
73108 mixed wall faces, zone 3.
12160 mixed wall faces, zone 4.
12124 mixed wall faces, zone 5.
11632 mixed wall faces, zone 6.
11648 mixed wall faces, zone 7.
11638 mixed wall faces, zone 8.
12118 mixed wall faces, zone 9.
12114 mixed wall faces, zone 10.
248 mixed pressure-outlet faces, zone 11.
248 mixed mass-flow-inlet faces, zone 12.
1370673 mixed interior faces, zone 14.
724596 tetrahedral cells, zone 2.

Building...
grid,
materials,
interface,
domains,
zones,
default-interior
ent
sor
tu1
tu2
tu3
tu4
tu6
tu7
tu8
wall
f_cal
shell conduction zones,
Done.

```

Figure III.9 : Importation de la géométrie

C. Vérification du maillage importé

Grid > Check

Ceci permet de vérifier si le maillage importé ne contient pas d'erreurs ou de volumes négatifs.

```

FLUENT [3d, dp, pbns, lam]
File Grid Define Solve Adapt Surface Display Plot Report Parallel Help

tu3
tu4
tu6
tu7
tu8
wall
f_cal
shell conduction zones,
Done.

Grid Check

Domain Extents:
x-coordinate: min (m) = -4.500000e+001, max (m) = 4.500000e+001
y-coordinate: min (m) = -6.000000e+001, max (m) = 6.000000e+001
z-coordinate: min (m) = 0.000000e+000, max (m) = 6.000000e+002

Volume statistics:
minimum volume (m3): 4.633338e-001
maximum volume (m3): 1.177357e+001
total volume (m3): 2.507653e+006

Face area statistics:
minimum face area (m2): 8.740639e-001
maximum face area (m2): 1.239683e+001

Checking number of nodes per cell.
Checking number of faces per cell.
Checking thread pointers.
Checking number of cells per face.
Checking face cells.
Checking bridge faces.
Checking right-handed cells.
Checking face handedness.
Checking face node order.
Checking element type consistency.
Checking boundary types:
Checking face pairs.
Checking periodic boundaries.
Checking node count.
Checking nosolve cell count.
Checking nosolve face count.
Checking face children.
Checking cell children.
Checking storage.
Done.

```

Figure III.10 : Vérification du maillage sous Fluent

D. Vérification de l'échelle**Grid > Info > Size**

Il faut toujours vérifier que les dimensions affichées correspondent aux dimensions physiques du problème.

E. Afficher le maillage**Display > Grid**

Il faut afficher le maillage et le type des conditions aux limites définies au préalable dans Gambit.

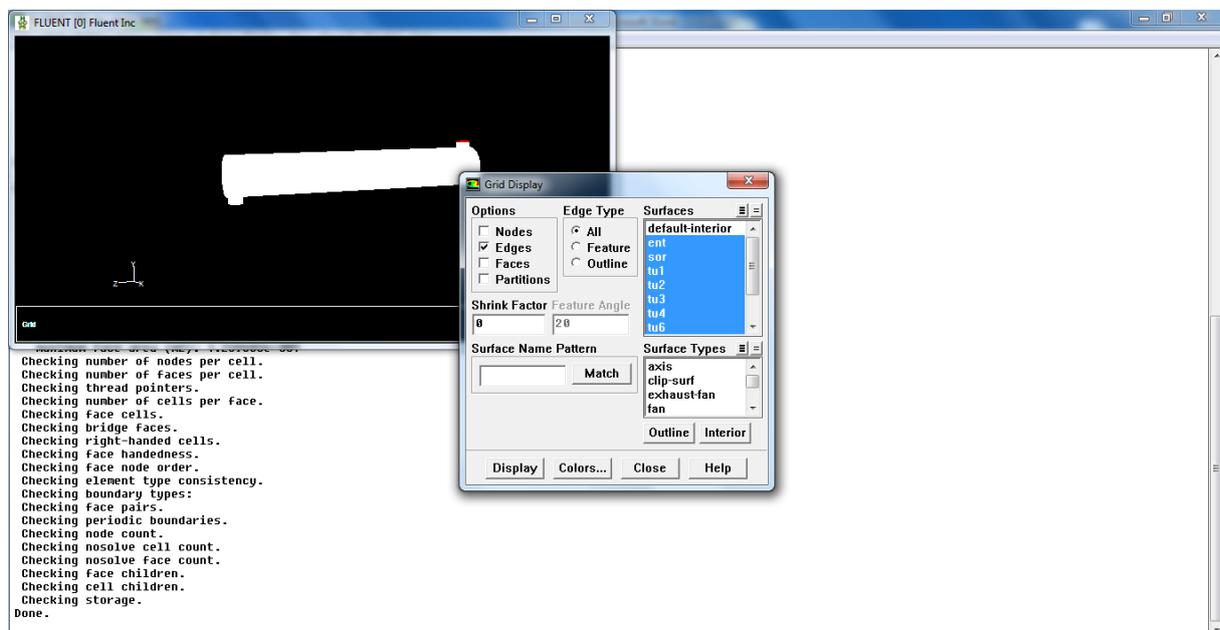


Figure III.11: Affichage du maillage

F. Choix du solveur**Define > Models > Solver**

Pour notre cas, c'est un solveur découplé avec une formulation implicite pour un cas 3D et un écoulement stationnaire et une vitesse absolue, valider en cliquant sur OK. D'autres équations peuvent être rajoutées selon les phénomènes étudiés (transfert de chaleur, combustion, multi phases ...).

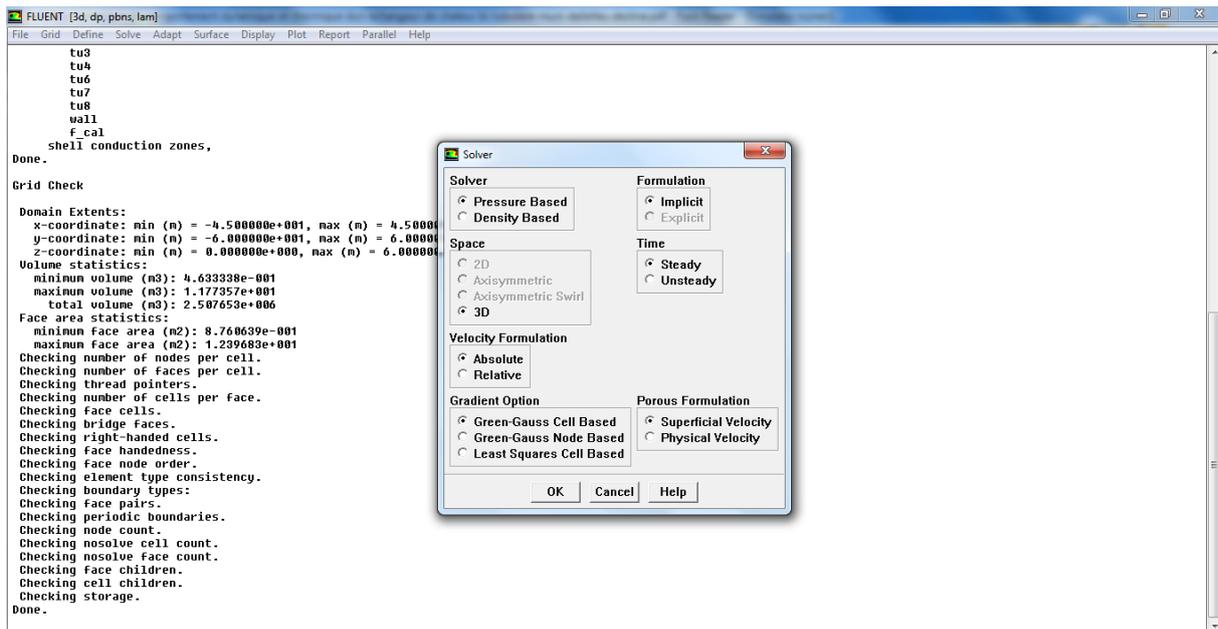


Figure III.12 : Choix du solveur sous Fluent

E. Définition de l'équation d'énergie

Define > Models > Energy

Formulation de l'équation d'énergie.

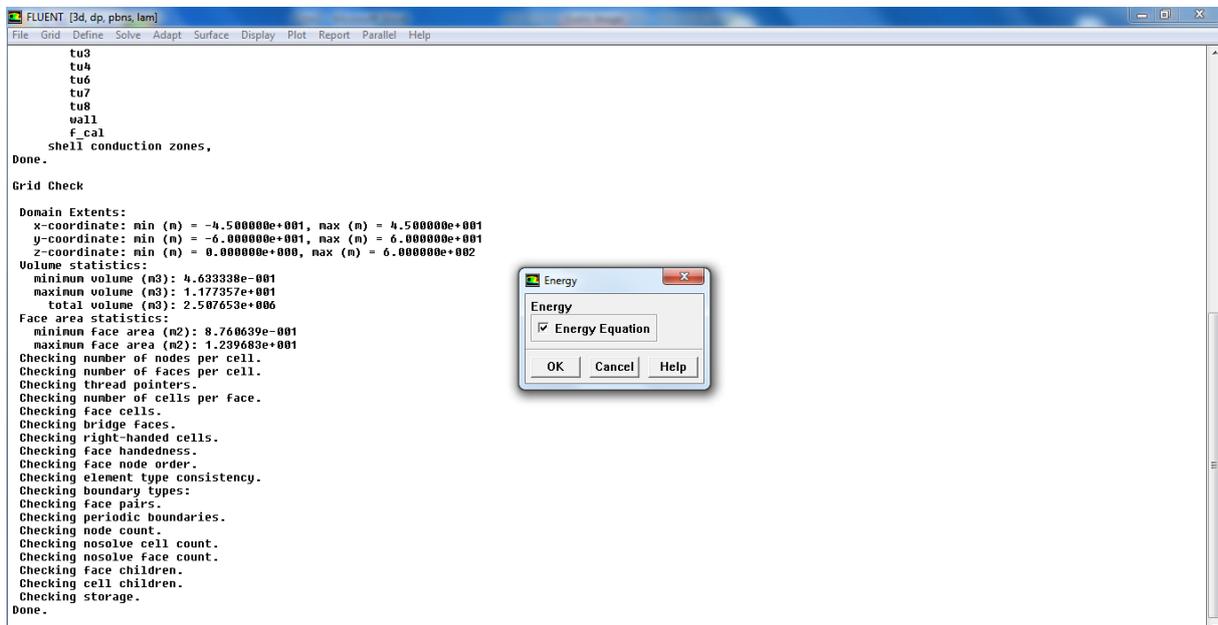


Figure III.13 : Etablir l'équation de l'énergie

F. Choix du modèle de turbulence

Define > Models > Viscous

Il ya différentes modèles de turbulence proposé par Fluent, le modèle K- ϵ Realizable est le modèle idéal pour étudier le comportement dynamique et thermique dans notre cas.

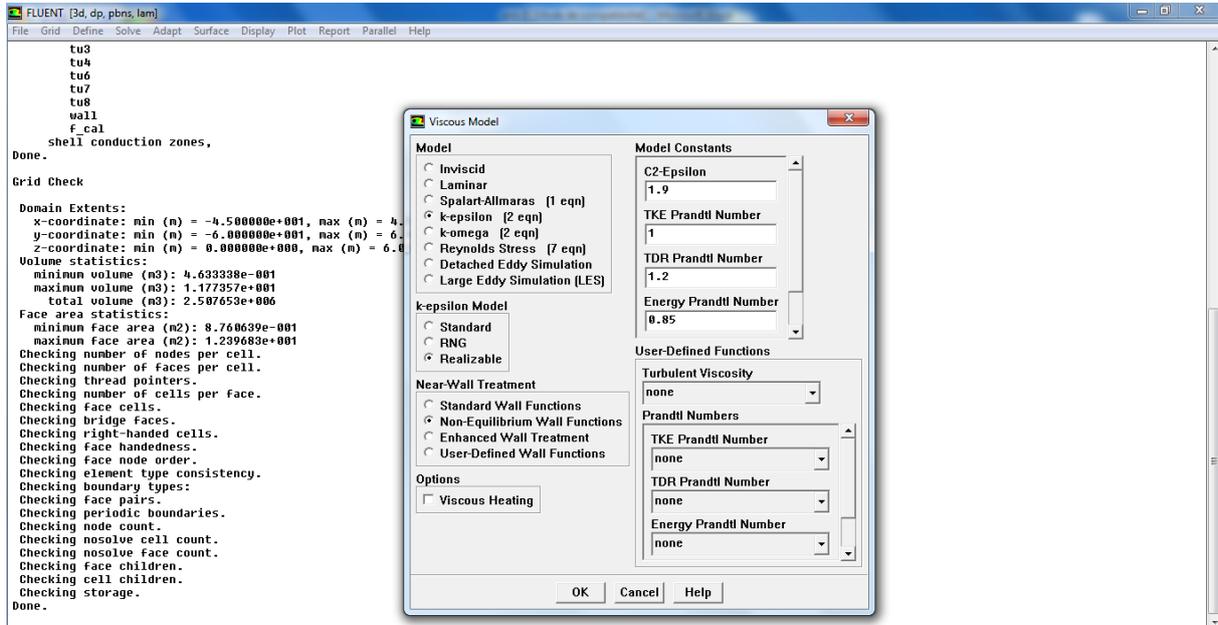


Figure III.14 : Choix du modèle de turbulence

G. Définition des caractéristiques des matériaux**Define > Materials**

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

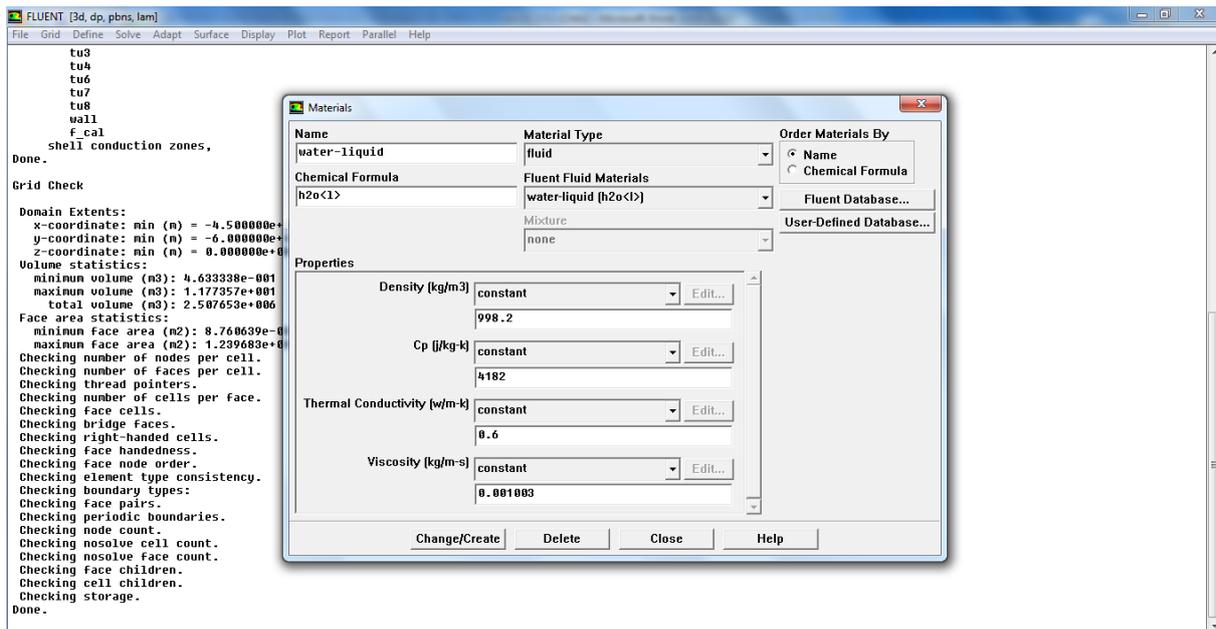


Figure III.15: Définition des propriétés des matériaux

H. Définir les conditions aux limites

Define > Boundary Conditions

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

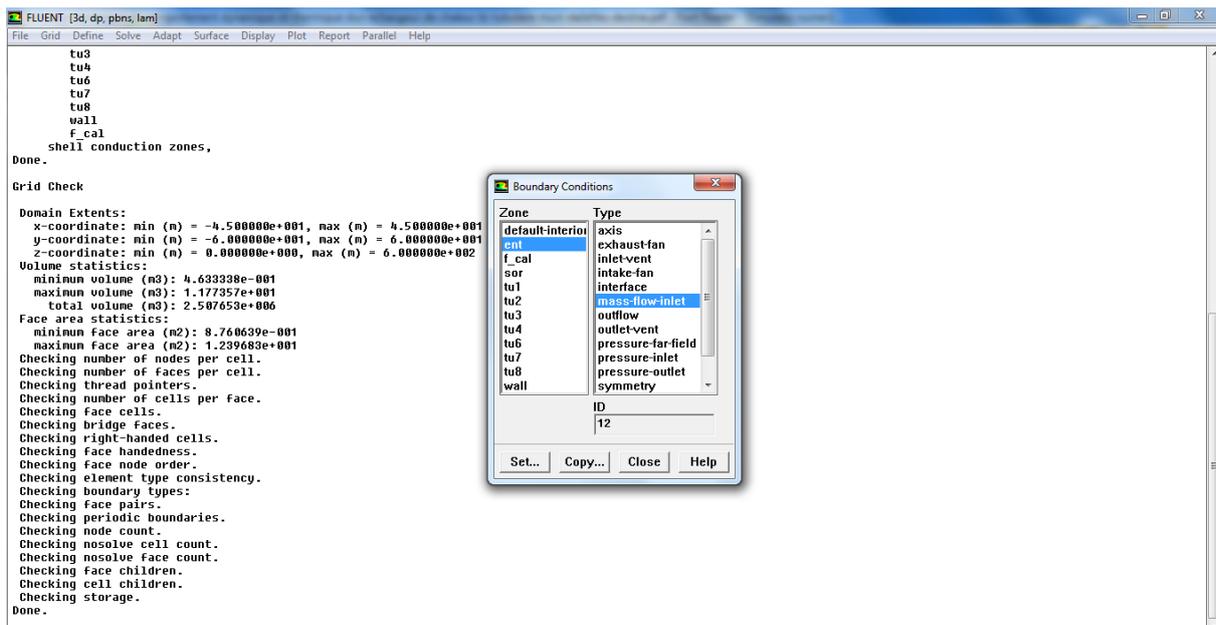


Figure III.16: Définition des conditions aux limites

I. Solution

Solve > Controls > Solution

On doit choisir les équations à résoudre, les schémas de discrétisation, les facteurs de sous relaxations, les critères de convergence et les algorithmes pour le couplage pression-vitesse.

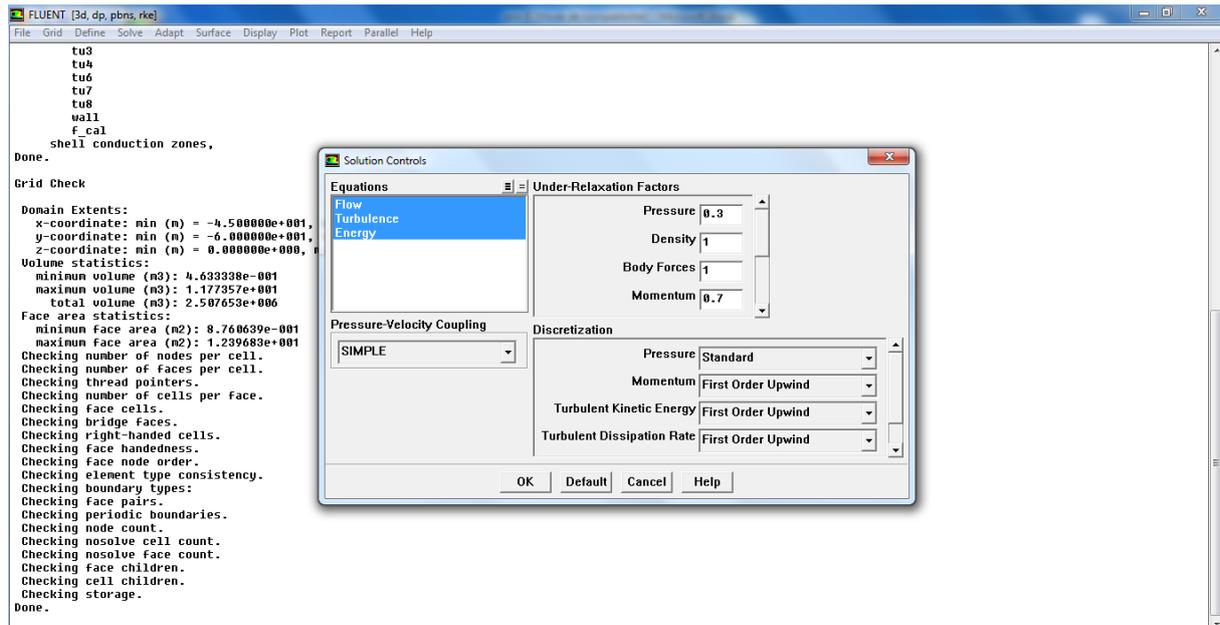


Figure III.17 : Choix de la solution

J. Lancement du calcul

Choisir le nombre des itérations pour commencer les calculs.

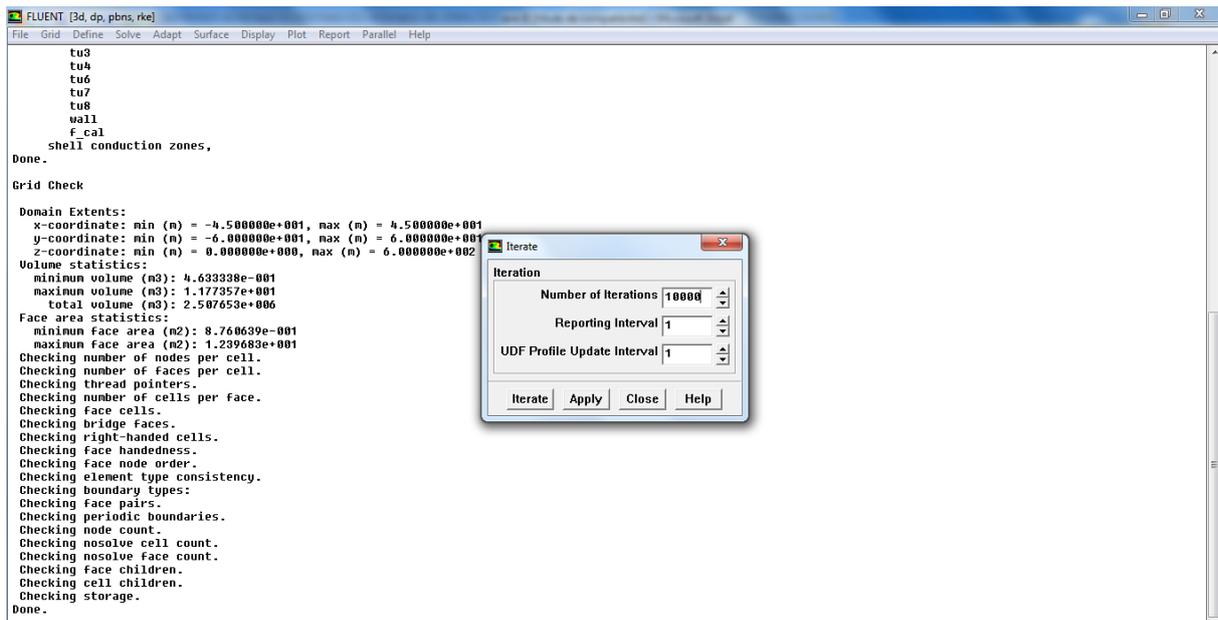


Figure III.18 : Choix du nombre des itérations

III. 4. Conclusion

Il est à présent nécessaire de modéliser numériquement notre problème, pour cela, la méthode des volumes finis a été sélectionnée pour la modélisation numérique et la résolution des équations de l'écoulement de fluide dans un échangeur de chaleur caractérise par la présence d'un nouveau design des chicanes.

On a utilisé donc le logiciel de simulation numérique CFD FLUENT pour cela il faut expliquer la façon de l'élaboration et la présentation de ce code de calcul.

Les paramètres physiques, la géométrie et les conditions aux limites appliquées ont été définies.

Chapitre IV

Résultats et interprétations

IV.1. Introduction

L'intérêt considérable d'améliorer les performances thermiques dans les échangeurs de chaleur à faisceau de tubes et calandre conduit à l'utilisation des chicanes de différentes formes qui permettent d'intensifier le transfert thermique et amélioré le coefficient de performance.

Actuellement le code numérique est un outil puissant pour prédire les performances thermo-hydrauliques dans les échangeurs de chaleur tubulaires avec un coût de calcul relativement faible, de plus, fournir des détails sur le champ de l'écoulement et de la température qui aident à analyser le mécanisme de transfert thermique.

Dans ce chapitre, nous présentons et discuteront les résultats obtenus que nous avons simulés à l'aide de logiciels FLUENT. Il s'agit d'une étude numérique du comportement dynamique et thermique d'un écoulement d'eau en convection forcée turbulente stationnaire dans un échangeur de chaleur à faisceau de tubes et calandre munie des chicanes forme aile. On déterminera en particulier les profils et les champs de vitesse et de température, ainsi que la chute de pression dans la calandre pour différents débits massiques.

Le code FLUENT a été utilisé pour simuler le transport de l'écoulement d'eau et l'évolution de la température dans l'échangeur de chaleur faisceau de tubes et calandre muni des chicanes forme aile. La configuration géométrique considérée dans le présent travail est illustrée à la figure (IV.1). (Voir chapitre 2)

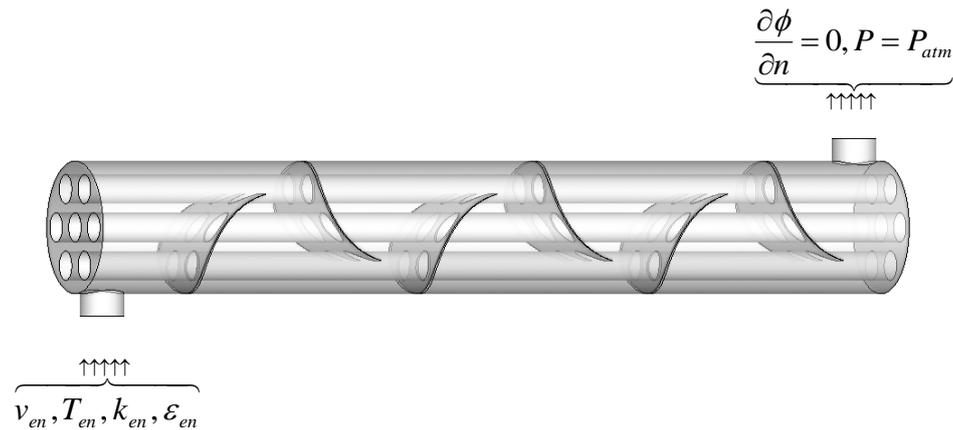


Figure IV.1 : Domaine de calcul

IV.2 Etude de sensibilité du maillage

Le choix du maillage est judicieuse cause de sa grande influence sur la solution, la précision des résultats et le temps de calcul, car l'augmentation de nombre des points de calcul tend à augmenter la précision de la solution. D'autre part, on ne peut augmenter indéfiniment le nombre de points sans être limité par la capacité de l'ordinateur, donc il s'agit d'un compromis entre la précision et le coût des calculs. Pour la satisfaction de ce but on a testé plusieurs essais afin d'assurer de l'indépendance des résultats vis-à-vis du maillage adopté.

Nous avons utilisé un maillage hexahedral tridimensionnel non uniforme pour modéliser l'écoulement de fluide dans ce problème. La figure IV.2 montre un exemple de maillage utilisé près des limites (parois) solides, en présence d'une séparation d'écoulement.

Après plusieurs essais, on trouve les seuils de finesse des grilles au-dessus desquels la solution calculée devient indépendante. Une présentation de deux paramètres l'un dynamique et l'autre thermique dans la section $y=0.06\text{m}$ et pour un nombre de Reynolds égal à 25409 est illustrée dans la figure IV.3 (a) et (b).

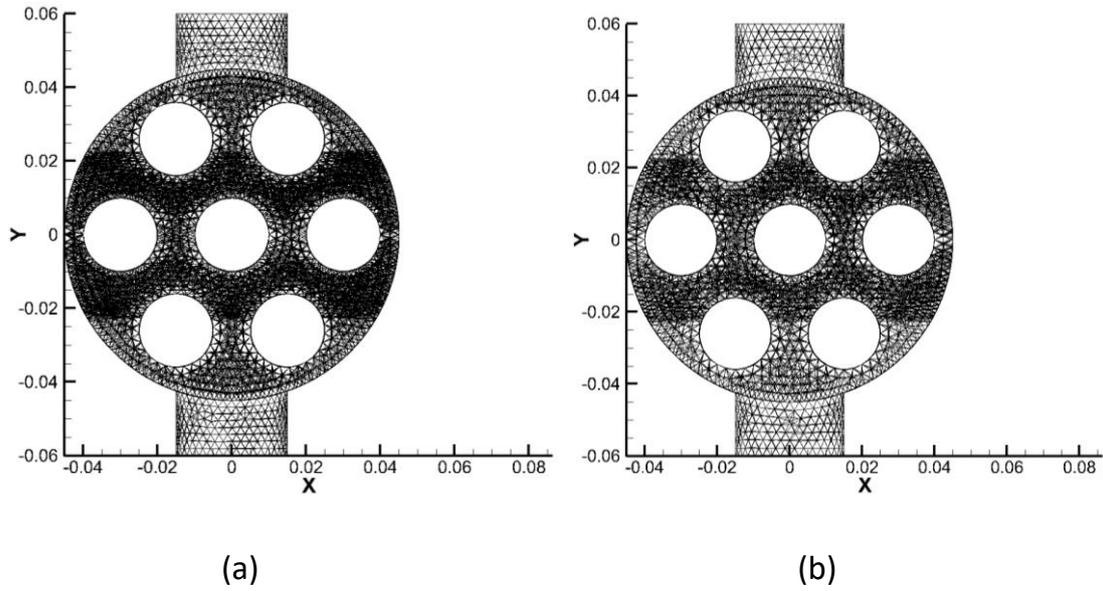
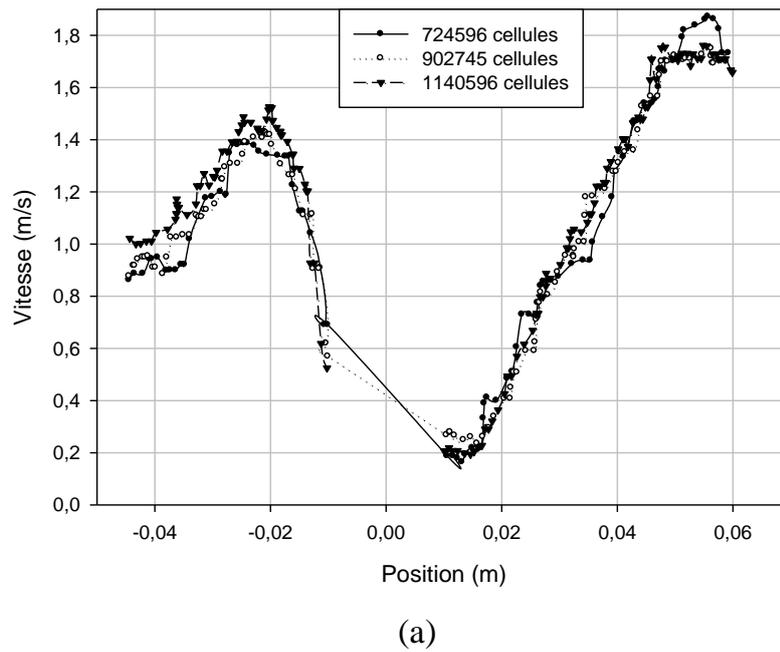
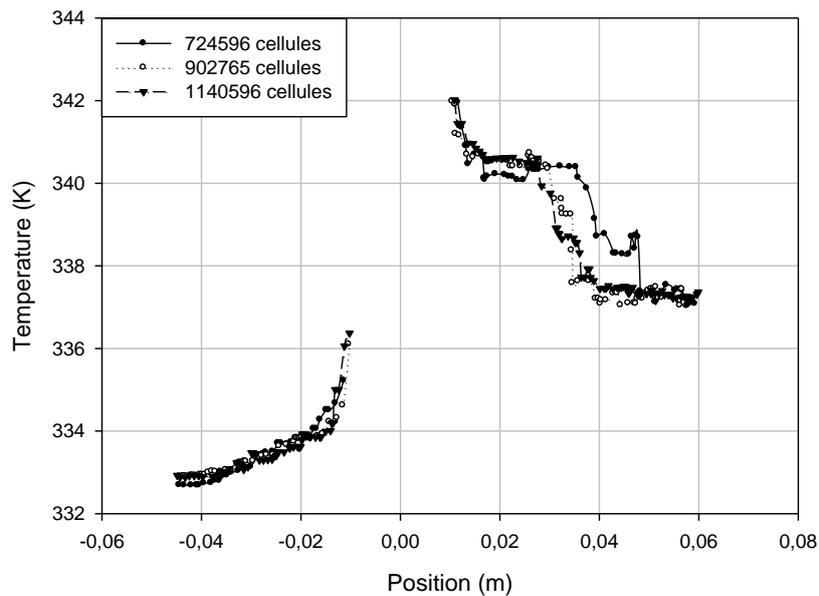


Figure IV.2 : Type de maillage utilisé, (a) 724596 cellules, (b) 902765 cellules





(b)

Figure IV.3: Test d'indépendance du maillage a) champ dynamique
b) champ thermique

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 chicanes afin de capter l'accélération du fluide en raison de la diminution de la section transversale.

Des tests numériques sur le maillage ont été réalisés par nombreuses grilles à savoir (724596) cellules, (902765) cellules et (1140596) cellules. Le choix final du nombre de cellules dépend d'une optimisation basée sur la sensibilité des résultats (vitesse et température) au maillage.

Les résultats présentés ci-dessus, montrent que la variation est très faible et ne dépasse pas 1%. L'analyse des résultats présentés montre que le choix (1140596) cellules est suffisante pour modéliser avec précision l'écoulement de fluide dans ce

type d'échangeur est obtenir une indépendance des paramètres présentés avec un temps de calcul beaucoup plus important.

IV.3 Validation du modèle

Les résultats numériques du coefficient de transfert de chaleur dans cette thèse sont comparés avec les résultats publiés par Ozden et al. [15] dans le but de valider la précision de la solution numérique considérée.

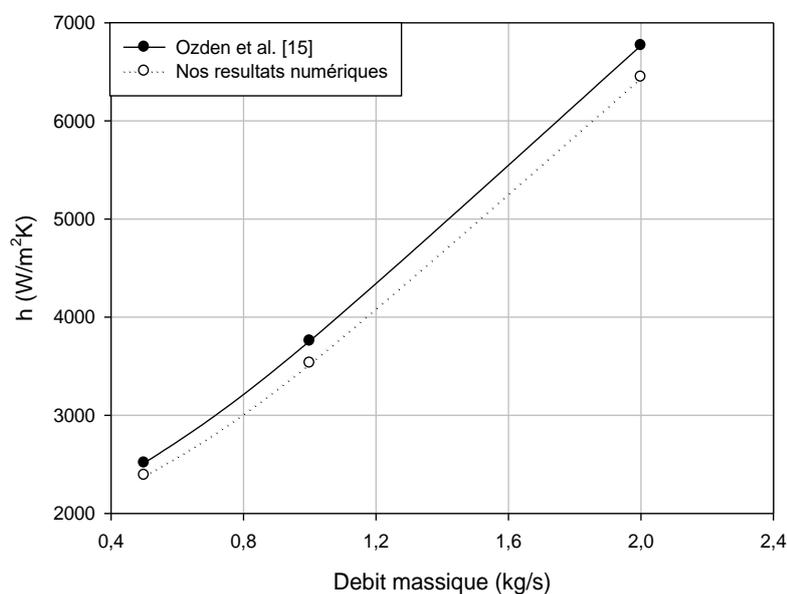


Figure IV.4 : Courbe de validation : Coefficient de transfert de chaleur (Ozden et al. [15])

La figure IV.4 montre la variation de coefficient de transfert de chaleur concernant le modèle à six chicanes transversales comparées avec les résultats publiés dans le travail d'Ozden et al. [15]. Le graphique de la **figure IV.4** indique que le résultat expérimental s'accorde bien avec le résultat numérique. Par conséquent, on peut dire que le modèle numérique actuel permet de prédire avec précision le comportement de l'écoulement dans le domaine de calcul choisi avec un écart qui ne dépasse pas 4%.

IV.4 Résultats et discussion

La configuration étudiée est un échangeur de chaleur à faisceau de tubes et calandre avec des chicanes type aile. L'eau comme fluide caloporteur pénètre par le bas de la calandre avec une température $T_o = 300$ K et un débit massique imposé de façon à assurer le phénomène de la convection forcée turbulente côté calandre.

L'impact de la nouvelle forme des chicanes sur la structure de l'écoulement d'eau dans l'échangeur de chaleur à faisceau de tubes et calandre est présenté pour les deux aspects dynamique et thermique. Les détails de ces deux comportements d'écoulement sont analysés pour comprendre et maîtriser d'utilisation de cette nouvelle chicane type aile.

IV.4.1. Étude du comportement dynamique

On se limitera dans cette partie à suivre l'évolution du profil de la vitesse et de la pression dans la zone d'écoulement côté calandre, pour différents débits massiques c.a.d différents nombres de Reynolds.

Pour étudier les effets de la nouvelle forme des chicanes « type aile » sur l'écoulement d'eau dans la calandre trois débits massiques ont été considérés. Les simulations de l'écoulement côté calandre sont adoptées pour les paramètres suivants :

Re	m[kg /s]
14659	0,5
25409	1
48655	2

Tableau IV.1 : Nombre de Reynolds correspondants aux débits massiques choisis

IV.4.1.1. Profil de vitesse longitudinale

Le contour de vitesse longitudinale du fluide est le paramètre qui a fait objet des comparaisons suivantes.

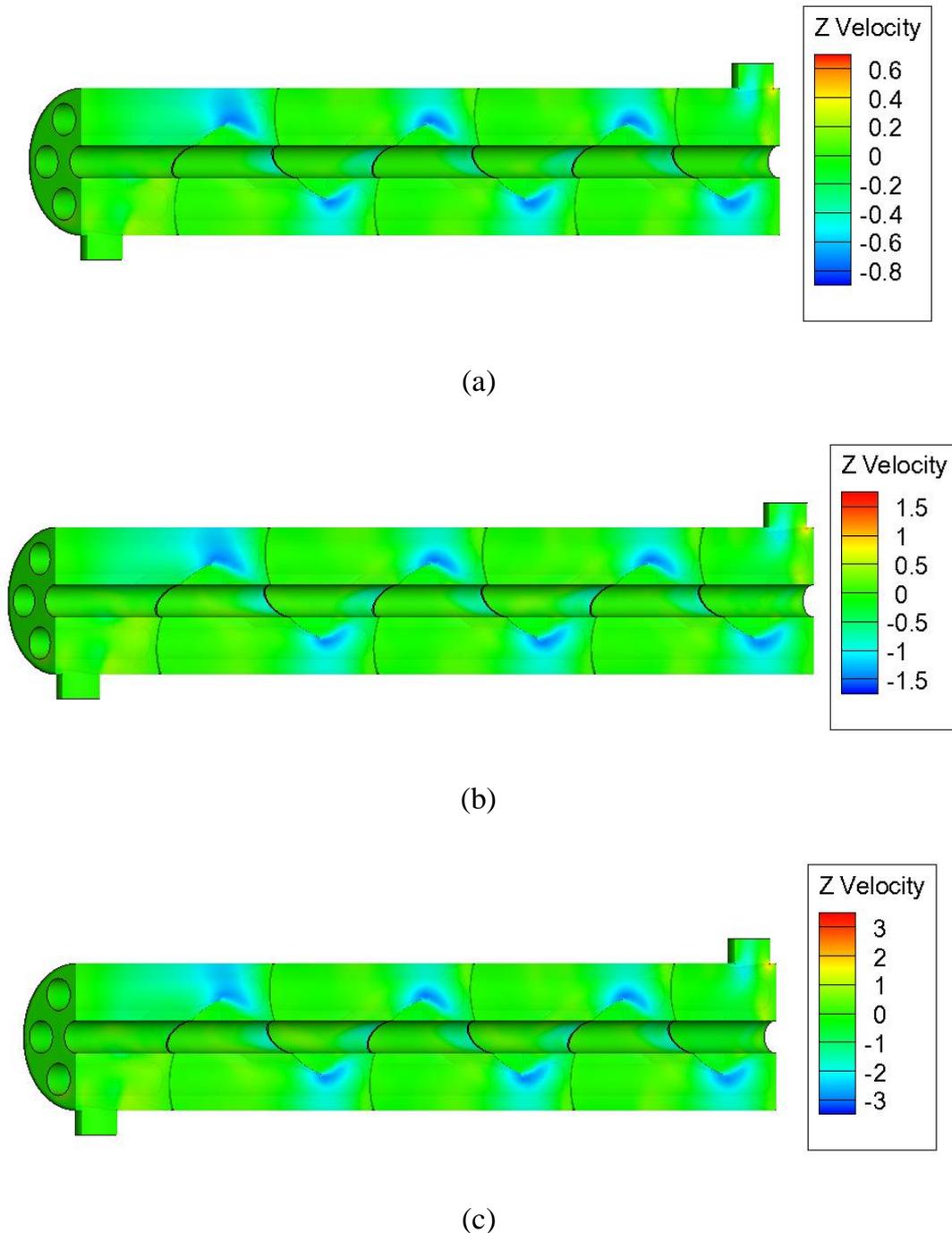


Figure IV.5 : Contour de vitesse axiale $x=0$ (a) 0.5kg/s, (b) 1kg/s, (c) 2kg/s.

Les contours de vitesse sont représentés à la section longitudinale $x=0$ côté calandre et pour les trois débits massiques $m=0.5$ kg/s, $m=1$ kg/s et $m= 2$ kg/s

respectivement. Ce qui a été observé, c'est que le fluide en contact avec la chicane d'une manière progressive part de base de la chicane jusqu'au son sommet et par la suite l'écoulement change sa direction d'une manière flexible dont il occupe tout le volume de la calandre avant la chicane. Il existe des zones à faible vitesse, situées entre le sommet de chaque chicane et sa projection sur la paroi de la calandre. Les valeurs des vitesses maximales correspondantes aux débits massiques : $m=0.5$ kg/s, $m=1$ kg/s et $m=2$ kg/s sont respectivement 0.6 m/s, 1.39 m/s, et 2.73 m/s. Une augmentation de la vitesse de l'écoulement avec l'accroissement du débit massique est constatée accompagnée par une variation du contour de vitesse dans chaque cas.

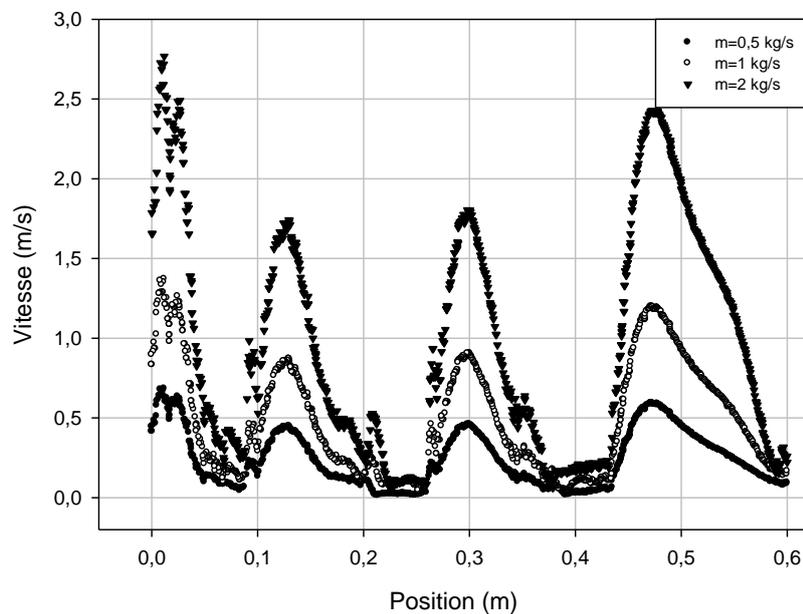


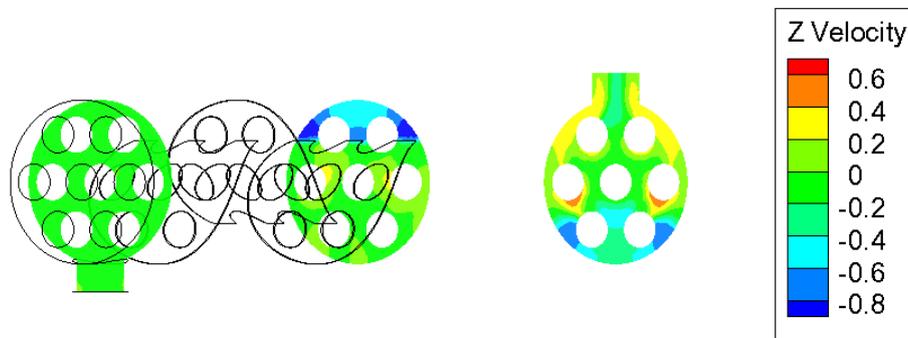
Figure IV.6 : Profil de vitesse longitudinale à la section $y=0.04$

Pour expliquer les avantages de l'utilisation des chicanes type aile dans ce type d'échangeur, la distribution de la vitesse le long de l'échangeur à la section $y=0.04$ m est illustrée sur la figure IV.6 pour les trois débits massiques. Comme le montre cette dernière, l'augmentation de débit massique dans la calandre provoque une augmentation de la vitesse de fluide. On observe aussi que le fluide s'écoule le long de la calandre en situation périodique en raison de la présence des chicanes type aile. La vitesse commence à augmenter à partir de l'entrée dans la calandre jusqu'à la chicane. Cette vitesse est convertie en composants angulaires en raison de la forme de la

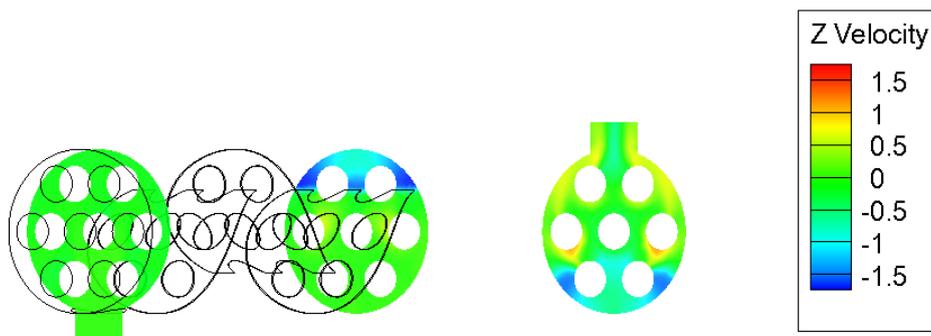
chicane ensuite diminue brusquement juste après la chicane. A la sortie de la calandre la vitesse augmentée en raison de la décontraction de fluide.

IV.4.1.2. Contours de vitesse transversale

Les contours de la vitesse dans les sections $z=0.02\text{m}$ et $z=0.58\text{m}$ sont présentés dans la figure IV.7 pour les trois débits étudiés. La structure d'écoulement semble désorganisée où l'écoulement principal se divise en deux débits secondaires après la collision avec le tube central puis dévié vers les tubes latéraux. La vitesse élevée est localisée en particulier entre les deux tubes inférieurs près de l'entrée.



(a)



(b)

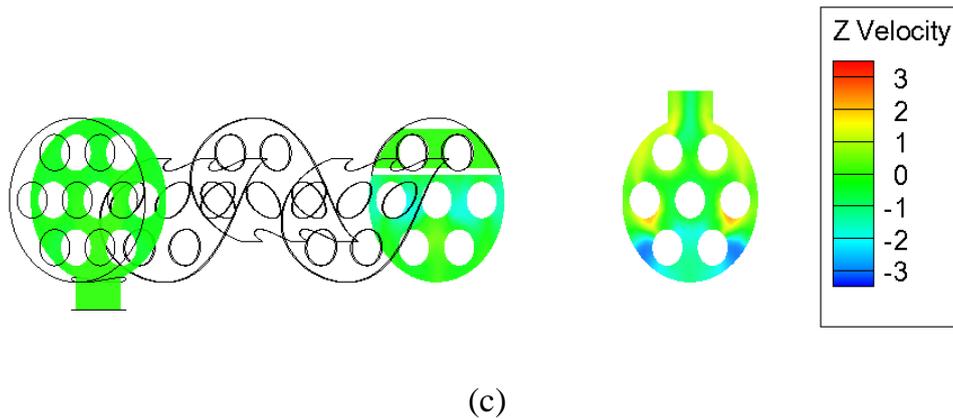


Figure IV.7: Contour de vitesse $z=0.02$ m, $z=0.3$ m, $z=0.58$ m

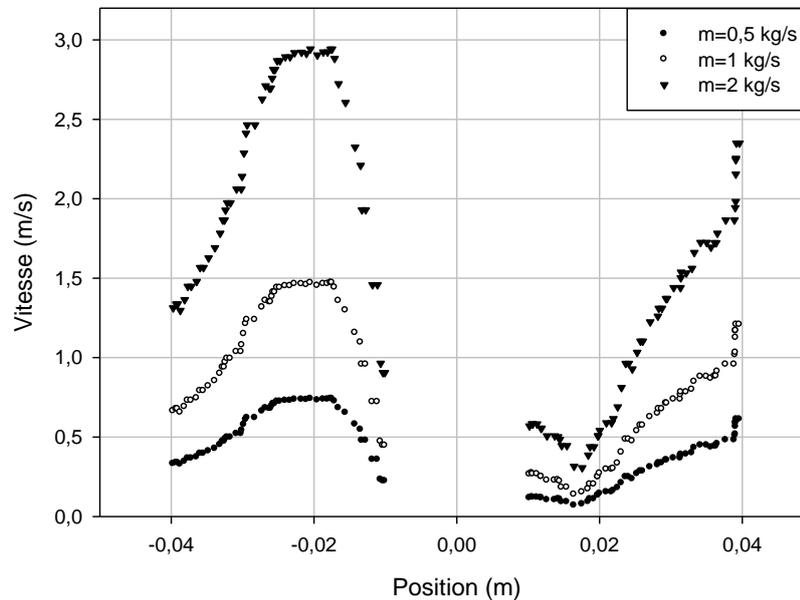


Figure IV.8 : Profile de vitesse dans la section $z=0.02$ m

La compréhension de l'effet de chaque débit massique sur la vitesse d'écoulement peut être quantifiée en traçant les profils transversaux de vitesse dans la calandre. Une présentation de la distribution de la vitesse dans la section $z=0.02$ m pour les trois débits massiques sont illustrée dans la figure IV.8. On constate qu'il y a une augmentation du gradient de vitesse avec l'augmentation de débit massique. Le gradient de vitesse au-dessous du tube central attendre des valeurs très important que dessus de ceci. La vitesse d'écoulement de fluide dans la calandre augmente avec 6 %, de 10% et de 12% par rapport à la vitesse initiale correspondants aux débits massiques

0.5kg/s, 1kg/s, 2kg/s. On remarque clairement une forte déformation du champ d'écoulement proche de tube central, les profils de vitesse se diminuent en reprochant de tube et commence à s'accélérer dès qu'éloigner de ceci alors que la valeur maximale et constatée entre les deux tubes supérieurs est inférieure à cause de la contraction de fluide.

IV.4.1.3. Coefficient de frottement

Du point de vue forme de chicane, il est intéressant d'étudier l'influence des nombres de Reynolds sur la variation du coefficient du frottement (coefficient de friction moyen).

Le coefficient de frottement est associé au déplacement du fluide dans la calandre, ce facteur dépend de la vitesse relative du fluide, de la géométrie de la chicane et de sa surface de contact avec le fluide.

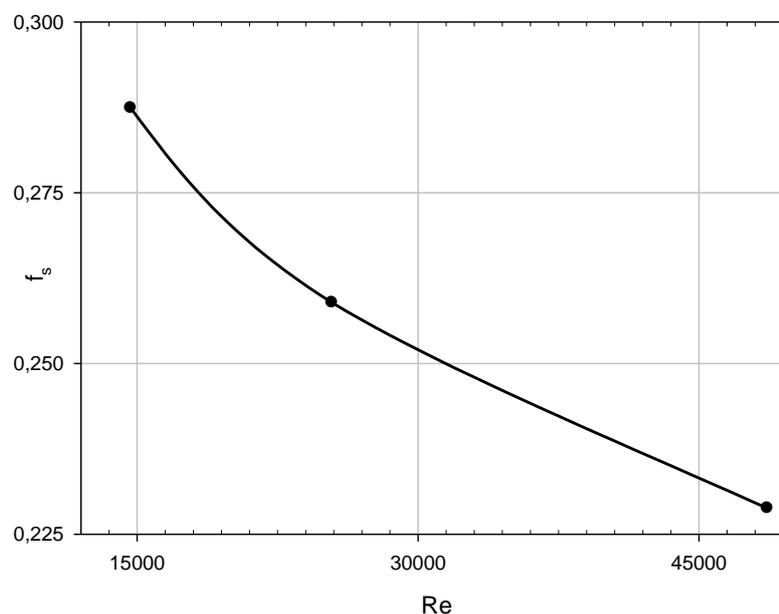


Figure IV.9 : Coefficient moyen de frottement ($z=0.02$ m)

La figure IV.9 montre la variation du coefficient de frottement dans la calandre pour les trois cas étudiés. On constate que les faibles valeurs du coefficient de frottement correspondent à des valeurs très élevées du nombre de Reynolds donc une

diminution de coefficient de frottement à cause de l'augmentation de débit massique. La forme de la chicane a la possibilité de transformer la composante longitudinale de la vitesse de l'écoulement en composante angulaire qui démunie les frottements.

IV.4.1.4. La chute de pression

La perte de charge est un paramètre très important dans la conception de l'échangeur de chaleur à faisceau et calandre car le coût de pompage dépend directement de la perte de charge. La chute de pression côté calandre (figure IV.10) augmente avec l'augmentation de la vitesse du fluide par suite le nombre de Reynolds, et les résultats ont indiqué après une comparaison aux différents débits $m=0.5$ kg/s, $m=1$ kg/s, $m=2$ kg/s que la perte de charge dans la calandre est augmentée d'environ de 70.82% et 90.84 %. Pour tous les cas présentés dans le tableau 4, la chute de pression est plus faible dans les calculs analytiques et a une erreur moyenne d'environ 1.09%.

Débit (Kg/s)	ΔP (Pa)		Erreur relative %
	<i>CFD</i>	<i>Analytique</i>	
0.5	1399.54	1176.11	1.19
1	4460.43	4238	1.05
2	15286.8	14980.79	1.02

Tableau IV.2 : La chute de pression

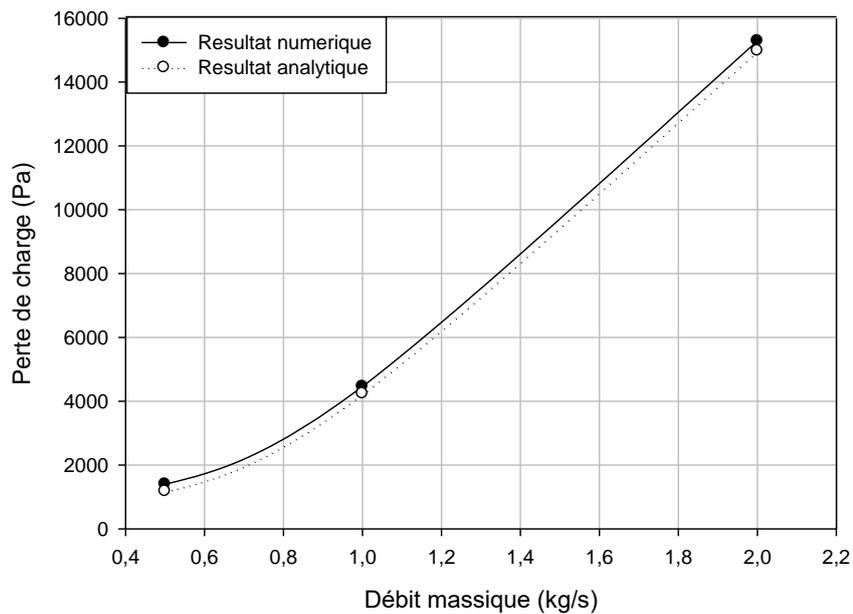


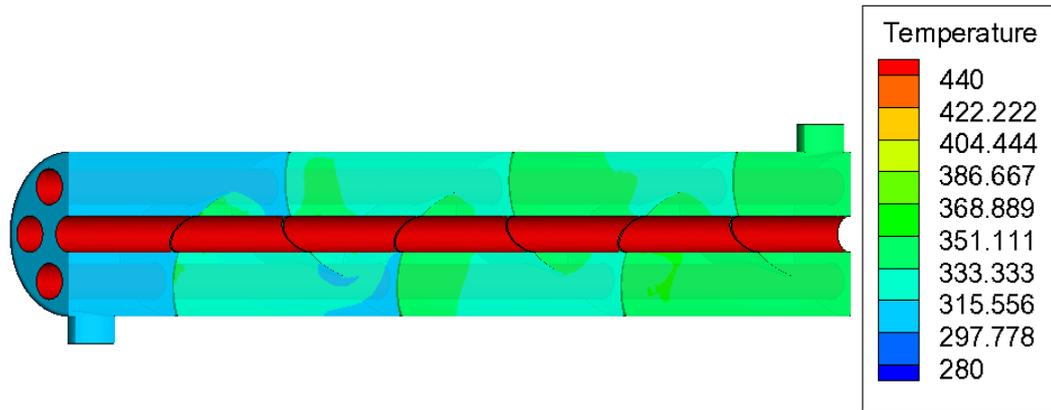
Figure IV.10: Chute de pression dans la calandre

L'augmentation du nombre de Reynolds entraine une accélération de l'écoulement et causera une augmentation de la vitesse d'eau, d'où la longueur des zones de recirculation est proportionnelle à l'augmentation du nombre de Reynolds. L'écoulement du fluide dans la calandre touche progressivement le faisceau de tubes est change sa direction à cause de la forme de la chicane.

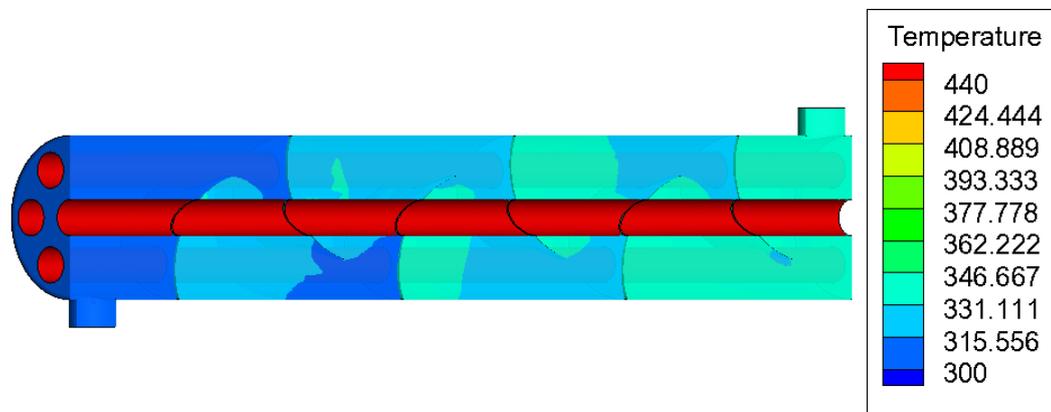
IV.4.2. Étude du comportement thermique

IV.4.2.1. Profil de température longitudinale

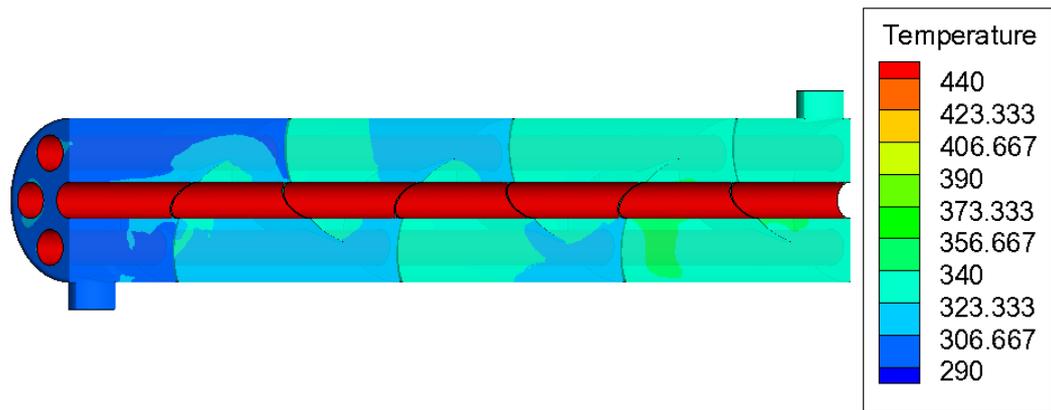
Dans cette section, les effets de la forme géométrique des chicanes sur les contours de température longitudinale dans la calandre et présentés pour les trois débits massiques.



(a)



(b)



(c)

Figure IV.11 : Contours de température $x=0$ (a) $m= 0.5\text{kg/s}$, (b) $m=1\text{kg/s}$, (c) $m=2\text{kg/s}$.

Les contours de température longitudinale nous ont donné une idée sur le flux de chaleur le long de la calandre. Trois différents débits massiques présentent trois distributions de la température dans l'échangeur.

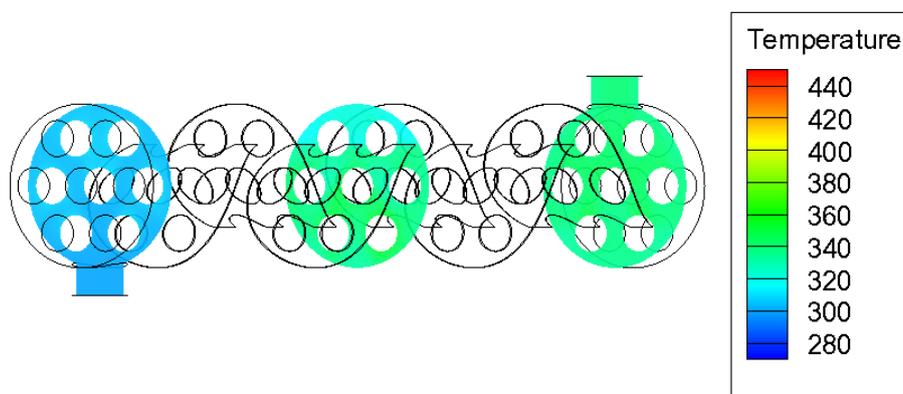
Zone	Frontière	T _{moy} (K)		
		0.5	1	2
1	Entrée-2 ^{ème} chicane	305.9	305.52	305.38
2	(1 ^{er} -4 ^{ème}) chicane	327.07	324.42	322.86
3	(3 ^{ème} -6 ^{ème}) chicane	337.12	334.15	330.15
4	5 ^{ème} chicane-Sortie	340.3	336.33	334.74

Tableau IV.3 : distribution température moyenne dans la calandre

La distribution température dans la calandre montre l'existence de quatre zones. Les températures moyennes identiques diminuent avec l'augmentation de débit massique. Les zones chaudes sont localement concentrées après chaque chicane car le fluide se trouve de nouveau en contact avec les tubes avec une faible vitesse. La température du fluide augmente d'une façon délectable d'une zone à une autre. On peut dire que la forme de chicane type aile évite l'augmentation brusque de la température.

IV.4.2.2. Distribution de température transversale

Les profils de température totale sont présentés à différentes sections transversales de la calandre pour les trois cas.



(a)

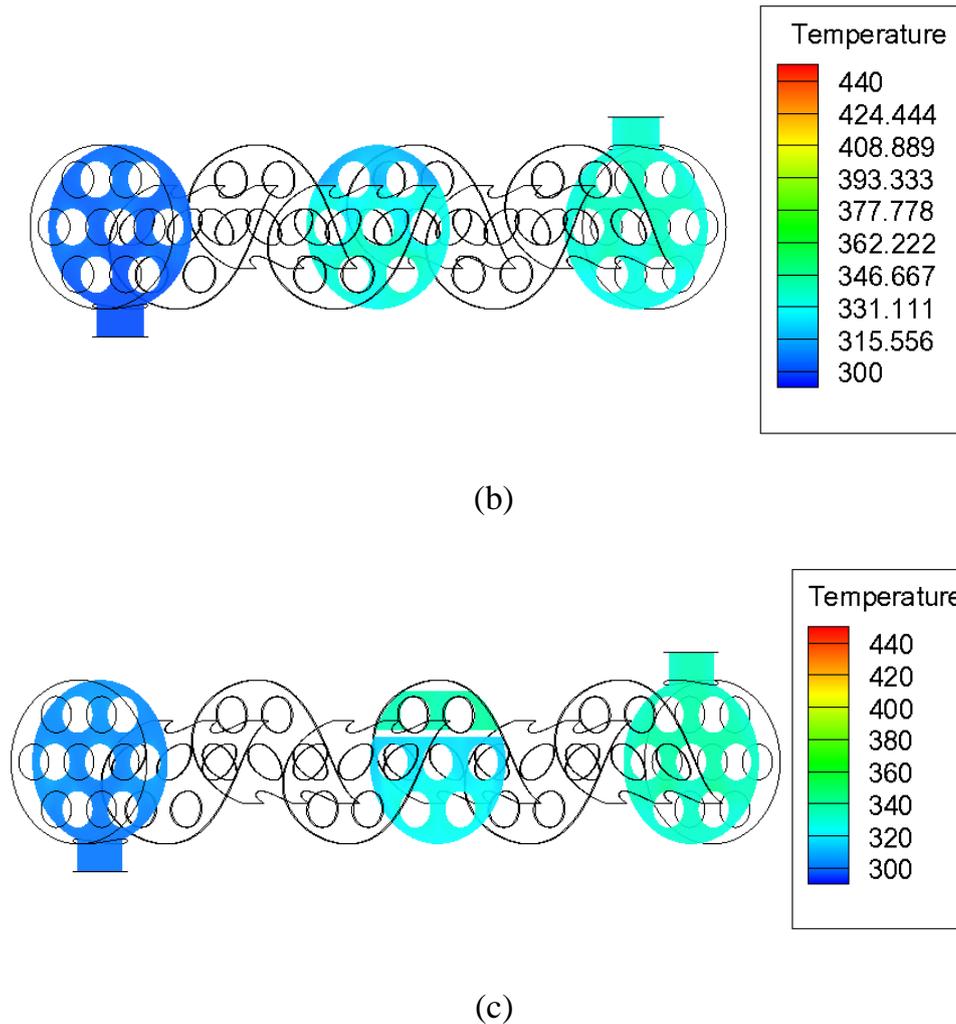


Figure IV.12 : Contour de température $z= 0.58$ m, $z= 0.3$ m, $z= 0.02$ m pour (a) $m= 0.5\text{kg/s}$, (b) $m= 1\text{kg/s}$, (c) $m= 2\text{kg/s}$.

Les variations de température du fluide dans la calandre pour les trois débits massiques $m= 0.5$ kg/s, $m=1$ kg/s et $m= 2$ kg/s pour les deux sections $z=0.58$, $z=0.02$ sont mentionnées dans la figure IV.12. On constate que les sections d'entrée dans les trois cas semblables car le fluide coupe les tubes et commence à recevoir la chaleur. Les variations des contours de température sont remarquables dans la section de sortie et les valeurs très importantes avec faible débit.

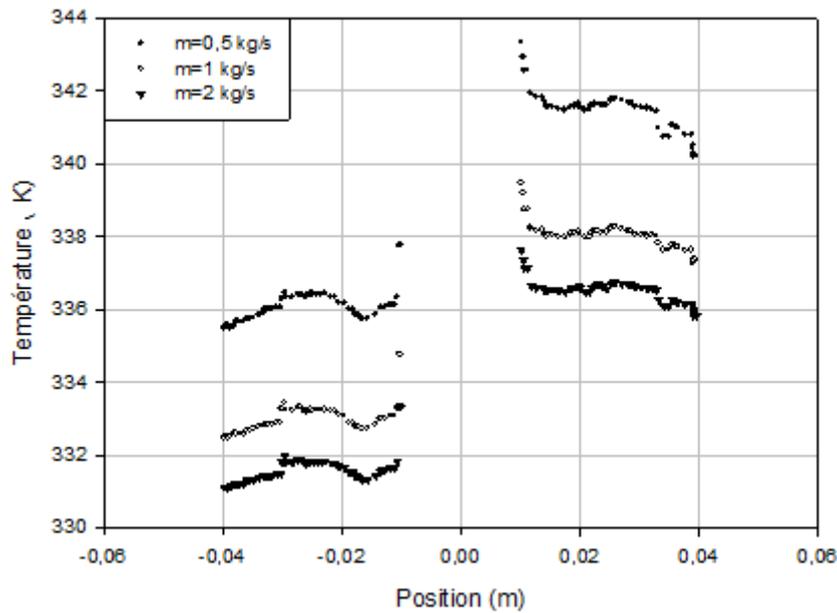


Figure IV.13 : Profil de température $z= 0.02$ m

Pour les trois débits massiques, la température plus élevée est située près du tube central et entre les deux tubes supérieurs et inférieurs. La température moyenne pour le débit massique 0.5 kg/s au-dessus du tube central est de l'ordre de 341.5K, et la température moyenne pour les débits massiques 1 kg/s et 2 kg/s pour la même région sont de 338 K et 336.8 K successivement.

IV.4.2.3. La température de sortie

La variation de la température de sortie dans la calandre en fonction des trois débits massiques utilisés dans l'échangeur de chaleur est présentée dans le tableau ci-dessous.

m (kg /s)	T (K)
0.5	345.42
1	335.81
2	332.74

Tableau IV.4 : Température de sortie du fluide

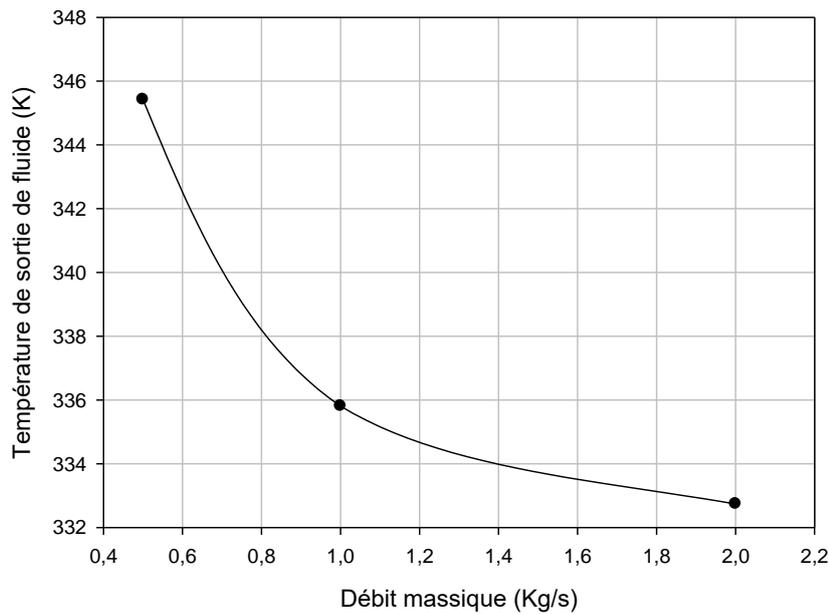


Figure IV.14: La température de sortie du fluide

La figure IV.14 illustre la variation de la température par rapport aux différents débits massiques $m= 0.5$ kg/s, $m=1$ kg/s et $m=2$ kg/s. La température continue à diminuer en fonction de l'augmentation de débit massique car le temps de séjour et le contact entre le fluide et les tubes seront réduits et par voie de conséquence provoque une diminution de la température.

IV.4.2.4. Le coefficient d'échange thermique moyen par convection de l'eau

Une comparaison du coefficient d'échange thermique par convection entre l'étude numérique et analytique (selon la méthode de Kern [83]) est présentée dans la figure IV.15. L'erreur entre les calculs numériques et analytiques atteindra une moyenne de 1.24%.

Débit (Kg/s)	h (W/m ² K)		Erreur relative %
	<i>CFD</i>	<i>Analytique</i>	
0.5	2155	2131.73	1.07
1	3039.2	2990.45	1.6
2	4377.64	4331.74	1.05

Tableau IV.5 : Coefficient d'échange thermique moyen par convection

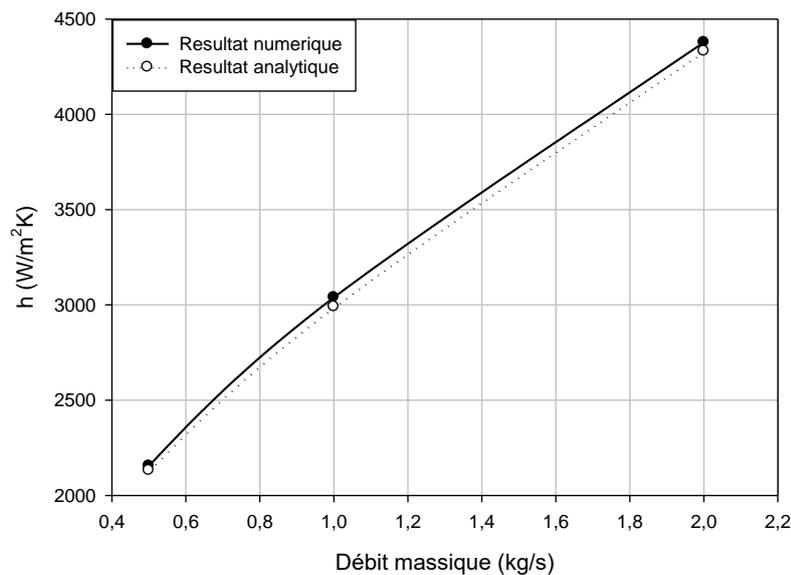


Figure IV.15: Le coefficient d'échange thermique moyen par convection de l'eau

Le coefficient de transfert de chaleur entre les parois des tubes et l'eau augmente de 30.56% et 50.76% avec l'augmentation du débit massique. L'utilisation des grands débits dans la calandre aide à intensifier les perturbations turbulentes à proximité des parois des tubes, ce qui engendre par voie de conséquence un agrandissement dans le coefficient d'échange thermique par convection.

IV.4.2.5. La puissance thermique échangée

Une comparaison de la quantité de chaleur totale par unité de temps échangée entre les tubes et le fluide circulant dans la calandre pour les trois débits massiques est représentée dans la figure IV.16. Cette puissance thermique transférée est proportionnelle à la vitesse de l'écoulement dans la calandre. Autrement dit, lorsque le débit massique augmente de $m = 0.5$ kg/s à $m = 2$ kg/s la quantité de chaleur transférée augmente de 44.25 % à 64.55%-respectivement.

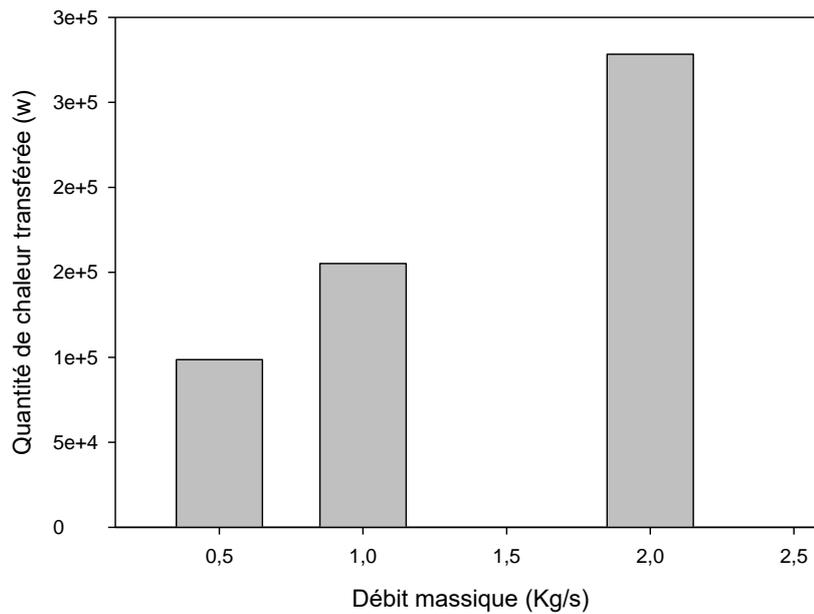


Figure IV.16 : Puissance thermique échangée pour différents débits.

IV.4.3. Facteur de performance globale

Les résultats exposés dans la figure IV.17 présentent le facteur des performances globales de l'échangeur en question en fonction du débit massique de l'eau. Ce facteur est un paramètre thermo-hydraulique très important pour une évaluation complète des performances car il tient compte à la fois le coefficient de transfert de chaleur et la perte de charge. Ce facteur est évalué par le rapport entre le coefficient de transfert de chaleur et la perte de charge. En général, le facteur d'amélioration thermique a tendance à augmenter lorsque le nombre de Reynolds croît. Dans tous les cas, ces facteurs d'amélioration sont tous supérieurs à l'unité, pour tous les débits massiques; ils varient entre 1.55 et 1.80 selon les formes géométriques des chicanes et selon le nombre de Reynolds.

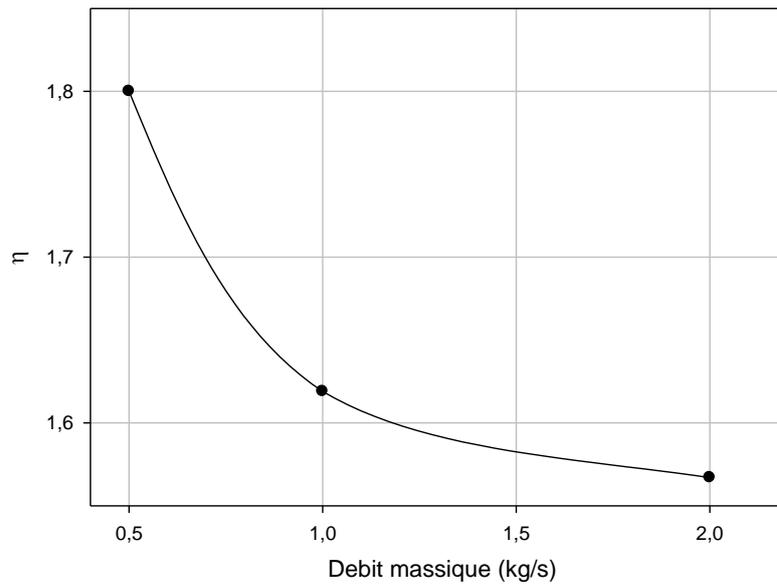


Figure IV.17: Coefficient des performances globales

Lorsque le débit massique augmente, le facteur des performances continue à décroître de 11,95% à 11,1% à mesure que le temps de contact tube-fluide diminue, et en raison aussi que le coefficient d'échange thermique par convection est moins élevé par rapport au chute de pression. La chute de pression domine le coefficient de transfert thermique est réduit le facteur des performances globales.

IV.4.4. Performance de la nouvelle forme des chicanes

Afin de vérifier et les performances de cette nouvelle forme il est très utile de comparer avec une autre configuration conventionnelle pour des grandeurs afin de présenter leur efficacité.

IV.4.4.1. Chute de pression

La chute de pression est un paramètre notable dans les écoulements des fluides à travers les échangeurs de chaleur à faisceaux de tubes et calandre. La comparaison de ce paramètre pour les deux formes aile et transversales doit être prise en considération.

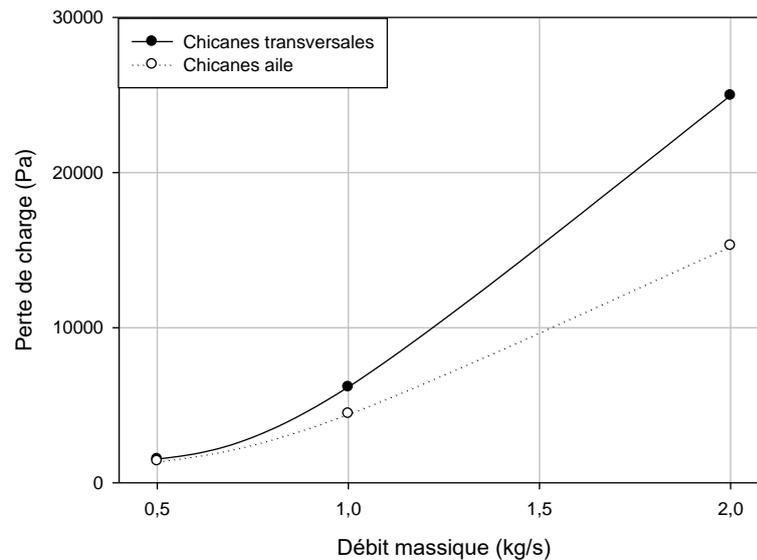


Figure IV.18 : Comparaison de chute de pression pour les deux formes des chicanes.

La dépendance perte de charge côté calandre et débit massique est illustrée dans la figure IV.18. Les résultats indiquent que la perte de charge de l'échangeur de chaleur à chicanes transversales est beaucoup plus importante par rapport à celle avec des chicanes type aile. Cette différence de pression peut être évaluée dans notre cas par les pourcentages suivants concernant les chicanes transversales : 11.67%, 18.53% et 11.5% par rapport aux chicanes type aile pour les trois débits massiques 0.5 kg/s, 1 kg/s, 2 kg/s. Donc on peut confirmer que, les chicanes modifient la direction de l'écoulement de fluide côté calandre et transforment la composante longitudinale de l'écoulement en une composante angulaire et provoquent des dissipations substantielles de l'énergie mécanique.

IV.4.4.2. Nombre de Nusselt

Le nombre de *Nusselt* caractérise le transfert de chaleur dans les échangeurs de chaleur et leur évaluation devient une exigence.

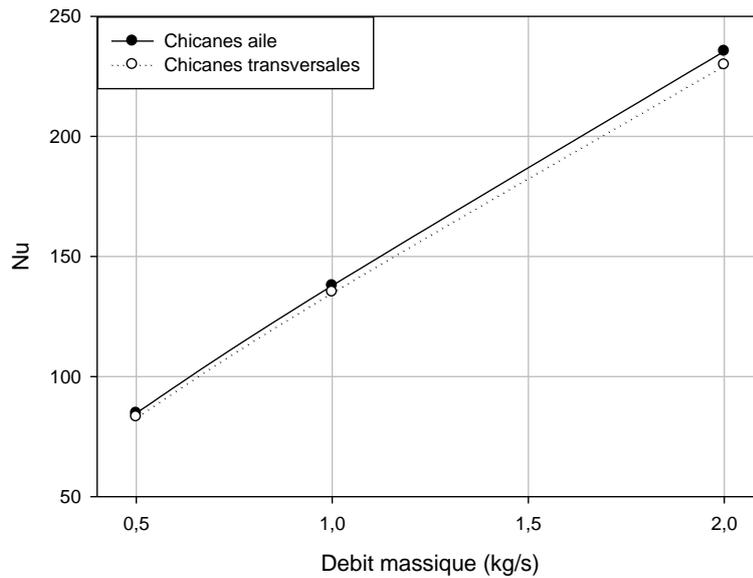


Figure IV.19 : Comparaison des deux formes des chicanes dans l'ordre de nombre de *Nusselt*

Le nombre de *Nusselt* pour les trois débits massiques dans les deux échangeurs de chaleur est présenté dans la figure IV.19. Il est visible que le nombre de *Nusselt* dans l'échangeur de chaleur avec des chicanes aile est supérieur de 1.79 %, 1.9% et 2.39% à celui des chicanes transversales. La vitesse du fluide de l'échangeur de chaleur avec des chicanes transversales est beaucoup plus faible que celle des chicanes aile, ce qui entraîne une augmentation significative du nombre de *Nusselt*.

IV.4.4.3. Puissance de pompage

C'est la puissance hydraulique transmise au fluide lors de son passage à travers la pompe, caractérisé par le débit de fonctionnement et la chute de pression.

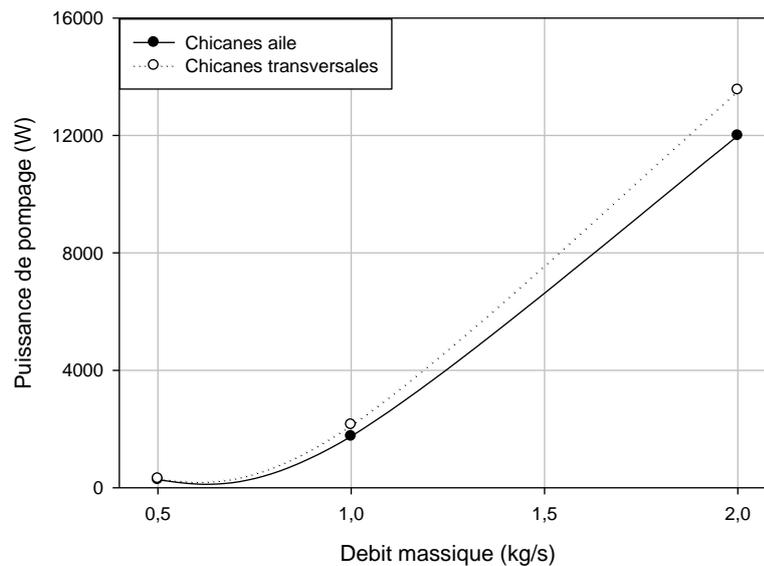


Figure IV.20 : Comparaison des deux formes des chicanes dans l'ordre de puissance de pompage

Une présentation de la puissance de pompage utilisé dans les deux échangeurs de chaleur pour les différents débits massiques illustré dans la figure (IV.20).

La puissance de pompage utile dans l'échangeur de chaleur avec des chicanes aile est inférieure d'environ 11.64 %, 18.53 % à 11.49 % à celle de l'échangeur de chaleur avec des chicanes transversales pour les trois débits massiques 0.5 kg/s, 1 kg/s, 2 kg/s. Dans l'échangeur de chaleur avec des chicanes aile le fluide change sa direction d'une manière souple par la suite conservée l'énergie cinétique et abaissée la puissance fournit au système.

IV.4.5. Echangeur de chaleur avec des chicanes a deux sections

La figure (IV.21) illustre schématiquement la configuration de l'échangeur de chaleur avec deux chicanes. La géométrie contient 7 tubes d'un diamètre de 20 mm, avec un pas de 30 mm, deux chicanes chaque une compose de deux sections ($\alpha = 90^\circ$) sont installées en alternance sur le côté de la calandre avec un espacement de 200 mm.

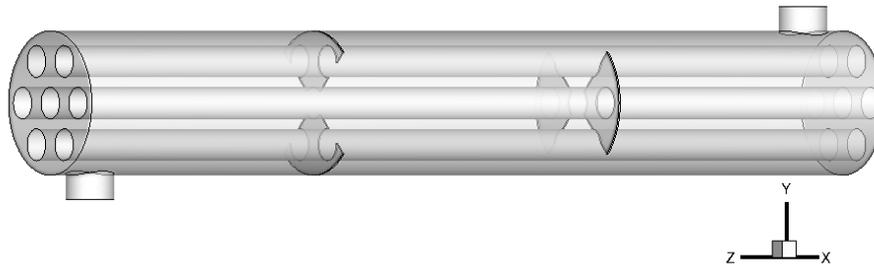


Figure IV.21 : Géométrie du problème

L'impact des chicanes a deux sections sur la structure de l'écoulement d'eau dans l'échangeur de chaleur faisceaux et calandre est présenté pour les deux aspects dynamique et thermique.

Pour la simulation réalisée dans cette partie, nous avons adopté les paramètres suivants, la valeur du nombre de Reynolds $Re = 8939$, $m = 1 \text{ kg /s}$

IV.4.5.1. Etude de champ dynamique

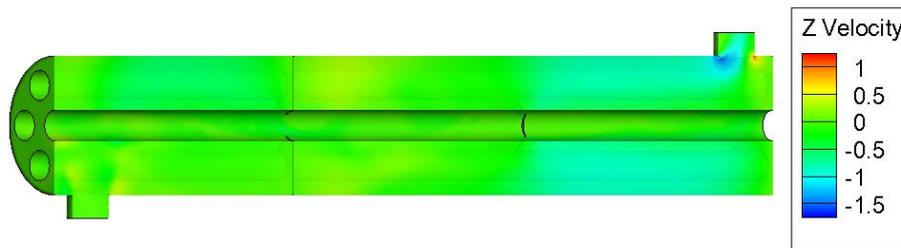


Figure IV.22 : Contour de vitesse $x=0$

Le champ de vitesse dans la section longitudinale médiane ($x=0$) présentée dans la figure (IV.22).

On voit que la vitesse du fluide dans la calandre devient relativement compliquée et varie irrégulièrement. Dans plus de détails quand le fluide passe d'une chicane, il est d'abord accéléré rapidement puis circulé à travers les brèches avec une grande vitesse. Cette configuration d'écoulement est provoquée par les variations périodiques de la surface d'écoulement qui est induit par la disposition des chicanes.

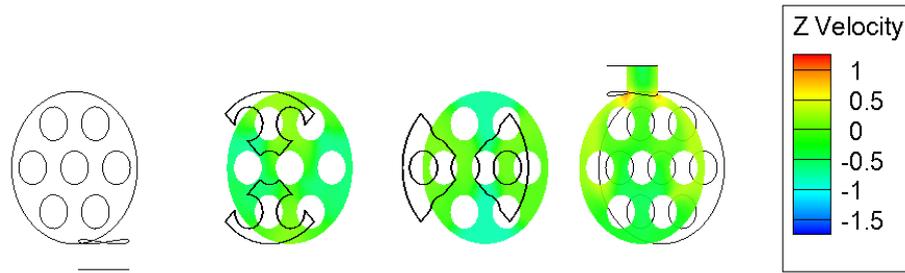


Figure IV.23 : Contours de la vitesse au niveau des sections choisies : $z=0.22$, $z=0.42$, $z=0.58$

La figure (IV.23) présente le champ de vitesse transversale dans la calandre. On voit clairement que la vitesse est parfaitement irrégulière le long de calandre est le fluide affecté par la forme de chicane, par conséquent, une augmentation de la vitesse après les deux chicanes au voisinage des tubes.

La vitesse plus élevée située entre les deux sections de chicane et les tubes. L'amplitude de la vitesse du fluide dans la calandre change périodiquement autour du tube central de l'échangeur de chaleur.

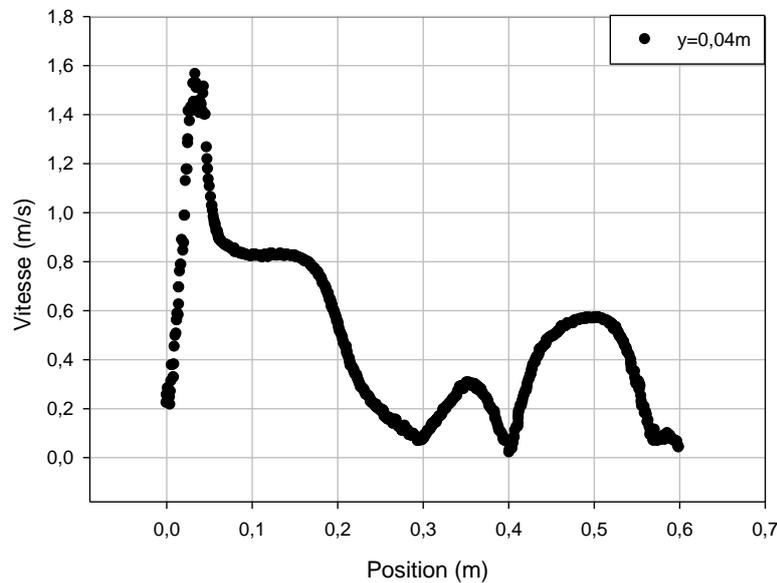


Figure IV.24 : Distribution de la vitesse axiale pour $y=0,04$

Dans cette figure une présentation du profile de vitesse du fluide dans la section longitudinale ($y=0,04$ m).

La vitesse maximale dans la calandre ce produit aux brèches des chicanes et à la proximité des tubes.

Les chicanes produisent des zones de recirculations de fluide traduit par un décroissement de la vitesse de l'écoulement. La vitesse de fluide avant la chicane est nettement élevée surtout dans la partie supérieure de la calandre et aboutir 0.54m /s. Après le passage de chicane ($z=0.35$ m), le fluide se dilate soudainement et la vitesse diminue progressivement, la plus grande valeur est 0.3 m/s, de plus, on remarque que juste derrière la chicane, une zone de recirculation est générée, où l'amplitude de la vitesse est très faible.

La forme de la chicane guide le fluide pour s'écouler en deux chemins près des trois tubes ce qui améliore l'intensité de la turbulence et le mélange local.

IV.4.5.2. Etude de champ thermique

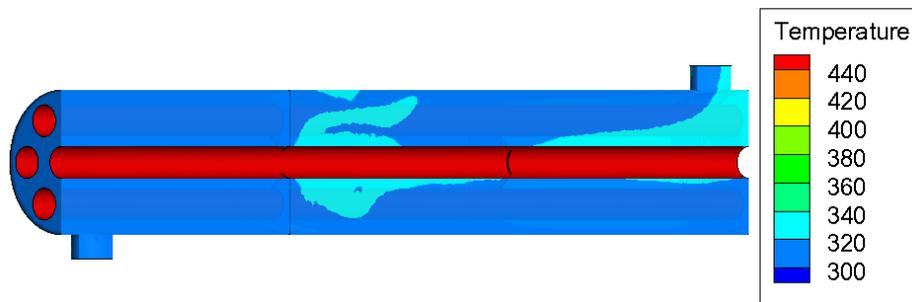


Figure IV.25 : Contour de température $x=0$

La figure (IV.25) présente le champ de la température au plan médian ($x=0$) de la calandre pour la configuration étudiée. La température de fluide augmente après la première chicane.

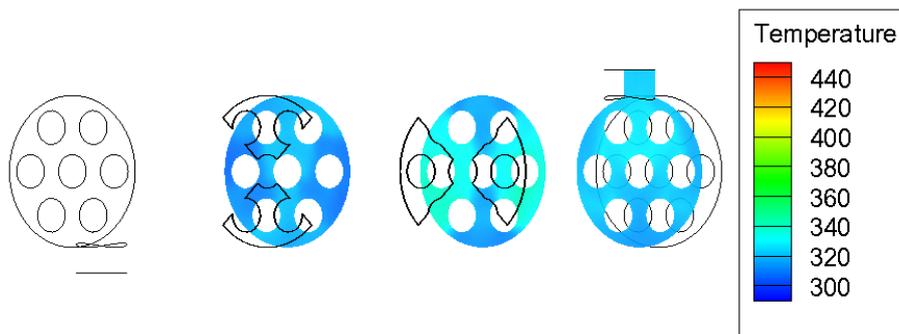


Figure IV.26 : Contours de la température au niveau des sections : $z=0.22$, $z=0.42$,
 $z=0.58$

D'après la figure (IV.26), on constate que les chicanes à deux sections, après le guidage de l'écoulement dans deux chemins, améliorent l'intensité de la turbulence et la température de fluide.

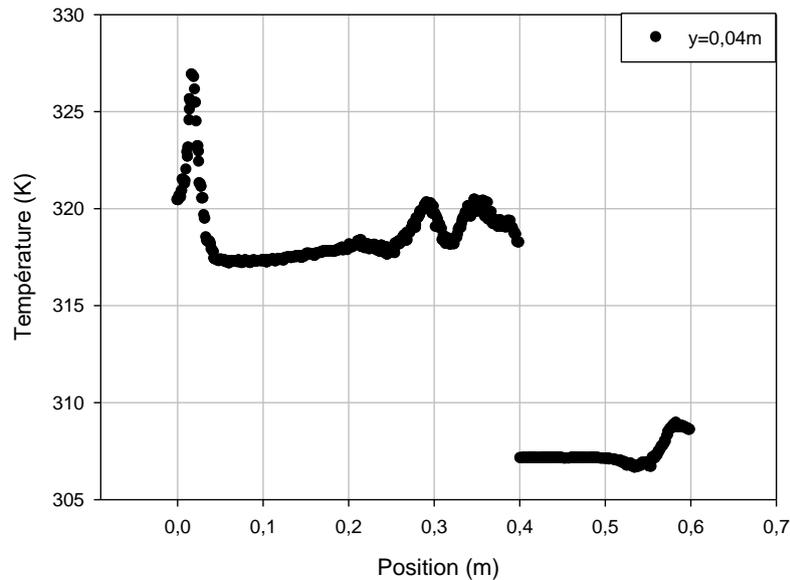


Figure IV.27 : Distribution de la température $y=0.04$

La figure (IV.27) présente le profil de la température du fluide dans la section longitudinale ($y=0,04$ m). Il est clairement observé que la température du fluide change beaucoup plus rapidement après la première chicane ($z=0.4$ m) suivant la direction de l'écoulement car la température passe de 307.1 K aux 318.5 K, ce qui confirme que le taux de transfert par convection renforcée par les chicanes.

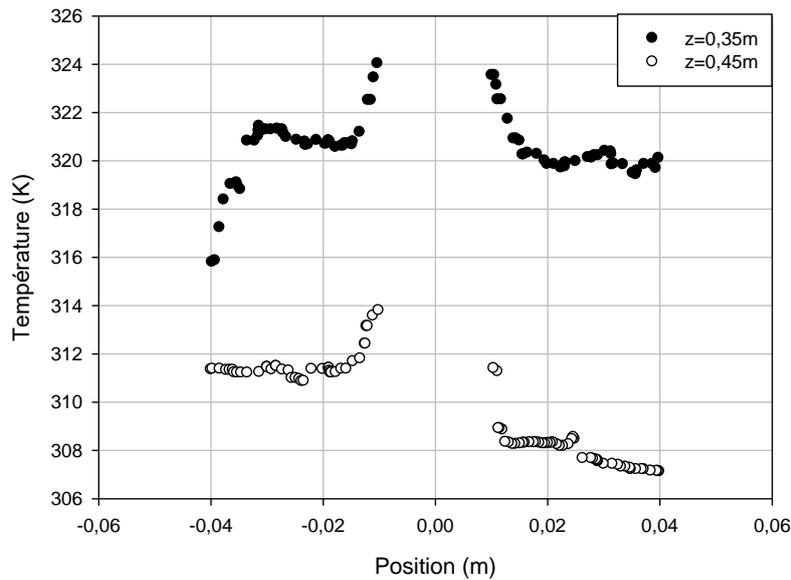


Figure IV.28 : Distribution de la température pour $z=0.45$ et $z=0.35$

L'écoulement principal se divise en deux écoulements secondaires, ces deux écoulements secondaires conduits au phénomène de divergence et de convergence périodique et améliore le transfert de chaleur dans l'échangeur de chaleur, en conséquent, la température de fluide avant la chicane 307.2 K et après la chicane 320.1 K donc le transfert thermique est fortement amélioré par la chicane.

IV.4.5.3. Performances de l'échangeur de chaleur

Débit massique [kg/s]	T [K]	h [W/m ² K]	ΔP [Pa]	P [W]
0.5	327.2	1235.63	100.84	8.5053
1	324.2	1737	395.3	66.6808
2	320.2	2541.7	1605.2	541.5667

Tableau IV.4 : Variation des performances de l'échangeur de chaleur

Dans ce tableau une présentation des différents paramètres thermo-hydraulique de l'échangeur de chaleur en fonction du débit massique. Le coefficient de transfert de chaleur, la chute de pression et la puissance de pompage augmentent avec l'augmentation de débit massique.

Avec une variation de débit massique de 0.5 kg/s à 2 kg/s, le coefficient de transfert de chaleur augmente de 51.38%, la chute de pression augmente de 93.71%, la puissance de pompage augmente de 98.43%.

IV.4.6. Echangeur de chaleur avec des chicanes transversales

La géométrie du système étudié est illustrée dans la figure (IV.29), un échangeur de chaleur horizontal équipé de deux chicanes solides.

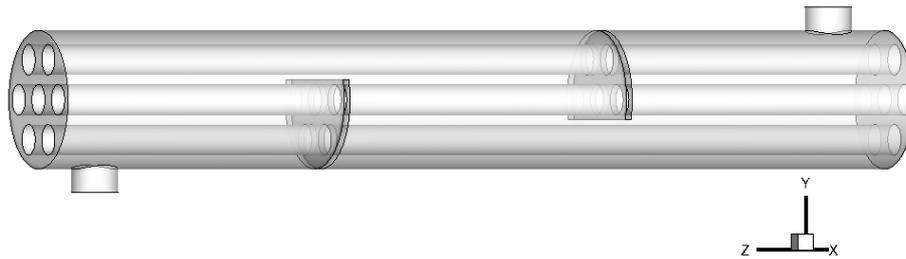


Figure IV.29 : La configuration du système étudié

IV.4.6.1. Etude de champ dynamique

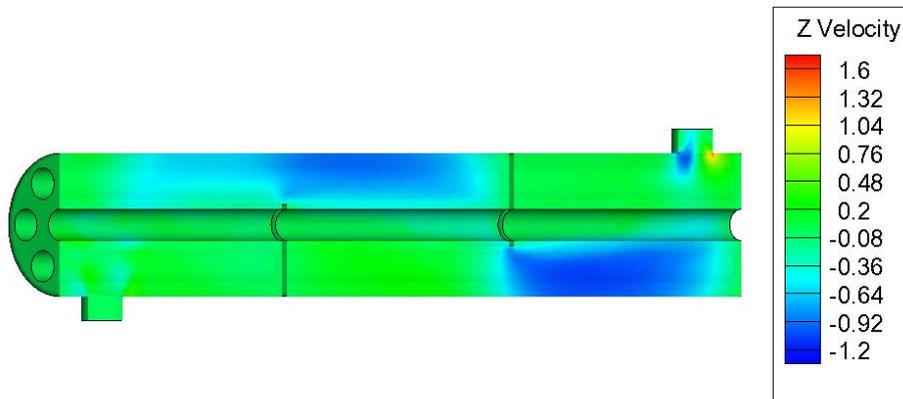


Figure IV.30 : Contour de vitesse $x = 0$

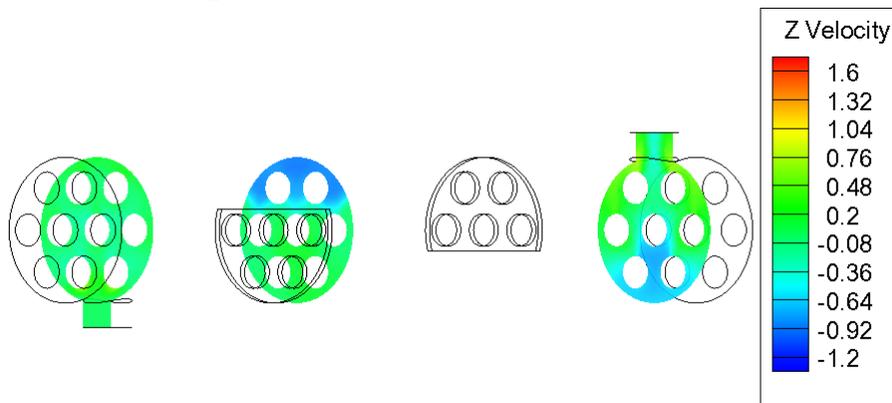


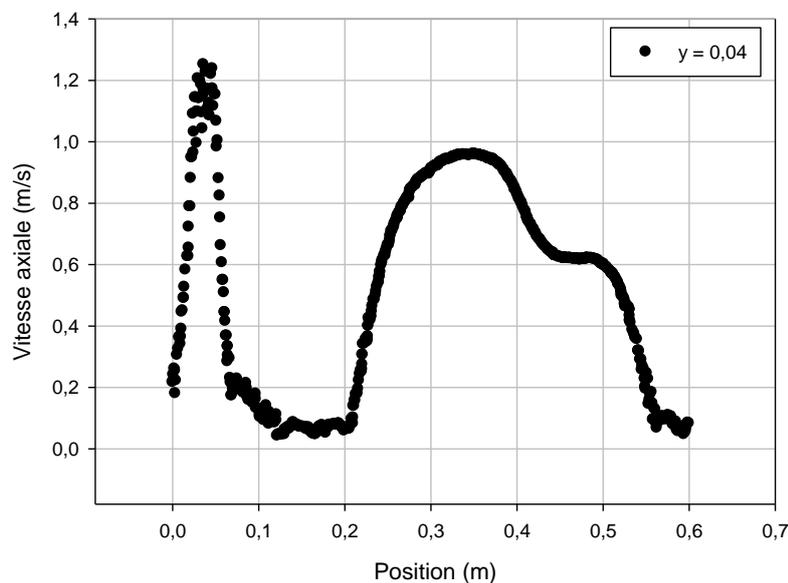
Figure IV.31 : Contours de vitesse dans les sections : $z= 0.02$, $z=0.22$, $z=0.58$

Les champs de vitesse nous donneront une idée sur le flux est surtout sur les sections transversales, pour faciliter le travail on va donner trois différentes dispositions qui présentent la variation de la distribution de la vitesse dans l'échangeur de chaleur.

La structure de l'écoulement d'eau dans l'échangeur de chaleur est présentée dans les figures (IV.30) et (IV.31) qui montrent les contours de la vitesse axiale.

D'après les résultats numériques on remarque que les valeurs de la vitesse sont très faibles au voisinage des parois, en raison de la présence des forts gradients de frottement.

Dans le passage annulaire la vitesse est nettement élevée par rapport à la vitesse dans la calandre. La variation de la vitesse est due à la différence entre les deux sections de passages d'une part et à la présence des zones de recirculation de l'eau imposé par la chicane qui résulte une augmentation brusque de la pression dynamique de l'eau.

**Figure IV.32** : Distribution de la vitesse axiale pour $y=0,04$.

Une présentation de la distribution de la vitesse le long de l'échangeur de chaleur à la section $y=0,04$ m illustrée dans cette figure.

La vitesse de l'écoulement augmente au niveau du passage de la première chicane et diminue ensuite avec l'élargissement de la section de passage et le changement de direction.

IV.4.6.2. Etude de champ thermique

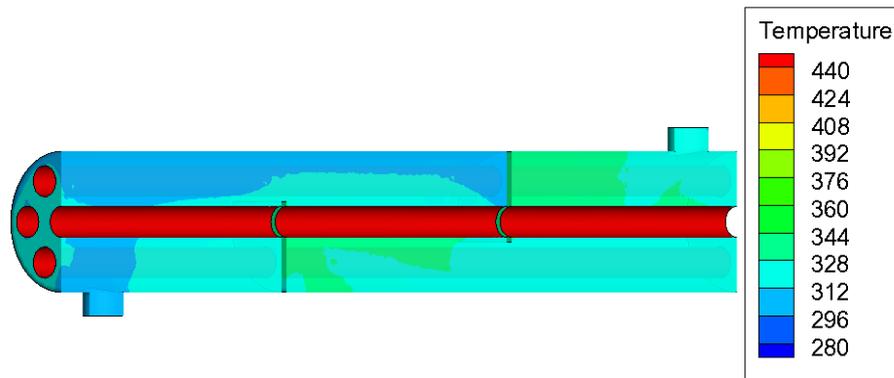


Figure IV.33 : Contour de température $x=0$

La répartition de la température le long de l'échangeur de chaleur peut être vue latéralement sur le plan $x=0$. Le champ de la température totale montre une basse température dans le premier passage d'écoulement et une température moyenne dans le deuxième passage.

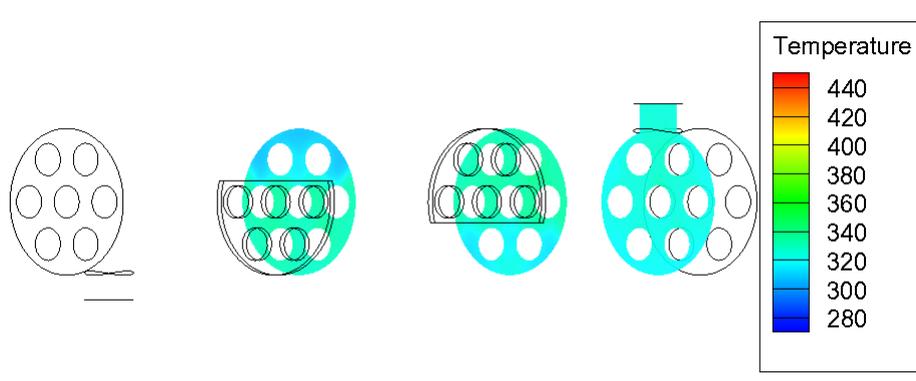


Figure IV.34 : Contours de la température au niveau des sections : $z=0.22$, $z=0.42$, $z=0.58$

Dans la figure (IV.34) nous pouvons voir que le profil de la température et donc le transfert de chaleur n'est pas uniforme sur toute la longueur et en constate qu'il est moins important près de l'entrée et plus élevé près de la sortie de la calandre. Les zones les plus chaudes sont localisées au voisinage des parois des tubes intérieurs.

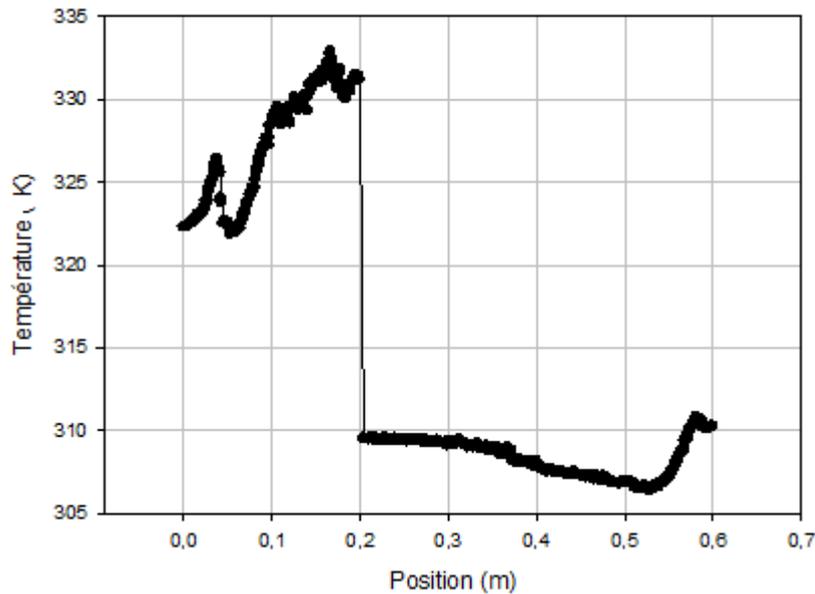


Figure IV.35 : Distribution de la température $y=0,04$

Une présentation de la distribution de température le long de l'échangeur de chaleur à la section $y=0,04$ m illustrée dans cette figure. La température du fluide augmente le long de la calandre selon la direction de l'écoulement, en constate que la valeur plus élevée est située après la deuxième chicane près de la sortie. La chicane impose une augmentation de la température de fluide de 310 K aux 332 K.

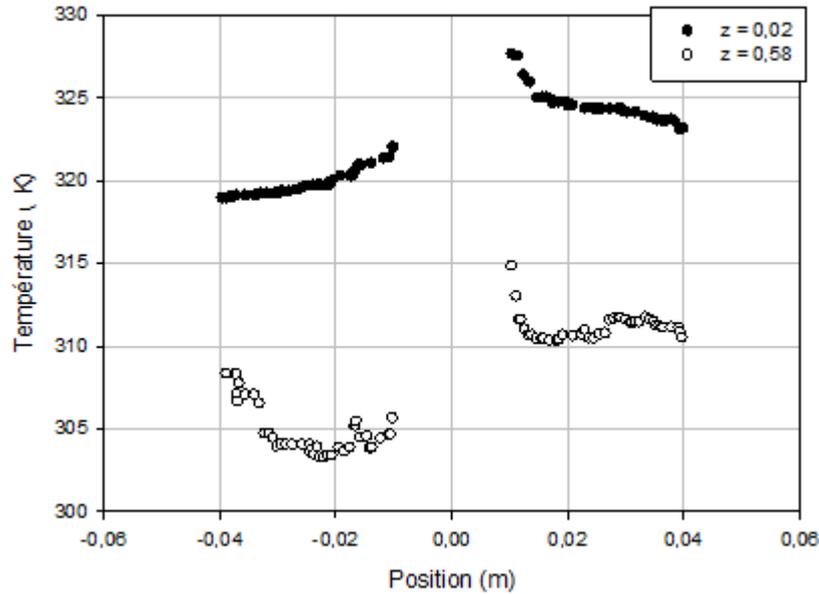


Figure IV.36 : Distribution de la température pour $z=0.02$ et $z=0.58$.

Dans cette figure on a une présentation de la courbe de la température au niveau de deux sections très important $z=0.02\text{m}$ et $z=0.58$. La température du fluide augmente près du tube central et diminue lorsque éloigné de ceci.

La température du fluide augmente au niveau de la partie supérieure du tube de 312 K pour $z=0.58\text{ m}$ aux 324 K pour $z=0.02\text{m}$.

IV.4.6.3. Performances de l'échangeur de chaleur

Débit massique [kg/s]	T [K]	h [W/m ² K]	P [Pa]	P [W]
0.5	328.47	1235.63	101.17	8.5327
1	325.15	1779.55	407.27	68.6993
2	322.1	2564.16	1649.91	556.6408

Tableau IV.5 : Variation des performances de l'échangeur de chaleur

Dans ce tableau, une présentation des différents paramètres thermo-hydrauliques de l'échangeur de chaleur en fonction du débit massique. Le coefficient de transfert de chaleur, la perte de charge et la puissance de pompage augmentent avec l'augmentation du débit massique.

Avec l'augmentation de débit massique de 0.5 kg/s à 2 kg/s, le coefficient de transfert de chaleur augmente de 51.81%, la perte de charge augmente de 93.87%, la puissance de pompage augmente de 98.47%.

IV.5. Conclusion

Une investigation numérique de la convection forcée turbulente à l'intérieure d'un échangeur de chaleur avec des chicanes a fait l'objet de ce travail.

Nous avons présenté l'influence de la forme des chicanes sur les performances dynamique et thermique de l'écoulement de fluide pour améliorer les performances.

Les résultats prouvent que les chicanes type aile augmentent les performances thermique et dynamique de l'échangeur de chaleur.

Conclusion générale

CONCLUSION GÉNÉRALE ET PERSPECTIVES

Les résultats de cette recherche constituent un apport important pour l'enrichissement de la bibliographie relative aux travaux sur la convection forcée à l'intérieur des ECFC muni des chicanes transversales de type aile.

Cette étude comporte sur les critères de performances concernant les ECFC a permis de montrer l'effet de l'accroissement de débit d'eau, la disposition de la chicane et sa forme sur les performances thermo- hydrauliques.

Ce sont les performances thermiques propres aux ECFC, qui déterminent leurs avantages et leurs fiabilités pour la satisfaction des besoins en matière d'énergie et assurer leurs applications dans des conditions de fonctionnement dictées par la nature industrielle.

A notre époque, le CFD est donc un outil complément nécessaire aux expériences et offre une opportunité d'estimation et une alternative économique qui permet de simuler les processus et donc de réduire le coût de développement d'un prototype basé sur l'étude.

Une étude numérique des performances thermo-énergétiques d'un échangeur de chaleur à faisceau tubulaire et calandre équipé des chicanes type aile a été présentée. Cette étude nous a permis d'examiner les paramètres thermiques et hydrauliques (chute de pression) de ces équipements thermiques. Les résultats numériques confirment que les performances de l'échangeur de chaleur peuvent être améliorées par ce type de chicanes. Le coefficient de transfert de chaleur entre les tubes et l'eau augmente de 30.56 % et 50.76 % avec l'augmentation du débit

massique. Une variation importante pour le débit massique de 2 kg/s a été remarquée. La perte de charge augmente avec l'augmentation du débit massique d'environ 70.82 % et 90.84 %. Le taux de transfert de chaleur total augmente avec l'augmentation du débit massique de 44.25 % et 64.55 %.

Le facteur de performance globale a diminué de 11.95 % à 11.1 % car le coefficient de transfert de chaleur est affaibli. Les résultats numériques et analytiques ont été comparés avec ceux de la littérature. Il a été constaté que les résultats numériques concordaient bien avec les résultats expérimentaux et analytiques, et que la différence était de l'ordre de 1.09 à 1.24%.

Les effets sur le comportement thermo-hydraulique de l'échangeur de chaleur sont présentés. Les régions chaudes situées après chaque chicane et autour des tubes.

Pour le même débit massique de l'eau, la perte de charge de l'échangeur thermique avec des chicanes type aile est inférieure à celle des chicanes transversales par contre, le coefficient de transfert de chaleur dans l'échangeur de chaleur avec des chicanes aile est supérieur à celui des chicanes transversales.

Des gradients de vitesse plus élevés sont observés à la fin de la chicane en raison de la contraction du fluide près du sommet. En raison de la forme de la chicane, la composante longitudinale est transformée en composant angulaire, ce qui provoque une action tourbillonnante du fluide.

L'utilisation des chicanes type aile intensifie donc la turbulence près du faisceau de tubes et évite l'augmentation soudaine de la température du fluide. Ce dernier conduit à une amélioration thermo-hydraulique de l'échangeur de chaleur.

Le coefficient de transfert de chaleur et la perte de charge augmentent avec l'augmentation du débit massique. Étant donné que le coefficient de transfert de

chaleur et la chute de pression ont des effets importants sur les performances globales de l'échangeur de chaleur, il est souhaitable d'obtenir un coefficient de transfert de chaleur plus élevé avec une faible perte de charge.

La comparaison des résultats obtenus a confirmé que le nombre de Nusselt dans l'échangeur de chaleur avec des chicanes type aile est supérieur d'environ 2.02 %, la perte de charge et la puissance de pompage utile se décroît d'environ 13.9 %, 13.88 % successivement comparant avec l'échangeur de chaleur muni des chicanes transversales.

A partir des résultats présentés, on peut remarquer que la nouvelle forme de chicane a induit une amélioration des performances de l'échangeur de chaleur avec une augmentation de coefficient de transfert de chaleur et une diminution de frottement est de la chute de pression.

Pour l'échangeur de chaleur avec des chicanes à deux sections, les deux chemins secondaires générés par la chicane sont moins puissants par rapport au chemin en zigzag unique créé par la chicane transversale simple. Les vitesses élevées générées par les brèches des chicanes dans la calandre décreassent les parois des trois tubes à la première chicane et cinq tubes à la deuxième chicane et résultent une amélioration thermique notable dans l'échangeur de chaleur.

On voit clairement que l'installation des chicanes à deux sections influe la distribution de la température dans l'échangeur de chaleur en trois zones d'échange, petites, moyennes et grandes.

La conception optimale des échangeurs de chaleur dépend en grande partie de la configuration des chicanes. Les chicanes à deux sections représentent une alternative aux chicanes transversales en contournant leurs inconvénients.

La chute de pression a une grande importance dans la conception des échangeurs de chaleur à faisceaux et calandre car les coûts de pompage sont fortement liés à la chute de pression, et donc la diminution de ce paramètre entraîne des coûts d'exploitation plus faibles.

En perspective, nous recommandons pour les travaux de futur en ce domaine les points suivants :

- Pour déterminer des valeurs optimales des paramètres pour un ECFC muni des chicanes, on recommande de compléter le présent travail par une étude technico-économique très bien détaillée.
- La présence des chicanes réduit la région d'entrée (zone de développement). C'est dans cette partie où les échanges thermiques sont les plus importants. Il n'est donc pas intéressant de prolonger la longueur de la calandre au-delà d'une certaine valeur.
- Pour ce type de système, on recommande d'approfondir l'étude pour déterminer la meilleure disposition des chicanes dans la calandre ainsi que les paramètres optimums (la largeur, la hauteur, l'épaisseur, le nombre, ... etc.).
- Pour les chicanes type aile on recommande de faire une comparaison thermo-hydraulique entre les diverses orientations des chicanes (45° , 90° , 180°), et intégrer des creux dans la surface de chaque chicane.
- Orienter l'étude vers d'autres formes de chicanes intégrées coté calandre dans les ECFC.
- Etudier le couplage entre deux formes ou plus de chicanes (transversale, aile et pliée par exemple) dans la même calandre.

- Essayez de définir un type de géométrie apportant des efficacités élevées pour des débits spécifiques assez faibles en utilisant un pas, qui reste suffisamment grand pour éviter un coût de matière et de fabrication trop élevés.
- Fournir des renseignements sur l'importance et sur l'homogénéité d'implantation des chicanes, ainsi que leurs dispositions dans la calandre sera un axe très important en futur.

Références bibliographiques

Références bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] Master BI, Chunangad K S, Pushpanathan V, "Fouling mitigation using helixchanger heat exchangers" (2003).
- [2] Batalha L G, Suaiden K T, Andrade M R, "Assessment with computational fluid dynamics of the effects of baffle clearances on the shell side flow in a shell and tube heat exchanger" *Applied Thermal Engineering*, 112, 497-506, (2017).
- [3] Roetzel W, Deiyng. W. Lee "Effect of Baffle/Shell Leakage Flow on Heat Transfer in Shell-and-Tube Heat Exchangers" *Experimental Thermal and Fluid Science*, 8, 10-20, (1994).
- [4] Huadong L, Volker K "Effect of Baffle Spacing on Pressure Drop and Local Heat Transfer in Shell-and-Tube Heat Exchangers for Staggered Tube Arrangement" *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1303-1311, (1997).
- [5] Ambekar A S, Sivakumar R, Anantharaman N, Vivekenandan M, "CFD simulation study of shell and tube heat exchangers with different baffle segment configurations" *Applied Thermal Engineering*, 108, 999-1007, (2016).
- [6] Yonghua Y, Aiwu F, Suyi H, Wei L, "Numerical modeling and experimental validation of heat transfer and flow resistance on the shell side of a shell-and-tube heat exchanger with flower baffles" *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55, 7561-7569, (2012).
- [7] Yingshuang W, Zhichun L, Suyi H, Wei L, Weiwei L, "Experimental investigation of shell-and-tube heat exchanger with a new type of baffles" *Heat and Mass Transfer* 47, 833-839, (2011).
- [8] Mellal M, Benzeguir R, Sahel D, Ameer H, "Hydro-thermal shell-side performance evaluation of a shell and tube heat exchanger under different baffle arrangement and orientation" *International Journal of Thermal Sciences*, 121, 138-149, (2017).
- [9] Mohsen A, Majid B, "Two objective optimization in shell-and-tube heat exchangers using genetic algorithm" *Applied Thermal Engineering*, 69, 278-285, (2014).
- [10] Ramesh K. Shah, Dušan P. Sekulic, *Fundamentals of heat exchanger design*. John Wiley & Sons, Inc, 2003.
- [11] Tahery A A, Khalilarya S, Jafarmadar S, "Effectively designed NTW shell-tube heat exchangers with segmental baffles using flow hydraulic network method" *Applied Thermal Engineering*, 120, 635-644 (2017).

Références bibliographiques

- [12] Kumaresan G , Ravichandran S, Ponnukutti D, Ramar V,Nathamani S K "Numerical Analysis of Baffle Cut on Shell Side Heat Exchanger Performance with Inclined Baffles" Heat Transfer Engineering 1-10, (2017).
- [13] Huadong L, VOLKER K, “Effect of the leakage on pressure drop and local heat transfer in shell-and-tube heat exchangers for staggered tube arrangement” International Journal of Heat and Mass Transfer, 41(2), 425 - 433, (1998).
- [14] Handry A, Tanshen M R, Munkhbayar B, Suryo U T, Hanshik C, Hyomin J, “A numerical investigation on LNG flow and heat transfer characteristic in heat exchanger” International Journal of Heat and Mass Transfer, 68, 110 -118, (2014).
- [15] Ender O, Ilker T, “Shell side CFD analysis of a small shell-and-tube heat exchanger” Energy Conversion and Management, 51, 1004-1014, (2010).
- [16] Dong C, Zhou X F, Dong R, Zheng Y Q, Chen Y P, Hu G L, Guo W W, “An analysis of performance on trisection helical baffles heat exchangers with diverse inclination angles and baffle structures” Chemical Engineering Research and Design, 121, 421-430, (2017).
- [17] Zeyninejad M S, Nemati T F, Razmi K, Tasouji A R, “Tube bundle replacement for segmental and helical shell and tube heat exchangers: Performance comparison and fouling investigation on the shell side”Applied Thermal Engineering, 51, 1162-1169, (2013).
- [18] Zhang J F, Li B, Huang W, Lei Y G, He Y L, Tao W Q, “Experimental performance comparison of shell-side heat transfer for shell-and-tube heat exchangers with middle-overlapped helical baffles and segmental baffles” ChemicalEngineering Science 64(8), 1643-1653, (2009).
- [19] Xiao X, Zhang L, Li X, Jiang B, Yang X, Xia Y, “Numerical investigation of helical baffles heat exchanger with different Prandtl number fluids” InternationalJournalofHeatandMassTransfer, 63, 434-444, (2013).
- [20] Wang Q W, Chen Q Y, Chen G D, Zeng M, “Numerical investigation on combined multiple shell-pass shell-and-tube heat exchanger with continuous helical baffles” InternationalJournalofHeatandMassTransfer, 52, 1214-1222, (2009).
- [21] Wang Q W, Xie G N, Peng B T, Zeng M, “Experimental study and genetic-algorithm-based correlation on shell-side heat transfer and flow performance of three different types of shell-and-tube heat exchangers” JournalofHeatandMassTransfer, 129(9), 1277-1285, (2007).
- [22] Du W, Wang H, Chen L, “Effects of shape and quantity of helical baffle on the shell-Side heat transfer and flow performance of heat exchangers”Fluid Dynamics and Transport Phenomena, Chinese Journal of Chemical Engineering, 22(3), 243-251, (2014).

Références bibliographiques

- [23] Bin G, Qincheng B, Zesen N, Jiangbo W, “Experimental study of effects of baffle helix angle on shell-side performance of shell-and-tube heat exchangers with discontinuous helical baffles” *Experimental Thermal and Fluid Science*, 68,48-57, (2015).
- [24] Farhad N T, Sirous Z M, Kazem R, Reza T A, “Baffle space impact on the performance of helical baffle shell and tube heat exchangers” *Applied Thermal Engineering*, 44 143-149, (2012).
- [25] Zhenya D, Feng S, Xing C, Junmei Z, “Comprehensive effects of baffle configuration on the performance of heat exchanger with helical baffles” *Nuclear Engineering and Design* 300 349-357, (2016).
- [26] Jafari N M R, Shafeghat A, “Fluid flow analysis and extension of rapid design algorithm for helical baffle heat exchangers” *Applied Thermal Engineering*, 28, 1324-1332, (2008).
- [27] Dong C, Ya-Ping C, Jia-Feng W, “Influence of baffle configurations on flow and heat transfer characteristics of trisection helical baffle heat exchangers” *Energy Conversion and Management*, 88, 251-258, (2014).
- [28] Usman S, Muhammad B, Haider E “A review of the advancements made in helical baffles used in shell and tube heat exchangers” *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 67, 104-108, (2015).
- [29] Kral D, Stelik P, Van Der Ploeg H J, BASRIR M, “Helical baffles in shell-and-tube heat exchangers, Part One: experimental verification” *Heat Transfer Engineering*, 17, 93-101, (1996).
- [30] Jian W, Gu X, Wang M, Liu Y, Wang S, “Multi-parameter optimization of shell-and-tube heat exchanger with helical baffles based on entransy theory” *Applied Thermal Engineering*, 130, 804-813, (2018).
- [31] Saeedan M, Bahiraeib M, “Effects of geometrical parameters on hydrothermal characteristics of shell-and-tube heat exchanger with helical baffles: Numerical investigation, modeling and optimization” *Chemical Engineering Research and Design*, 96, 43-53, (2015).
- [32] Labbadlia O, Laribi B, Chetti B, Hendrick P, “Numerical study of the influence of tube arrangement on the flow distribution in the header of shell and tube heat exchangers” *Applied Thermal Engineering*, 126, 315-321, (2017).
- [33] Mohammadi K, Malayeri M, “Parametric study of gross flow maldistribution in a single-pass shell and tube heat exchanger in turbulent regime” *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 44, 14-27, (2013).

Références bibliographiques

- [34] Tasouji A R, Khalilarya S, Jafarmadar S, “Tube bundle replacement for segmental and helical shell and tube heat exchangers: Experimental test and economic analysis” *Applied Thermal Engineering*, 62, 622-632 (2014).
- [35] Jian-Fei Z, Ya-Ling H, Wen-Quan T “3D numerical simulation on shell-and-tube heat exchangers with middle-overlapped helical baffles and continuous baffles– Part I: Numerical model and results of whole heat exchanger with middle-overlapped helical baffles” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, 5371-5380, (2009).
- [36] Jian-Fei Z, Ya-Ling H, Wen-Quan T “3D numerical simulation on shell-and-tube heat exchangers with middle-overlapped helical baffles and continuous baffles–Part II: Simulation results of periodic model and comparison between continuous and non continuous helical baffles” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, 5381-5389, (2009).
- [37] Ya-Ping C, Yan-Jun S, Cong D, Jia-Feng W “Numerical simulation on flow field in circumferential overlap trisection helical baffle heat exchanger” *Applied Thermal Engineering*, 50, 1035 -1043,(2013).
- [38] El Maakoul A, Laknizi A, Saadeddine S, El Metoui M, Zaite A, Meziane M, Ben Abdellah A, “Numerical comparison of shell-side performance for shell and tube heat exchangers with trefoil-hole, helical and segmental baffles” *Applied Thermal Engineering*, 109, 175-185, (2016).
- [39] Yang J F, Zeng M, Wang Q W, "Effects of sealing strips on shell-side flow and heat transfer performance of a heat exchanger with helical baffles" *Applied Thermal Engineering*, 64, 117-128, (2014).
- [40] Young-Seok S, Jee-Young S, “Performance of a shell-and-tube heat exchanger with spiral baffle plates” *KSME International Journal*, 15, 11, 1555-1562, (2001).
- [41] Yang J F, Zeng M, Wang Q W, “Numerical investigation on combined single shell-pass shell-and-tube heat exchanger with two-layer continuous helical baffles” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 84, 103-113, (2015).
- [42] Chen Y P, Cao R B, Dong C, Wu J F, Wang M C, “Numerical simulation on the performance of trisection helical baffle heat exchangers with small baffle incline angles” *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 69:2, 180-194,(2016).
- [43] Jian FY, Yuan-Sheng L, Han-Bing K ,Min Z, Qiu-Wang W, “Investigation on combined multiple shell-pass shell-and-tube heat exchanger with continuous helical baffles” *Energy xxx*1-8,(2016).
- [44] Sunil S, Chavan U, “Numerical and experimental analysis on shell side thermo-hydraulic performance of shell and tube heat exchanger with continuous helical FRP baffles” *Thermal Science and Engineering Progress*, 5, 158171,(2018).

Références bibliographiques

- [45] Peng B, Wang Q W, Zhang C, Xie G N, Luo L Q, Chen Q Y, Zeng M, “An experimental study of shell-and-tube heat exchangers with continuous helical baffles” *Journal of Heat Transfer*, 129(10), 1425-1431, (2007).
- [46] Shinde S, Pancha M H, “Comparative thermal performance analysis of segmental baffle heat exchanger with continuous helical baffle heat exchanger using kern method” *International Journal of Engineering Research and Applications*, 2, 2264-2271, (2012).
- [47] Cucumo M, Ferraro V, Kaliakatsos D, Mele M, Galloro A, Schimio R, Le Pera G, “Thermohydraulic Analysis of a Shell-and-Tube Helical Baffles” *Heat Exchanger” International Journal of Heat and Technology*, 34, S255-S262,(2016).
- [48] Lei Y-G, He Y-L, Li R, Gao Y.-F, “Effects of baffle inclination angle on flow and heat transfer of a heat exchanger with helical baffles” *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 47(12), 2336-2345,(2008).
- [49] Dipankar De, Tarun K P, Santanu B, “Helical baffle design in shell and tube type heat exchanger with CFD analysis” *International Journal of Heat And Technology*, 35, 378-383,(2017).
- [50] You Y, Chen Y, Xie M X, Luo L. J, Huang S, "Numerical simulation and performance improvement for a small size shell-and-tube heat exchanger with trefoil-hole baffles" *Applied Thermal Engineering*, 89, 220-228, (2015).
- [51] Lu M, Wang K, Liu M, Wang D, Liu T, Wang Y, Liu Z, “Numerical study on performances of shell-side in trefoil-hole and quatrefoil-hole baffle heat exchangers” *Applied Thermal Engineering*, 123, 1444-1455, (2017).
- [52] Xuankai Z, Dong H, Weifeng H, Chen Y, Wenhao P, "Numerical simulation on a novel shell-and-tube heat exchanger with screw cinquefoil orifice baffles" *Advances in Mechanical Engineering* 9.8 1-12, (2017).
- [53] Guo-Yan Z, Jingmei X, Lingyun Z, Juntao W, Shan-Tung T, “A numerical study on the shell-side turbulent heat transfer enhancement of shell-and-tube heat exchanger with trefoil hole baffles” *Energy Procedia* 75, 3174 - 3179(2015).
- [54] Xinting W, Nianben Z, Peng L, Zhichun L, Wei L “Numerical investigation of shell side performance of a double shell side rod baffle heat exchanger” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 108 2029 – 2039(2017).
- [55] Yonggang L, Li Y, Jing S, Song C, Lyu Y, Wang F, “Design and performance analysis of the novel shell-and-tube heat exchangers with louver baffles” *Applied Thermal Engineering*, 125, 870-879 (2017).

Références bibliographiques

- [56] Wang Y, Gu X, Wang K, Dong Q, “Numerical investigation of shell-side characteristics of H - shape baffle heat exchanger” *Procedia Engineering* 18 53 - 58(2011).
- [57]Cebeci S, "Analysis for turbulent boundary layers", Academic Press New-York, 1974.
- [58]Baldwin L, "Thin layer approximation and algebraic model for separated turbulent flows ", AIAA Paper, 1978, Huntsville Alabama.
- [59]Johnson K, “A Mathematically simple turbulence closure model for attached and separated turbulent Boundary layers ", *AIAA Journal*, 23, 11, (1985).
- [60] Chassaing P, « Turbulence en mécanique des fluides », Cours de DEA de l'ENSICA, (1998).
- [61] ChassaingP, « Turbulence en mécanique des fluides », Cépaduès-Éditions, Collection Polytech, (2000).
- [62] Jones W P,Laundier B E, “The Prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 15 (2), 301-314, (1972).
- [63] Van Driest E R, “On turbulent flow near a wall”, *Journal of the Aeronautical Sciences*, 23 (11), 1007-1011, (1956).
- [64] SpalartPR, Allmaras S R, “A one-equation turbulence model for aerodynamic flows”, *La Recherche Aérospatiale*, 1, 5-21, (1994).
- [65] Spalart P R, Allmaras S R, “A one-equation turbulence model for aerodynamic flows”, *AIAA Paper* 1993-0439.
- [66] Spalart P R, Shur M, “On the sensitization of turbulence models to rotation and curvature”, *Aerospace Science and Technology*, 5, 297-302, (1998).
- [67] Shur M, Strelets M, Travin A, Spalart P R, “Turbulence modelling and Curved Channels: Assessment of the Spalart-Shurm correction term”, *AIAA Journal*, 38(5), 784-792, (2000).
- [68]Laundier, Spalding, "The numerical computation of turbulent flows" *Computer methods in applied mechanics and engineering*, (1974).
- [69] Wilcox D C, “Turbulence Modeling for CFD”, 2nded, DCW Industries, La Canãda, CA, (1998).

Références bibliographiques

- [70] Wilcox D C, "Comparison of two equation turbulence models for boundary layers with pressure gradients", AIAA Journal, 31(8), 1414-1421, (1993).
- [71] Dellil Ahmed Zineddine, « Cours des équations de Navier – Stokes » Professeur à l'université d'Oran 2 Ahmed Ben Ahmed', 1-84 (2012 – 2013).
- [72] Boussinesq J, « Théorie de l'écoulement tourbillonnant », Mémoire présenté par la division savante, Paris, (1887).
- [73] Lumley, J, "Computational modeling of turbulent flows", Advance in Applied Mechanics, Academic Press, New York, vol.18, pp.123-176, (1978).
- [74] Menter F R, Rumesy L C, "Assessment of two-equation turbulence models for transonic Flows", AIAA Paper 94-2343, (1994).
- [75] Galmes , Lakshminarayana, "Turbulence Modeling for three dimensional shear flows over curved rotating bodies ". AIAA J, 22, n10, (1984).
- [76] Durbin PA, "Separated flow computations with the k-epsilon-v-squared model", AIAA Journal, 33, n 4, 659-664,(1995).
- [77] "F. Inc., FLUENT User's Guide, (2006).
- [78] GogosjeanF, "Méthode numérique des volumes finis"
- [79] Patankar S V, Liu C H, Sparrow E M, "Fully developed flow and heat transfer in ducts having streamwise-periodic variations of cross-sectional area" Journal of Heat Transfer, 99, 180-6, (1977).
- [80] Battaglia J L, Kusiak A, Puiggali J R, « Introduction aux transferts thermiques », pp. 1-24, pp. 91-128, Dunod, Paris (2010).
- [81] Incropera FP, Dewitt D P, "Fundamentals of Heat and Mass Transfer" 5th Edition, LTC, Guanabara Dois, Rio de Janeiro.(2001).
- [82] Patankar S V, "Numerical heat Transfer and Fluid Flow" McGraw-Hill, New York,1980.
- [83] Shweta Y K, Jagadish S B, Manjunath M B "Analysis comparing performance of a conventional shell and tube heat exchanger using kern, bell, bell delaware method" International Journal of Research in Engineering and Technology, 03, pp 486-496, (2014).

Références bibliographiques

[84] Master B I, Chunangad K S, Boxma A, Kral D, Stehlik P, “Most frequently used heat exchangers from pioneering research to worldwide applications” Heat transfer engineering, 27,4-11,(2006).

[85] Echangeur à tubes et calandre –
Freeprocesss.free.fr/Pages/VersionMobile0.php?page=4526

[86] Bechouni Med Sif Islam « Optimisation des schémas énergétiques De l’unité 200 topping/ RHM2 » Université Kasdi Merbah OUARGLA(2017)

[87] Dezirie najjem eddine « Simulation d’une conception d’un échangeur de chaleur à faisceau et calandre » Université Bdji Mokhtar ANNABA (2017)

[88] “Effectively Design Shell-and-Tube Heat Exchangers” Chemical engineering progress, (1998)

[89] omni rescibili, quibusdam aliis Chapitre 4 « Détermination des coefficients d’échange dans les échangeurs à fluides séparés »

[90] Christophe MARVILLET, Christophe WEBER , André MANIFICAT« Echangeurs Thermiques : Technologies, Conception & Dimensionnement »

[91] Hamza Chérif Sadouk, Modélisation de l’encrassement en régime turbulent dans un échangeur de Chaleur à plaques avec une vêtement fibreux sur les parois » Université Paris-Est,(2009).

[92] Froment M, “Mécanisme de la corrosion intergranulaire des matériaux métalliques”, Le Journal de Physique Colloques, 36(C4), C4–371–C4–385.

[93] Bontemps André, Garrigue Alain, “Échangeurs de chaleur : Description des échangeurs”, Techniques de l’Ingénieur. (1995)

Annexe

A.1.Introduction

Les échangeurs de chaleur à faisceaux et calandre (EAFC) sont des dispositifs qui permettent le transfert d'énergie thermique entre deux fluides, ils sont largement utilisés dans les industries chimiques, pharmaceutiques et pétrochimiques, dans les centrales électriques et dans de nombreuses autres applications [84]. Ce type d'échangeurs de chaleur a l'avantage d'offrir une grande surface de transfert de chaleur et un design compact, est de rendre la distribution de l'écoulement aussi uniforme que possible [20].

A.1.1. Description de l'échangeur à faisceau et calandre(EAFC)

Un faisceau de tubes munie des chicanes est logé à l'intérieur d'une calandre et monté entre deux plaques en communication avec deux boîtes de distribution dans lesquelles circulent deux fluides différents. Le fluide circulant à l'intérieur de tubes est appelé fluide coté tubes, ainsi que le fluide circulant à l'intérieur de la calandre et à l'extérieur de tubes est appelé fluide coté calandre.

Les échangeurs (AFC) sont parmi les plus utilisés dans l'industrie car ce type respectant les normes "Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association" (TEMA)[1].

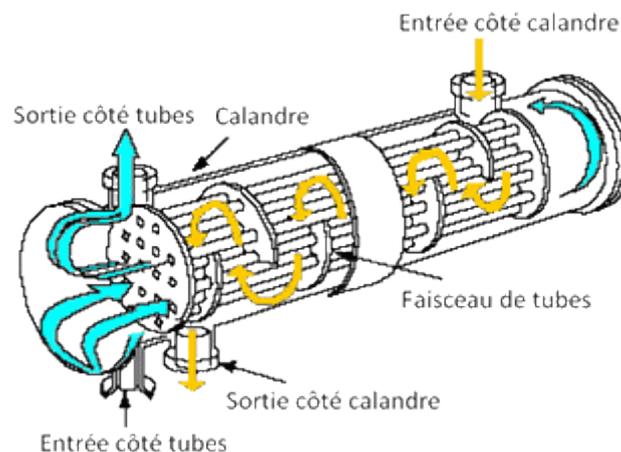


Figure A.1 : Echangeur à faisceau et calandre [85]

Les éléments essentiels constituants d'un (EAFC) et calandre sont :

A.1.1.1.La calandre

C'est une enveloppe métallique entourant le faisceau de tubes limitée à chaque extrémité par des brides porteront les boîtes de distribution et les tubulures d'entrée.

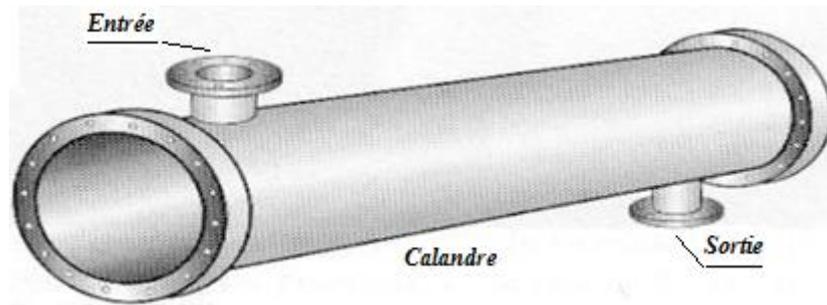


Figure A. 2 : la calandre d'un (ECAF) [86]

A.I.I.2. Les plaques tubulaires

Ce sont des plaques perforées destinées à maintenir les tubes assemblés à leurs extrémités et à séparer les deux fluides. Leurs épaisseurs varient entre 5 et 10 cm calculées en fonction de la différence de pression entre les deux fluides et les contraintes de dilatation entre les tubes et la calandre.



Figure A. 3 : Plaques tubulaires [86]

A.I.I.3. Le faisceau tubulaire

Ce sont des tubes normalisés de grande longueur et de faible diamètre pour optimiser le rapport surface/volume, supportés entre les plaques tubulaires et formant ensemble un faisceau. Ce dernier accepte et supporte les variations de températures et de pression de service imposées et qui permettent la dilatation sans contraintes mécaniques excessives. Les matériaux utilisés dépendent de fluide choisis, le cuivre, le laiton, les aciers inoxydables.

Il existe quatre configurations de dispositions des tubes : pas triangulaire à 30°, triangulaire tourné (renversé) à 60°, pas carré 90° et carré tourné (renversé) à 45°.

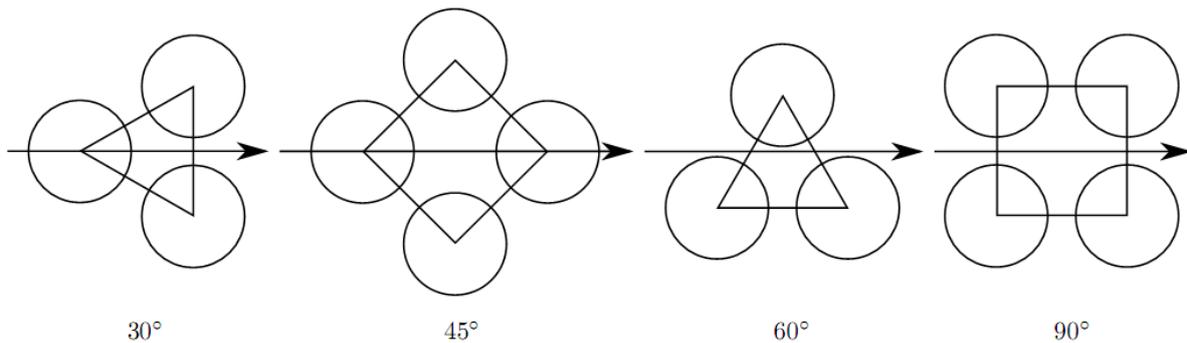


Figure A.4 : Différentes dispositions des tubes dans les plaques tubulaires [87]

La disposition en pas triangulaire est plus dense, elle permet de placer environ 10% de tubes plus que le pas carré et conduit donc à des échangeurs plus compacts produisant une turbulence élevée et un coefficient de transfert de chaleur plus élevé.

A.I.I.4. Les chicanes

Ce sont des plaques perforées placées perpendiculairement aux tubes qui obturent partiellement la section de la calandre et modifient le mouvement du fluide autour du faisceau.

Les chicanes dans l'échangeur de chaleur à faisceau et calandre peuvent avoir les rôles suivants :

- Supporter et tenir les tubes en position pour éviter les phénomènes de vibration.
- Augmenter la rigidité du faisceau.
- Empêcher la rupture des tubes due à la vibration induite par l'écoulement.
- Augmenter la vitesse du fluide.
- Faire circuler le fluide presque perpendiculairement au faisceau de tubes.
- Allonger le temps de séjour du fluide dans la calandre.
- Augmenter la turbulence.

Il existe deux types de chicanes :

A.I.4.1. Les chicanes transversales

Constituées par un disque de diamètre légèrement inférieur à celui de la calandre et comportant un segment libre dont la surface représente 20 à 45% de la section totale.

Les chicanes transversales peuvent être à segment unique, à double segment ou à triple segment, comme indiqué dans la figure A.5.

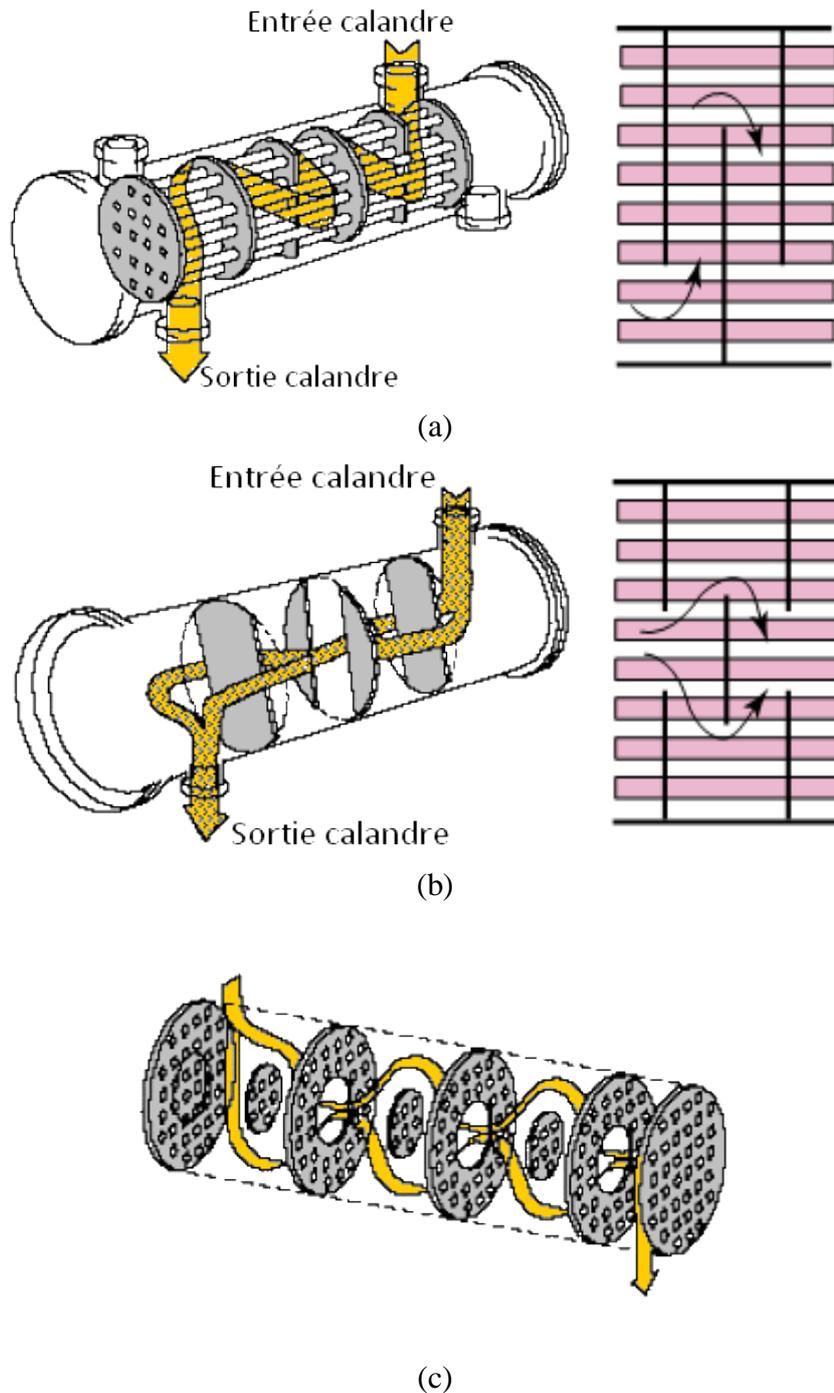


Figure A.5: les formes des chicanes transversale (a) à section unique, (b) à double section, (c) chicane disque. [88]

A.I.4.2. Les chicanes longitudinales

Constituées par une simple tôle orientées parallèlement à l'axe de l'échangeur et insérée au milieu du faisceau pour oblige le fluide à effectuer un aller et un retour dans la calandre.

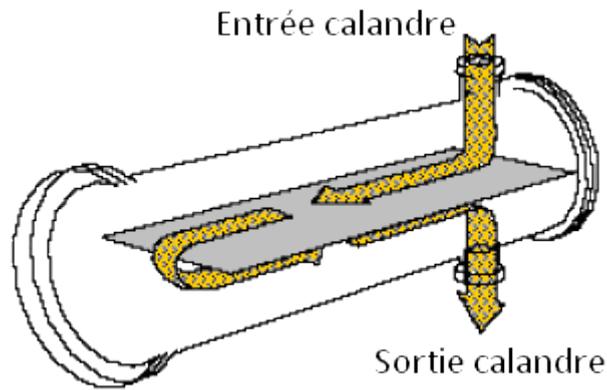


Figure A.6 : chicane longitudinale [88]

A.I.4.3 Recommandations pour les chicanes

Pour la conception des chicanes, il faut vérifier des valeurs spécifiées entre la longueur, le diamètre et l'espace entre les chicanes.

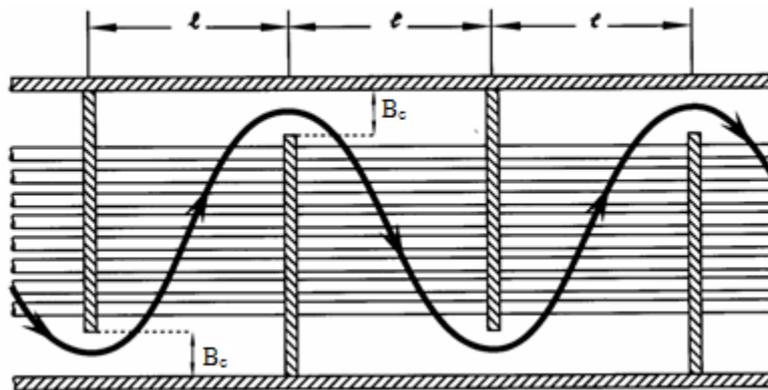


Figure A.7: échangeur de chaleur faisceau calandre et chicanes [89]

Désignons par D_s le diamètre de la calandre, et par B_c la hauteur droite libre dans la calandre à chaque chicane. Le meilleur compromis pour la disposition des chicanes normalisées paraît être :

$$\frac{B_c}{D_s} \approx 0.25 \text{ à } 0.3$$

Un graphique montrant les valeurs recommandées en fonction de l'espace entre les chicanes est le diamètre de la calandre.

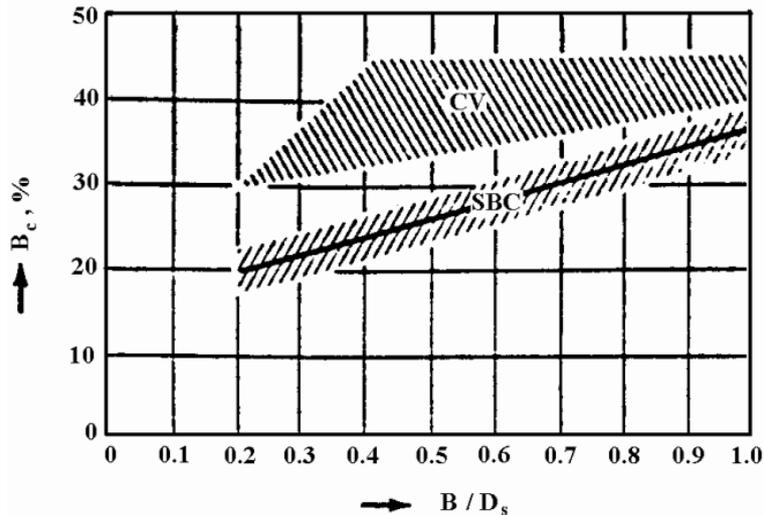


Figure A.8: Valeurs recommandées pour le segment libre de la chicane B_c est le ratio B/D_s , SBC : pour un écoulement sans changement de phase, CV : pour vapeurs de condensation [15]

Il est fortement recommandé de n'utiliser que des segments libres de chicanes entre 20% et 35%. Réduire le segment libre en dessous de 20% pour augmenter le coefficient de transfert de chaleur de la paroi ou augmenter le segment libre au-delà de 35% pour diminuer la chute de pression conduit généralement à des conceptions médiocres.

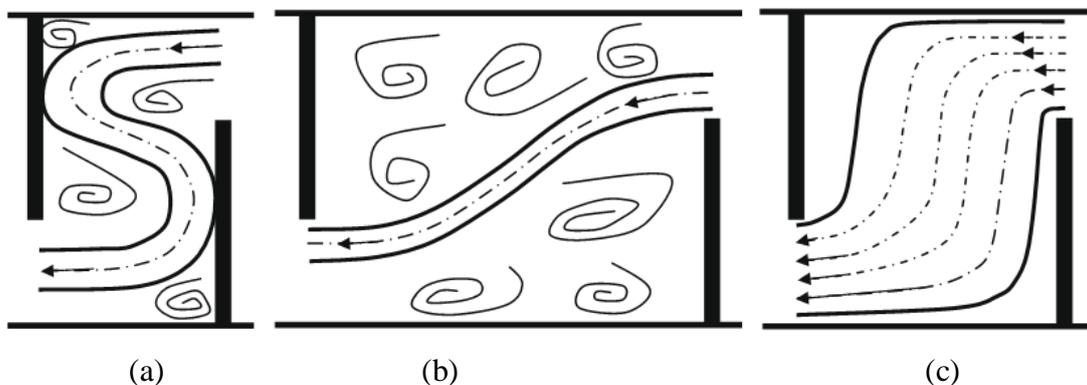


Figure A.9: Effet de l'espacement entre les chicanes sur l'écoulement côté calandre, (a) petit espacement, (b) grand espacement, (c) idéal espacement [15]

Les petits segments libres avec un grand espace entre les chicanes sont préjudiciables au transfert de chaleur dans la calandre en raison d'un écart important par rapport à une situation idéale.

A.I.I.5. Boîtes de distribution :

Les boîtes de distributions munies à des parois étanches qui orientent le fluide vers les tubes appropriés est permettent de distribuer le fluide selon le nombre de passe prévue. Le nombre de passe est généralement limité par la perte de charge admissible est la différence de température à l'entrée et à la sortie.

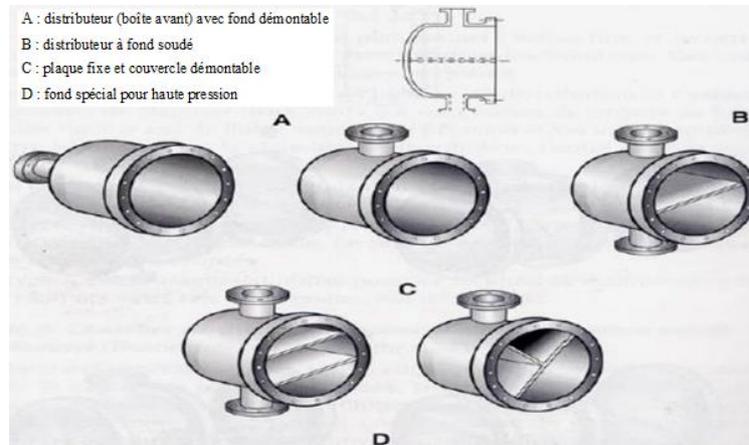


Figure A.10: Types de boîte de distribution [87]

A.I.I.6. Déflecteurs

Pour éviter le phénomène d'érosion des tubes face aux tubulures de l'entrée de la calandre due à la nature, de l'état est de la vitesse du fluide il est très utile d'installer des plaques de protection.

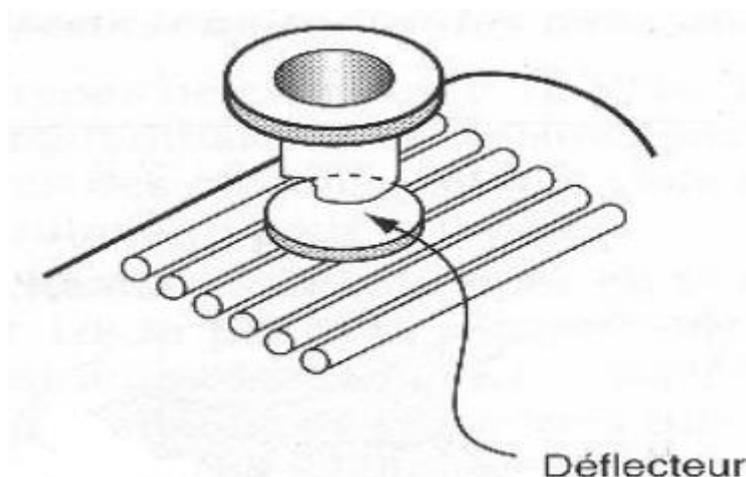


Figure A.11: Plaque de protection du faisceau [86]

A.I.I.7. Les passes

Les fluides côté tubes et côté calandre entrent à une extrémité et sortent à l'autre on dit « simple passe »

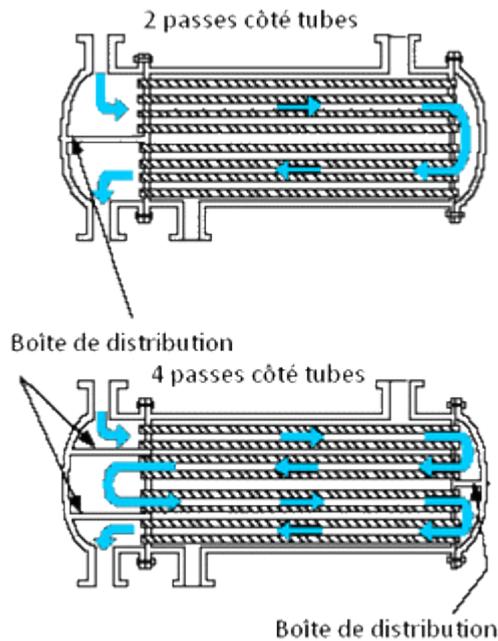


Figure A.12: les passes dans un échangeur faisceau tubulaire [85]

A.I.II. Les types des EAFC

Les différentes conceptions des EAFC peuvent se regrouper sous trois groupes.

A.I.II.1. Les échangeurs de chaleur à tête flottante

Dans cette configuration, l'une des plaques tubulaires est fixe et bloquée entre les brides de la calandre et de la boîte de distribution, l'autre plaque tubulaire est libre en mouvement et peut coulisser librement à l'intérieur du capot qui ferme la calandre. Le faisceau de tubes peut être détaché de la calandre pour des raisons de nettoyage mécanique de la surface externe des tubes est peut être remplacé facilement.

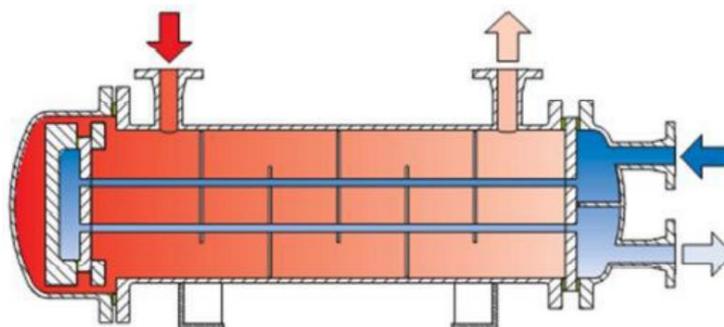


Figure A.13: Échangeur de chaleur à tête flottante [87]

A.I.II.2. Les échangeurs à plaque tubulaire fixe

Les plaques tubulaires sont soudées à la calandre en plus l'échangeur équipé d'un joint d'expansion pour absorber la dilatation thermique car il soumise à des variations importantes, seul un nettoyage chimique est possible.

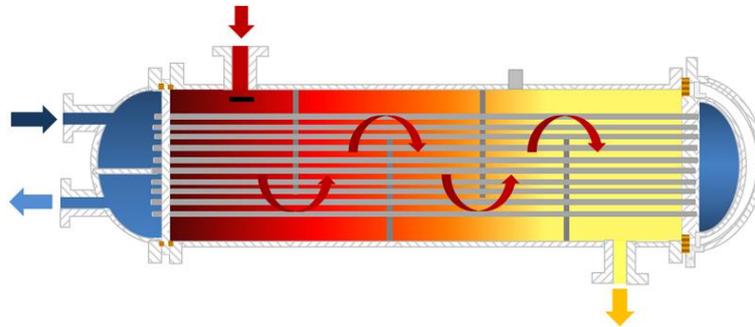


Figure A.14: échangeur à plaque tubulaire fixe [90]

A.I.II.3. Les échangeurs à tubes en U

Le faisceau est constitué de tubes en U elle évite d'utiliser une seconde plaque tubulaire donc la partie pliée du tube est libre de mouvement est le système permet libre en dilatation du faisceau.

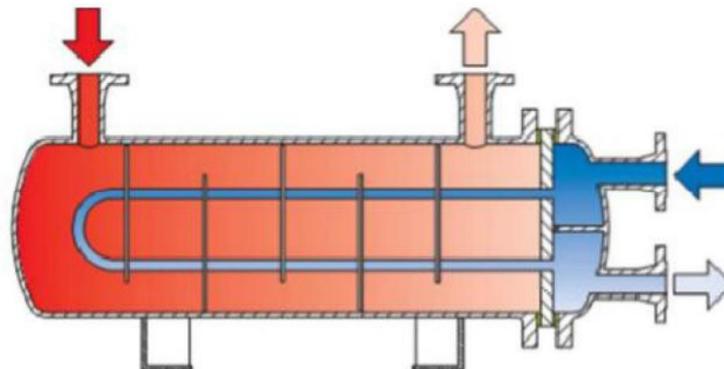


Figure A.15: échangeur à tubes en U [86]

A.I.III. Problèmes de fonctionnement des échangeurs de chaleur : [91]

Lors de l'exploitation, les échangeurs de chaleur sont confrontés aux phénomènes liés à l'encrassement, la corrosion et les vibrations.

A.I.III.1. Encrassement

L'encrassement englobe tout processus d'accumulation de particules solides contenues dans un fluide en circulation sur les surfaces d'échange par dépôt de tartre, ces dépôts engendrent une résistance au transfert de chaleur et réduit l'efficacité de l'échangeur de chaleur.



Figure A.16 : faisceau tubulaire encrassé [91]

Il est très important de considérer ce phénomène pour être en mesure de choisir un échangeur thermique qui ait les dimensions appropriées, car l'encrassement peut réduire considérablement la capacité de transmission de chaleur et d'augmenter la chute de pression.

A.I.III.2. Corrosion

Il s'agit ici du résultat d'une réaction chimique entre la surface d'échange et le fluide en écoulement.



Figure A.17 : corrosion dans un tube en U [92]

La corrosion provoque à long terme le percement et la fissuration des tubes et conduit à un arrêt de l'installation.

A.I.III.3. Les vibrations

L'importance des vibrations doit amener le concepteur d'un échangeur à prendre en considération ce volet au même titre que le transfert de chaleur et les pertes de charges. Les échangeurs de chaleur sont soumis à leurs propres vibrations générées par l'écoulement des fluides circulant dans la calandre.

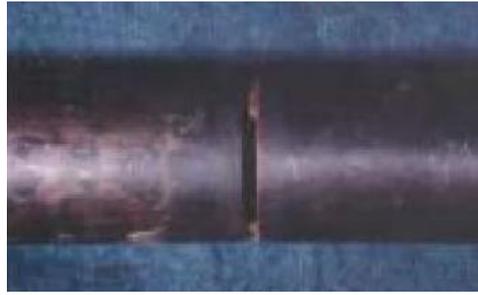


Figure A.18 : Effet de vibration sur les tubes dans la calandre [93]

L'excès des vibrations de l'équipement peuvent causer des défaillances des tubes qui se forment à la suite des fissures de fatigue ou de l'érosion dans les tubes sont en contact avec les

A.I.III.4. Marteau de l'eau:

Les surtensions ou des ondes de choc à la suite d'une brusque accélération ou décélération rapide de liquide peuvent provoquer un effet de marteau préjudiciable à l'échangeur.



Figure A.19: Tube endommagé par effet de marteau [93]

Les coups de marteau ont été observés à des niveaux supérieurs de 137.9 MPa, ce qui entraînerait la rupture complète ou l'effondrement de la tubulure de l'échangeur de chaleur.

A.IV. Transferts de chaleur sous forme adimensionnelle

Lorsque le fluide est en écoulement l'écriture sous forme universelle des corrélations de convection fait intervenir trois groupements adimensionnels:

Le nombre de Nusselt qui représente le rapport entre les flux de chaleur transmis par convection et par conduction :

$$Nu = \frac{h \cdot L}{\lambda} = \frac{\Phi_{conv}}{\Phi_{cond}}$$

Avec

L : la grandeur caractéristique du système (m).

λ : la conductivité thermique (W/m K)

h : le coefficient d'échange local ou global suivant les cas considérés (W/m²K).

Annexe : Généralités sur les échangeurs à faisceaux et calandres (ECAF)

Le nombre de Reynolds qui traduit, d'une part, la compétition qui existe entre les forces d'inertie et de viscosité, et d'autre part, le type d'écoulement du fluide :

$$Re = \frac{L \cdot u}{\nu} = \frac{\rho \cdot L \cdot u}{\mu}$$

Avec

u : la vitesse caractéristiques de l'écoulement (m/s).

ρ : la masse volumique du fluide (Kg/m³)

ν : la viscosité cinématique du fluide (m²/s),

μ : la viscosité dynamique du fluide (Pa s).

Le nombre de Prandtl qui caractérise l'importance relative des effets thermiques et visqueux d'un fluide dans un état donné :

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda}$$

Avec :

C_p : chaleur spécifique (J/kg K)

Le tableau résume quelques relations exprimant le nombre de Nusselt global caractérisant l'écoulement d'un fluide en convection forcée interne pour des régimes d'écoulements turbulents.

Référence	Domaine de validité	Nu
[Dittus-Boelter 1930] Corrélation « A »	$\frac{L}{D} \geq 60$ $0,7 \leq Pr \leq 160$ $Re \geq 10^4$	$Nu = 0,023 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^n$ $n=0,4$ fluide chauffé $n=0,3$ fluide refroidi
[Sider et Tale 1936] Corrélation « B »	$\frac{L}{D} \geq 60$ $0,7 \leq Pr \leq 1670$ $Re \geq 10^4$	$Nu = 0,027 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^{1/3}$ $\cdot \left[\frac{\mu_{T_{moy}}}{\mu_{T_{paroi}}} \right]$
[Petukhov 1970] Corrélation « C »	$0,5 \leq Pr \leq 2000$ $10^4 \leq Re \leq 5 \cdot 10^6$	$Nu =$ $\frac{\left(\frac{f}{8}\right) Re \cdot Pr}{1,07 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)}$ $f = (1,82 \log Re - 1,64)^{-2}$
[Gnielinski 1976] Correlation D	$1,5 \leq Pr \leq 500$ $3 \cdot 10^3 \leq Re \leq 10^6$	$Nu = 0,012 \cdot (Re^{0,87} - 280)$ $\cdot Pr^{0,4}$

Tableau A.1 : Relations semi-empiriques expriment le nombre de Nusselt global

V. Echangeurs de type TEMA

Les échangeurs tubulaires sont des appareils standardisés et codifiés, T.E.M.A. (Tubular Exchangers Manufacturer's Association) est une association commerciale des principaux fabricants des échangeurs tubes et calandre obtenue l'acceptation comme l'autorité sur la conception de ce type d'échangeurs. Tous les éléments entrant dans la construction des échangeurs ont fait l'objet d'une normalisation défini suivant lequel chaque type de boîte d'entrée, de calandre, boîtes arrière est caractérisé par une lettre, la combinaison permet de réaliser un type d'échangeur TEMA.



Figure A.20: logo de TEMA

Les lettres figurant correspondent respectivement à :

Pour les distributeurs :

A : distributeur (boîte avant) avec fond démontable

B : distributeur à fond soudé

C : plaque fixe et couvercle démontable

D : fond spécial pour haute pression

Pour les calandres :

E : il s'agit d'une calandre à une seule passe

F : calandre à deux passes et chicane longitudinale

G : calandre dont l'écoulement est divisé par une chicane longitudinale

H : calandre dont l'écoulement est doublement divisé par des chicanes longitudinales

J : calandre dont l'écoulement est divisé par une chicane transversale

K : rebouilleur type Kettle

Pour les fonds de calandres (boîtes arrière) :

L : plaque tubulaire fixe (formant bride de calandre) et faisceau démontable (boîte type A)

Annexe : Généralités sur les échangeurs à faisceaux et calandres (ECAF)

M : plaque tubulaire fixe et faisceau démontable

N : plaque tubulaire fixe (soudée) et faisceau démontable

P : fond flottant (glissant) avec presse étoupe extérieur

S : fond flottant avec anneaux démontables

T : fond flottant

U : faisceau de tubes en U

W : fond flottant avec presse étoupe extérieur à détecteur de fuite

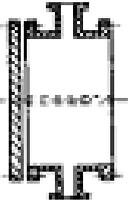
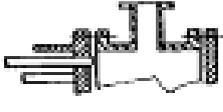
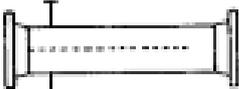
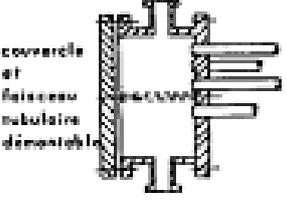
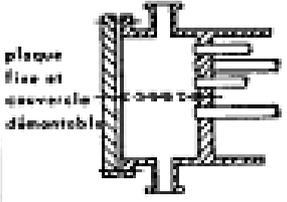
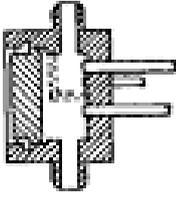
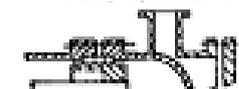
	DISTRIBUTEURS	CALANDRES	FONDS DE CALANDRES		
A	 <p>DISTRIBUTEUR AVEC COUVERCLE DÉMONTABLE</p>	E	 <p>CALANDRE A 1 PASSE</p>	L	 <p>IDENTIQUE AU DISTRIBUTEUR TYPE A (1)</p>
B	 <p>DISTRIBUTEUR A FOND SOUDE</p>	F	 <p>CALANDRE A 2 PASSES AVEC CHICANE LONGITUDINALE</p>	M	 <p>IDENTIQUE AU DISTRIBUTEUR TYPE B (1)</p>
C	 <p>couverture et faisceau tubulaire démontable</p>	G	 <p>ÉCOULEMENT SÉPARÉ</p>	N	 <p>IDENTIQUE AU DISTRIBUTEUR TYPE C (1)</p>
	 <p>plaque fixe et couvercle démontable</p> <p>DISTRIBUTEUR INTÉGRÉ A UNE PLAQUE TUBULAIRE AVEC COUVERCLE DÉMONTABLE</p>	H	 <p>DOUBLE ÉCOULEMENT</p>	P	 <p>FOND FLOTTANT AVEC PRESSE-ÉTOUPE EXTERIEUR</p>
D	 <p>DISTRIBUTEUR SPÉCIAL POUR HAUTE PRESSION</p>	J	 <p>ÉCOULEMENT DIVISÉ</p>	S	 <p>FOND FLOTTANT AVEC ANNEAUX DÉMONTABLES</p>
		K	 <p>REBOUILLEUR</p>	T	 <p>FOND FLOTTANT</p>
				U	 <p>FAISCEAU A TUBES EN "U"</p>
				W	 <p>FOND FLOTTANT PRESSE-ÉTOUPE EXTERIEUR / DETECTEUR DE FUITE</p>

Figure A.21 : Symbolisme de classement des échangeurs d'après l'association Américaine