

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 أبو بكر بلقايد - تلمسان

Faculté de TECHNOLOGIE

Université Aboubakr Belkaïd – Tlemcen –

Faculté de TECHNOLOGIE



MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du **diplôme de MASTER**

En : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Par : HABI Lahcene et TEFILI Rachad

Sujet

Etude numérique du comportement thermo-énergétique d'un triple échangeur de chaleur à tubes concentriques .

Soutenu publiquement, le 27/09 / 2024, devant le jury composé de :

M Guellil Hocine	MCA	Université de Tlemcen	Président
Mme MOSTEFAOUI Amina	MCB	Université de Tlemcen	Examinateur
M Saim Rachid	Pr	Université de Tlemcen	Encadreur
M Youcef Ahmed	Pr	Université de Tlemcen	Co-encadreur

Année Universitaire : 2023 / 2024

Remerciements

Nous remercions tout d'abord ALLAH le tout puissant de nous avoir données la santé, la patience, la puissance et la volonté pour réaliser ce mémoire.

Nous adressons, notre profonde gratitude et tout notre amour à nos parents, nos sœurs et frères, qui ont su nous faire confiance et nous soutenir en toutes circonstances,

Nous tenons particulièrement à remercier notre promoteur, Pr Youcef Ahmed, directeur de recherche à l'unité de recherche en énergies renouvelables en milieux saharien URERMS Adrar, pour avoir accepté la charge d'être rapporteur de ce mémoire, nous le remercions pour sa disponibilité, ses pertinents conseils sa patience et pour les efforts qu'il a consenti durant la réalisation de ce travail. Qu'il trouve ici l'expression de notre reconnaissance et de notre respect.

Nos vifs remerciements vont également aux membres du jury Mr GUELLIL Hocine et M^{me} MOSTEFAOUI Amina d'avoir accepté d'expertiser notre mémoire de Master
.....Merci pour votre présence.

Nous voudrions remercier monsieur le Professeur SAIM Rachid, nous ne saurons jamais la remercier assez pour son aide, sa disponibilité, son soutien et sa sympathie.

Ainsi qu'à tous nos proches amis qui nous ont toujours soutenus et encouragés même dans les périodes les plus difficiles.

Dédicace

Je Dédie ce Modeste travail :

A ma chère mère,

A mon cher père,

Pour leur soutien, leur patience, leur encouragement durant tout mon parcours scolaire et universitaire, j'espère qu'ils trouveront dans ce travail toute ma reconnaissance et tout mon amour.

A mes chers frères et sœurs A l'ensemble des étudiants de ma promotion,

A mes meilleures amis (es)

A Mon binôme Lahcene

A ceux qui ont partagé avec moi tous les moments d'émotion lors de la réalisation de ce travail. Ils m'ont chaleureusement supporté et encouragé tout au long de mon parcours,

A tous ceux que j'aime.

Je dédie ce mémoire.

Tefili Rachad

Dédicace

Je Dédie ce Modeste travail :

A ma chère mère,

A mon cher père,

Pour leur soutien, leur patience, leur encouragement durant tout mon parcours scolaire et universitaire, j'espère qu'ils trouveront dans ce travail toute ma reconnaissance et tout mon amour.

A mes chers frères et sœurs A l'ensemble des étudiants de ma promotion,

A mes meilleurs amis (es)

A Mon binôme Rachad

A ceux qui ont partagé avec moi tous les moments d'émotion lors de la réalisation de ce travail. Ils m'ont chaleureusement supporté et encouragé tout au long de mon parcours,

A tous ceux que j'aime.

Je dédie ce mémoire.

Habi Lahcene

Résumé

Ce mémoire de master propose une analyse numérique du comportement dynamique et thermique d'un écoulement turbulent d'eau à l'intérieur d'un échangeur thermique à triple tubes, d'une longueur de 2500 mm. Les paramètres étudiés incluent les coefficients de convection, la quantité de chaleur transférée, le coefficient de frottement, ainsi que le nombre de Nusselt. Deux scénarios ont été explorés : l'un avec une vitesse d'écoulement variable et l'autre avec une vitesse constante. Cette étude porte sur l'analyse numérique de la convection forcée turbulente dans ce type d'échangeur thermique. Les résultats obtenus permettent d'optimiser les performances de l'échangeur en ajustant les conditions d'écoulement et les vitesses pour maximiser le transfert de chaleur par convection, conformément aux besoins spécifiques du système. Le modèle standard de turbulence ($k-\epsilon$) a été appliqué pour décrire le comportement turbulent, et les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement, de l'énergie et de la turbulence ont été résolues en utilisant la méthode des volumes finis. Les résultats obtenus montrent que les régimes à vitesse constante permettent un transfert de chaleur plus efficace comparativement aux régimes à vitesse variable.

Mots-clés : Échangeur thermique à triple tube, Convection forcée turbulente, Modèle de turbulence $k-\epsilon$, Coefficient de convection, Nombre de Nusselt

Summary

This study presents a numerical analysis of the dynamic and thermal behavior of turbulent water flow inside three distinct tubes within a triple-tube heat exchanger, each with a length of 2500 mm. The parameters studied include convection coefficients, the amount of heat transferred, the friction coefficient, and the Nusselt number. Two scenarios were explored: one with variable flow velocity and the other with constant velocity. This study focuses on the numerical analysis of forced turbulent convection in this type of heat exchanger. The results obtained optimize the performance of the exchanger by adjusting flow conditions and velocities to maximize heat transfer through convection, in accordance with the system's specific requirements. The standard turbulence model ($k-\epsilon$) was applied to describe the turbulent behavior, and the conservation equations of mass, momentum, energy, and turbulence were solved using the finite volume method. The results obtained show that constant speed regimes allow for more efficient heat transfer compared to variable speed regimes.

Keywords : Triple-tube heat exchanger, Turbulent forced convection, $k-\epsilon$ turbulence model, Convection coefficient, Nusselt number

ملخص

يقترح هذا البحث في إطار رسالة الماجستير تحليلاً رقمياً للسلوك الديناميكي والحراري لتدفق الماء المضطرب داخل ثلاثة أنابيب مختلفة في مبادل حراري ثلاثي الأنابيب بطول 2500 مم. تشمل المعايير المدروسة معاملات الحمل الحراري، كمية الحرارة المنقولة، معامل الاحتكاك، بالإضافة إلى عدد نسلت. تم استكشاف سيناريوهين: أحدهما بتدفق متغير السرعة، والآخر بتدفق ثابت السرعة. تركز هذه الدراسة على التحليل الرقمي للحمل القسري المضطرب في هذا النوع من المبادلات الحرارية. تنتج النتائج المحصلة تحسين أداء المبادل الحراري من خلال ضبط ظروف التدفق والسرعات بهدف تعظيم نقل الحرارة بالحمل الحراري، بما يتوافق مع الاحتياجات الخاصة للنظام. تم تطبيق النموذج القياسي للاضطراب ($k-\epsilon$) لوصف السلوك المضطرب، كما تم حل معادلات حفظ الكتلة، كمية الحركة، الطاقة والاضطراب باستخدام طريقة الحجم المنتهية. النتائج التي تم الحصول عليها تظهر أن الأنظمة ذات السرعة الثابتة تتيح نقل حرارة أكثر كفاءة مقارنة بالأنظمة ذات السرعة المتغيرة.

الكلمات المفتاحية : مبادل حراري ثلاثي الأنابيب، الحمل القسري المضطرب، نموذج الاضطراب $k-\epsilon$ ، معامل الحمل الحراري، عدد نسلت

Liste des matières

INTRODUCTION GENERALE.....	16
I.1.INTRODUCTION.....	19
I.2. GENERALITES SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR.....	19
I.2.1. DEFINITION D'UN ECHANGEUR THERMIQUE.....	19
I.2.2. MODES DE FONCTIONNEMENT DES ECHANGEURS.....	19
I.2.2.1. ECHANGEUR À CO-COURANTS OU COURANTS PARALLÈLES.....	19
I.2.2.2. ECHANGEUR A CONTRE-COURANTS.....	20
I.2.2.3. ECHANGEUR A COURANTS CROISES.....	20
I.2.3. MODES DE TRANSFERT DE CHALEUR	21
I.2.3.1 CONDUCTION.....	21
I.2.3.2. CONVECTION.....	21
I.2.3.3. RAYONNEMENT.....	22
I.3. IMPORTANCE INDUSTRIELLE DES ECHANGEURS THERMIQUES.....	23
I.3.1. EFFICACITE ÉNERGETIQUE.....	23
I.3.2. ÉCONOMIES DE COUTS.....	23
I.3.3. OPTIMISATION DES PROCESSUS.....	23
I.3.4. CONSERVATION DES RESSOURCES.....	23
I.3.5. REFROIDISSEMENT INDUSTRIEL.....	23
I.3.6. INDUSTRIE ALIMENTAIRE PHARMACEUTIQUE.....	23
I.3.7. PRODUCTION D'ÉNERGIE.....	23
I.3.8. REDUCTION DES ÉMISSIONS DE CO ₂	24
I.3.9. INDUSTRIE PETROLIERE ET GAZIERE.....	24
I.3.10. CLIMATISATION ET REFRIGERATION.....	24
I.4- APPLICATIONS INDUSTRIELLES DES ECHANGEURS DE CHALEUR THERMIQUES.....	24
I.4.1. INDUSTRIE CHIMIQUE.....	24
I.4.2. PRODUCTION D'ÉNERGIE.....	25
I.4.3. INDUSTRIE PETROLIERE ET GAZIERE.....	26

I.4.4. INDUSTRIE ALIMENTAIRE ET DES BOISSONS.....	26
I.4.5. CLIMATISATION ET REFRIGERATION.....	27
I.4.6. INDUSTRIE AUTOMOBILE.....	27
I.4.7. INDUSTRIE PHARMACEUTIQUE.....	28
I.4.8. INDUSTRIE METALLURGIQUE.....	28
I.4.9. ÉNERGIES RENOUVELABLES.....	29
I.4.10. TRAITEMENT DES EAUX.....	29
I.5- TYPES DES ECHANGEURS DE CHALEUR.....	30
I.5.1- ECHANGEURS A PLAQUES.....	30
I.5.2. ECHANGEURS A TUBES : (MONOTUBES, COAXIAUX OU MULTITUBULAIRES).....	31
I.5.2.1. ÉCHANGEUR MONOTUBE.....	31
I.5.2.2. ÉCHANGEUR COAXIAL.....	32
I.5.2.3. ÉCHANGEUR MULTITUBULAIRE	33
I.5.2.3.1. ÉCHANGEUR A TUBES SEPARES.....	33
I.5.2.3.2. ÉCHANGEUR A TUBES RAPPROCHES.....	33
I.5.2.3.3. ÉCHANGEUR A TUBES AILETTES	34
I.5.3. ÉCHANGEUR A FAISCEAU ET CALANDRE	35
I.5.4. ÉCHANGEUR A TUBES ET CALANDRE.....	35
I.5.4.1. TYPES DES ECHANGEURS A TUBES ET CALANDRE.....	36
I.5.5. ECHANGEUR DE CHALEUR A TETE FLOTTANTE	36
I.5.6. ECHANGEUR A PLAQUE TUBULAIRES FIXES.....	36
I.5.7. ECHANGEUR A TUBES EN U.....	37
CHAPITRE II : SYNTHESE BIBLIOGRAPHIQUE.	
II. REVUE BIBLIOGRAPHIQUE	40
CHAPITRE III : DESCRIPTION DETAILLEE DU PROBLEME ECHANGEURS TRIPLES.	
III.1 INTRODUCTION.....	48
III.2. ECHANGEUR DE CHALEUR A TRIPLE TUBE CONCENTRIQUE.....	49
III.3. CALCUL DES PERFORMANCES THERMIQUE D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR A TRIPLE TUBE.....	49

III.3.1. PRINCIPALES TEMPERATURES	50
III.3.1.1 CIRCULATION A CONTRE –COURANT	51
III.3.1.2. CIRCULATION A Co –COURANT.....	52
III.3.1.3. CIRCULATION A Co-COURANT /CONTRE-COURANT	52
III.3.1.4. CIRCULATION A CONTRE-COURANT/Co –COURANT	53
CHAPITRE IV : FORMULATION MATHEMATIQUE DU PROBLEME .	
IV.1. INTRODUCTION	55
IV.2 GEOMETRIE DU PROBLEME.....	55
IV.3 ÉQUATION GOUVERNANTES	57
IV.3.1. ÉQUATION DE CONTINUITE	58
IV.3.2. ÉQUATION DE QUANTITE DE MOUVEMENT	58
IV.3.3. ÉQUATION D'ÉNERGIE	59
IV.4 EQUATION DE TURBULENCE	59
IV.4 .1. ÉQUATION DE TRANSPORT POUR K.....	60
IV.4 .2. TRANSPORT ÉQUATION FOR ϵ	60
IV.5 CONDITIONS AUX LIMITES	60
IV.6. COEFFICIENT DE TRANSFERT DE CHALEUR.....	62
IV.7. NOMBRE DE NUSSELT	62
IV.8. CONCLUSION.....	64
CHAPITRE V : RESOLUTION NUMERIQUE .	
V. 1. INTRODUCTION	66
V.2. METHODE NUMERIQUE	66
V.2.1. FORME GENERALE D'UNE EQUATION DE CONSERVATION.....	67
V.2.2. MAILLAGE.....	68
V. 3. PRESENTATION DE LOGICIEL CFD.....	69
V. 4. PRINCIPES DES CODES CFD.....	70
V. 5. PRINCIPE DE LA METHODE DES VOLUMES FINIS.....	71
V. 6. CHOIX DE MAILLAGE.....	72

V.7 PROCEDURE DE RESOLUTION NUMERIQUE PAR FLUENT.....	73
V.7.1 PRESENTATION DE GAMBIT	73
V.7.2. PRESENTATION DE FLUENT	76
V.8. CONCLUSION.....	83
CHAPITRE VI : RESULTATS ET INTERPRETATIONS	
VI. INTRODUCTION.....	85
VI.2. CHOIX DU MAILLAGE	85
VI.3 VALIDATION DU MODELE.....	87
VI.4. ETUDE DE COMPORTEMENT THERMIQUE AVEC VITESSES VARIABLES A L'ENTREE	88
VI.4.1. CONTOUR DE TEMPERATURE.....	88
VI.4.2. PROFIL DE TEMPERATURE AUX DIFFERENTES POSITIONS.....	89
VI.5. ETUDES DES COMPORTEMENTS DYNAMIQUES POUR DES VITESSES VARIABLES.....	90
VI.5.1. PROFIL DE VITESSE.....	90
VI.5.1.1. CONTOUR VECTEURS VITESSE.....	90
VI.5.1.2. CONTOUR DE VITESSE.....	90
VI.5.1.3. PROFIL DE VITESSE AUX DIFFERENTES POSITIONS.....	91
VI.5.2. CHUTE DE PRESSION.....	92
VI.5.2.1 CONTOUR DE PRESSION.....	92
VI.5.2.2 CHUTE DE PRESSION AUX DIFFERENTES POSITIONS.....	93
VI.6. ETUDE DE COMPORTEMENT THERMIQUE AVEC VITESSES CONSTANTES A L'ENTREE.....	94
VI 6.1. CONTOUR DE TEMPERATURE.....	94
VI.6.2. PROFIL DE TEMPERATURE AUX DIFFERENTES POSITIONS.....	95
VI.7. ETUDES DES COMPORTEMENTS DYNAMIQUES AVEC VITESSES CONSTANTES A L'ENTREE....	96
VI.7.1. PROFIL DE VITESSE	96
VI.7.1.1 CONTOUR DE VITESSE.....	96
VI.7.1.2. CONTOUR VECTEURS VITESSE.....	96
VI.7.1.3. PROFIL DE VITESSE AUX DIFFERENTES POSITIONS.....	97

VI.7.2. CHUTE DE PRESSION.....	98
VI.7.2.1. CONTOUR DE PRESSION	99
VI.7.2.2. CHUTE DE PRESSION AUX DIFFERENTES POSITIONS.....	99
VI.8. COEFFICIENTS DE CONVECTION.....	99
VI.9 NOMBRE DE NUSSELT	101
VI.10 COEFFICIENT DE FROTTEMENT.....	102
VI.11 QUANTITE DE CHALEUR.....	104
VI.12 CONCLUSION.....	105

Liste des figures

FIGURE 1: ECHANGEUR A CO-COURANT [1].....	19
FIGURE 2: ECHANGEUR A CONTRE -COURANTS[2]	20
FIGURE 3: ECHANGEUR A CONTRE-COURANT[3].....	20
FIGURE 4: CONDUCTION THERMIQUE[5].....	21
FIGURE 5: CONVECTION THERMIQUE[6].....	22
FIGURE 6: RAYONNEMENT[4].....	22
FIGURE 7: ECHANGEUR THERMIQUE EN CHIMIE[7].....	25
FIGURE 8: ECHANGEUR THERMIQUE POUR LES CENTRALES ELECTRIQUE.....	25
FIGURE 9: ECHANGEUR THERMIQUE EN PETROCHIMIE[8].....	26
FIGURE 10: ECHANGEUR THERMIQUE POUR FABRIQUER LES BOISSONS[9]	27
FIGURE 11: ECHANGEUR POMPE A CHALEUR[10].....	27
FIGURE 12: ELEMENTS CONSTITUTIFS D'UNE CLIMATISATION[11]	28
FIGURE 13: ECHANGEUR DE CHALEUR POUR INDUSTRIE PHARMACEUTIQUE.....	28
FIGURE 14: ECHANGEUR DE CHALEUR A PLAQUE[12]	29
FIGURE 15: ECHANGEUR DE CHALEUR POUR INDUSTRIE DES ENERGIE RENOUVELABLES[13] ...	29
FIGURE 16: ECHANGEUR A DOUBLE PLAQUE ET JOINTS, POUR LE TRAITEMENTS DES EAUX LES MOINS CRITIQUES[14].....	30
FIGURE 17: ECHANGEURS A PLAQUES [15].....	31
FIGURE 18: ECHANGEUR MONOTUBE. [16].....	32
FIGURE 19: SCHEMA DE L'ECHANGEUR GEOTHERMIQUE COAXIAL [17].....	32
FIGURE 20: ECHANGEUR A TUBES SEPARES. [18].....	33
FIGURE 21: ECHANGEUR A TUBES RAPPROCHES. [19]	34
FIGURE 22: ECHANGEUR A TUBES AILETTES [20].....	34
FIGURE 23: SCHEMA TYPIQUE D'UN ECHANGEUR TUBES CALANDRE [21].	35
FIGURE 24: ECHANGEUR A TUBES ET CALANDRE [22].....	36
FIGURE 25: ECHANGEUR A PLAQUE TUBULAIRES FIXES [23].	36
FIGURE 26: ECHANGEUR DE CHALEUR A TETE FLOTTANTE [24].....	37

FIGURE 27: ECHANGEUR A PLAQUE TUBULAIRES FIXES [24].	37
FIGURE 28: ECHANGEUR A TUBES EN U [24].	38
FIGURE 29: VARIATION DE TEMPERATURE DANS L'ARRANGEMENT (N-H-N) [29].	40
FIGURE 30: VARIATION DE TEMPERATURE DANS L'ARRANGEMENT (C-H-C)[29].	41
FIGURE 31: PARAMETRE DE CONCEPTION BASIQUES ECFC.	41
FIGURE 32: TEMPERATURES DE SORTIE DES TROIS POUR LES DIFFERENTS CAS (SANS NERVURES) ET AVEC NERVURES (4MM ET 8MM) [33].	42
FIGURE 33: GEOMETRIE DE L'ECHANGEUR A TROIS FLUIDES [36].	43
FIGURE 34: VALEURS EXPERIMENTALES ET CALCULEES DES TAUX DE TRANSFERT DE CHALEUR A L'INTERIEUR DU TCTHE-NI.[42].	44
FIGURE 35: VALEURS EXPERIMENTALES ET CALCULEES DE L'EFFICACITE DU TCTHE-NI[42].	45
FIGURE 36: LA VARIATION DU TAUX DE TRANSFERT DE CHALEUR DE L'ECHANGEUR DE CHALEUR POUR DIFFERENTS DEBITS D'ENTREE [43].	45
FIGURE 37: VUE EN COUPE DE L'ECHANGEUR DE CHALEUR A TRIPLE TUBES CONCENTRIQUE...	48
FIGURE 38: ECHANGEUR A TRIPLE TUBE CONCENTRIQUE A (CONTRE -COURANT).....	49
FIGURE 39: ECHANGEUR A TRIPLE TUBE CONCENTRIQUE A (CO-COURANT).....	49
FIGURE 40: PRINCIPALES TEMPERATURES DANS UN ECHANGEUR A TRIPLE CONCENTRIQUE A CIRCULATION.....	51
FIGURE 41: PRINCIPALES TEMPERATURES DANS UN ECHANGEUR A TRIPLE CONCENTRIQUE A CIRCULATION (CO-COURANT).....	52
FIGURE 42: PRINCIPALES TEMPERATURES DANS UN ECHANGEUR A TRIPLE CONCENTRIQUE A CIRCULATION (CO-COURANT /CONTRE-COURANT).	52
FIGURE 43: PRINCIPALES TEMPERATURES DANS UN ECHANGEUR A TRIPLE CONCENTRIQUE A CIRCULATION (CONTRE-COURANT /CO-COURANT)	53
FIGURE 44: GEOMETRIE DU PROBLEME.	56
FIGURE 45: DEVELOPPEMENT DE LA COUCHE LIMITE THERMIQUE [45].	62
FIGURE 46: DIAGRAMME DTLM.	64
FIGURE 47	69
FIGURE 48: DESCRIPTION DU VOLUME DE CONTROLE [47]	69
FIGURE 49: VOLUME DE CONTROLE BIDIMENSIONNEL.	72
FIGURE 50: VUE GLOBALE DE GAMBIT.....	74
FIGURE 51: GEOMETRIQUE ECHANGEUR DE CHALEUR A TRIPLE TUBE.....	75
FIGURE 52: MODELE DU MAILLAGE UTILISE POUR ECHANGEUR DE CHALEUR A TRIPLE TUBE. ..	76
FIGURE 53: TYPE DE RESOLUTION	77
FIGURE 54: IMPORTATION DE LA GEOMETRIE.	77
FIGURE 55: VERIFICATION DU MAILLAGE SOUS FLUENT.	78
FIGURE 56: VERIFICATION DU MAILLAGE SOUS FLUENT.	78
FIGURE 57: AFFICHAGE DU MAILLAGE.	79
FIGURE 58: ETABLIR L'EQUATION DE L'ENERGIE.....	79
FIGURE 59: CHOIX DU MODELE DE TURBULENCE.	80
FIGURE 60: DEFINITION DES PROPRIETES DES MATERIAUX.....	81
FIGURE 61: DEFINITION DES CONDITIONS AUX LIMITES.....	82
FIGURE 62: CHOIX DE LA SOLUTION.....	82
FIGURE 63: CHOIX DU NOMBRE DES ITERATIONS.....	83

FIGURE 64: FENETRE DES ITERATIONS	83
FIGURE 65: PROFILS DE VITESSE A LA SORTIE DANS LE TUBE INTERIEUR (EAU FROIDE) POUR DIFFERENTS MAILLAGES.	86
FIGURE 66: PROFILS DE TEMPERATURE A LA SORTIE DANS LE TUBE INTERIEUR (EAU FROIDE) POUR DIFFERENTS MAILLAGES.	86
FIGURE 67: COMPARAISON ENTRE LE NOMBRE DE NUSSELT DE LA PRESENTE ETUDE ET GNIELINSKI [49], DITTUS-BOELTER [50].....	87
FIGURE 68: COMPARAISON ENTRE LE FACTEUR DE FROTTEMENT DE LA PRESENTE ETUDE ET GNIELINSKI,DIAGRAMME DE MOODY [51].....	88
FIGURE 69: CONTOUR DE TEMPERATURE AVEC VITESSES VARIABLES A L'ENTREE.	88
FIGURE 70: PROFIL DE TEMPERATURE AVEC VITESSES VARIABLES A L'ENTREE.	89
FIGURE 71: CONTOUR VECTEURS VITESSE AVEC VITESSES VARIABLES A L'ENTREE.	90
FIGURE 72: CONTOUR DE VITESSE AVEC VITESSES VARIABLES A L'ENTREE.	90
FIGURE 73: PROFIL DE VITESSE AVEC VITESSES VARIABLES A L'ENTREE.	91
FIGURE 74: CONTOUR DE PRESSION AVEC VITESSE VARIABLES A L'ENTREE.....	92
FIGURE 75: CONTOUR DE PRESSION AVEC VITESSES VARIABLES A L'ENTREE.....	93
FIGURE 76: CONTOUR DE TEMPERATURE AVEC VITESSES CONSTANTES A L'ENTREE.	94
FIGURE 77: PROFIL DE TEMPERATURE AVEC VITESSES CONSTANTES A L'ENTREE.....	95
FIGURE 78: CONTOUR DE VITESSE AVEC VITESSES CONSTANTES A L'ENTREE.	96
FIGURE 79: CONTOUR VECTEURS VITESSE AVEC VITESSES CONSTANTES A L'ENTREE.....	97
FIGURE 80: PROFIL DE VITESSE AVEC VITESSES CONSTANTES A L'ENTREE.....	97
FIGURE 81: CONTOURS DE PRESSION AVEC VITESSES CONSTANTES A L'ENTREE.	98
FIGURE 82: CONTOUR DE PRESSION AVEC VITESSES CONSTANTES A L'ENTREE.	99
FIGURE 83: VARIATION DE COEFFICIENT DE CONVECTION EN FONCTION DE DEBIT MASSIQUE	100
FIGURE 84: VARIATION DE NOMBRE DE NUSSELT EN FONCTION DE DEBIT MASSIQUE.....	101
FIGURE 85: VARIATION DE COEFFICIENT DE FROTTEMENT EN FONCTION DE DEBIT MASSIQUE.	103
FIGURE 86: VARIATION DE LA QUANTITE DE CHALEUR EN FONCTION DE DEBIT MASSIQUE. ...	104

Liste des tableaux

TABLEAU 1: ELEMENTS DU SCHEMA TYPIQUE D'UN ECHANGEUR TUBES CALANDRE.	35
TABLEAU 2: DIFFERENTS ECARTS DE TEMPERATURE CIRCULATION A CONTRE –COURANT ,	51
TABLEAU 3: DIFFERENTS ECARTS DE TEMPERATURE CIRCULATION A CO–COURANT ,	52
TABLEAU 4: DIFFERENTS ECARTS DE TEMPERATURE CIRCULATION A Co-COURANT /CONTRE- COURANT	53
TABLEAU 5: DIFFERENTS ECARTS DE TEMPERATURE CIRCULATION A CONTRE-COURANT/Co – COURANT	53
TABLEAU 6: DIMENSIONS DU PROBLEME ETUDIE (VITESSES VARIABLES)	56
TABLEAU 7: DIMENSIONS DU PROBLEME ETUDIE (VITESSES CONSTANTES)	57

TABLEAU 8: DIFFERENTS FORMES DE MAILLAGE DES FACES.....	73
TABLEAU 9: LES CONDITIONS AUX LIMITES DANS GAMBIT.	76
TABLEAU 10: GRILLE TESTES.....	85
TABLEAU 11: VARIATIONS DE COEFFICIENTS DE CONVECTION EN FONCTION DE DEBIT MASSIQUE.....	99
TABLEAU 12: VARIATION DE NOMBRE DE NUSSELT EN FONCTION DE DEBIT MASSIQUE.	101
TABLEAU 13: VARIATION DE COEFFICIENT DE FROTTEMENT EN FONCTION DE DEBIT MASSIQUE.	102
TABLEAU 14: VARIATION DE LA QUANTITE DE CHALEUR EN FONCTION DE DEBIT MASSIQUE.	104

Nomenclature

Symbole	Signification	Unité
L	Longueur des tubes	[m]
d	Diamètre du tube	[m]
T	Température des fluide	[K]
A	Surface d'échange	[m ²]
Cp	Capacité calorifique du fluide	[J/kg K]
Cf	Facteur de frottement moyen	[-----]
D_h	Diamètre hydraulique	[m]
DTLM	Différence de Température Logarithmique Moyenne	[K]
Dp	Chute de pression	[Pa]
e	Epaisseur de la paroi	[m]
f	Coefficient de friction moyen	[-----]
h	Coefficient d'échange thermique	[W/m ² K]

k	Energie cinétique turbulente	$[m^2 / s^2]$
P	Pression	[Pa]
PEC	Coefficient de performance d'un échangeur	[-----]
Pr	Nombre de Prandtl local	[-----]
Nu	Nombre de Nusselt moyen	[-----]
Nu (x)	Nombre de Nusselt local	[-----]
q_m	Débit massique du fluide	[kg/s]
r	Coordonnée de l'axe (or)	[m]
R₁	Rayon interne de tube interne	[m]
R₂	Rayon externe de tube interne	[m]
R₃	Rayon interne de tube externe	[m]
Re	Nombre de Reynolds	[-----]
u	Vitesse suivant l'axe (ox)	[m/s]
v	Vitesse suivant l'axe (or)	[m/s]
x	Coordonnée de l'axe (ox)	[m]

Symbole grec

Symbole	Signification	Unité
μ	Viscosité dynamique	[kg/m s]
ρ	Masse volumique	$[kg/m^3]$
ε	Dissipation turbulente	$[m^2/s^3]$
δ	Épaisseur de la couche limites	[m]

ϕ	Flux de chaleur	[W/m ²]
λ	Conductivité thermique	[W/m ² K]
α	diffusivité thermique	[m/s]

Indices

Indice	Signification
A	Surface d'échange
atm	Atmosphérique
c	Chaude
e	Entrée
f	Froide
F	Fluide
p	Paroi
s	Sortie
S	Solide

Introduction générale

La convection forcée correspond à un mécanisme de transfert de chaleur dans lequel le mouvement d'un fluide, qu'il s'agisse d'un gaz ou d'un liquide, est généré par une force extérieure, telle qu'une pompe, un ventilateur ou une turbine. Ce déplacement induit du fluide améliore l'efficacité du processus de transfert thermique.

L'évolution des technologies énergétiques a accompagné le développement des sociétés humaines, avec la thermique jouant un rôle central. En effet, cette discipline intervient de manière directe ou indirecte dans la majorité des processus énergétiques. En conséquence, les sciences thermiques possèdent un champ d'application vaste et diversifié. Deux domaines méritent toutefois une attention particulière : d'un côté, la conversion de l'énergie sous forme thermique et réciproquement, et de l'autre, le transfert de chaleur. Le premier domaine concerne les machines thermiques, tandis que le second porte sur les échangeurs de chaleur.

Dans le secteur industriel, les échangeurs de chaleur ont une importance économique majeure. Environ 90 % de l'énergie thermique utilisée dans les processus industriels traverse au moins une fois un échangeur de chaleur, que ce soit au cours des procédés eux-mêmes ou dans les systèmes de récupération d'énergie thermique. Ces dispositifs sont employés dans une grande variété d'applications, leur fonction principale étant de transférer la chaleur entre deux ou plusieurs fluides à des températures différentes. Ils sont présents dans des domaines aussi divers que l'industrie chimique, pétrochimique, agroalimentaire, mais aussi dans le secteur résidentiel pour le chauffage et la climatisation, ainsi que dans les transports (automobile, maritime, etc.).

La diversité des usages des échangeurs de chaleur a conduit à l'émergence d'une large gamme de configurations géométriques, incluant des modèles tubulaires, à plaques ou à ailettes. Parmi ces formes, les échangeurs tubulaires sont les plus courants, avec l'échangeur à double tube concentrique représentant la version la plus simple. Cependant, cette conception présente des limites en termes de performance. Pour accroître l'efficacité du transfert de chaleur et améliorer la compacité de ces dispositifs, l'ajout d'un troisième tube a été proposé, créant ainsi l'échangeur à triple tube concentrique.

L'échangeur de chaleur à triple tube concentrique est une évolution du modèle à double tube, intégrant un tube intermédiaire. Ce dernier permet d'augmenter la surface d'échange thermique par unité de longueur, renforçant ainsi la performance du transfert de chaleur.

Dans le premier chapitre, nous avons présenté un rappel général sur les échangeurs de chaleur. Le deuxième chapitre est consacré à une synthèse bibliographique, tandis que le troisième offre une description détaillée des échangeurs triples. Les quatrième et cinquième chapitres sont dédiés à la formulation mathématique du problème ainsi qu'à sa résolution numérique. Enfin, les résultats obtenus sont accompagnés de leurs interprétations. Le mémoire est achevé par une conclusion générale et les perspectives qui peuvent être dégagés de ce travail.

RAPPELS ET GÉNÉRALITÉS SUR LES ÉCHANGEURS DE CHALEUR

Chapitre I

I.1 Introduction

Les échangeurs de chaleur jouent un rôle essentiel dans le secteur industriel. Ce chapitre propose une analyse approfondie de ces dispositifs, en mettant en avant leur importance stratégique dans divers processus industriels, leurs multiples applications, ainsi qu'une présentation des principales catégories d'échangeurs de chaleur.

I.2 Généralités sur les échangeurs de chaleur

I.2.1 Définition d'un échangeur thermique

Un échangeur de chaleur est un dispositif conçu pour permettre le transfert de chaleur entre deux fluides sans qu'ils ne se mélangent. Dans ce système, les fluides chaud et froid sont séparés par une paroi, qui peut être plane ou tubulaire. Le transfert thermique s'effectue du fluide chaud vers le fluide froid. Les fluides impliqués dans ce processus, qu'ils soient chauffants ou chauffés, sont appelés fluides caloporteurs [1].

I.2.2 Modes de fonctionnement des échangeurs

I.2.2.1 Echangeur à co-courants ou courants parallèles

Deux fluides circulent parallèlement sur la surface d'échange thermique dans la même direction, entraînant une diminution progressive de la différence de température entre eux tout au long de cette surface.

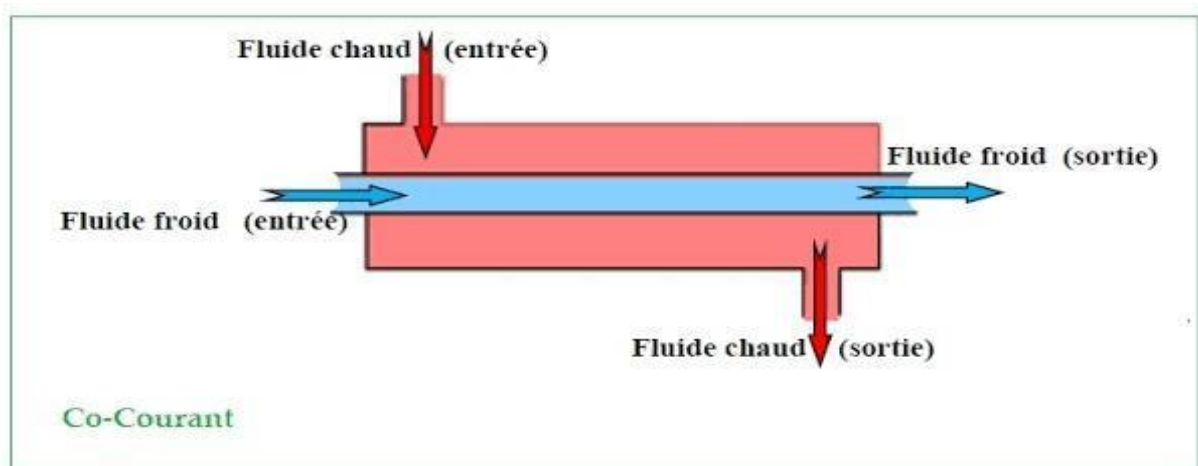


Figure 1: Echangeur à co-courant [1].

I.2.2.2 Echangeur à contre-courant

Deux fluides circulent en sens inverse, ce qui permet de maintenir une différence de température significative sur l'ensemble de la surface d'échange. Ce mode de circulation conduit à des échangeurs de chaleur qui, malgré une surface d'échange comparable à celle des échangeur en co-courant, offrent une efficacité accrue.

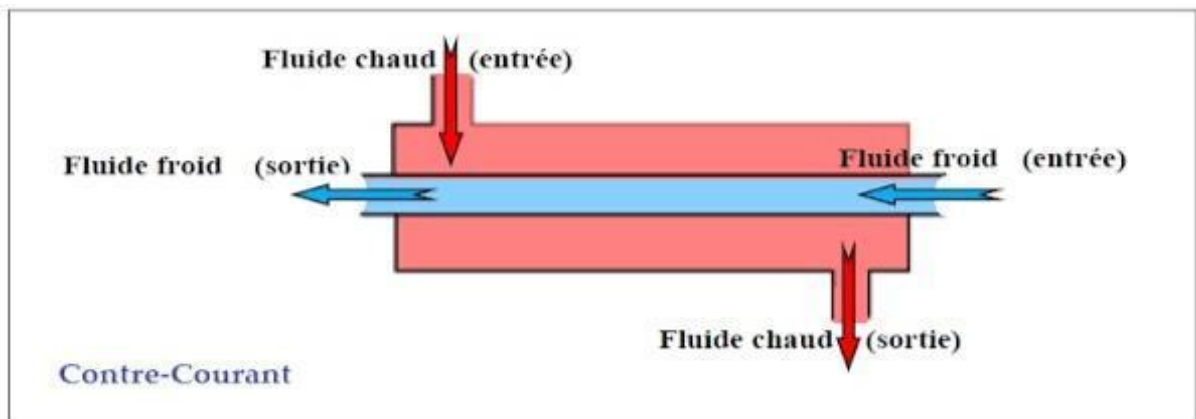


Figure 2:Echangeur à contre -courants[2]

I.2.2.3 Echangeur à courant croisés

Ce mode de circulation constitue une solution intermédiaire entre le co-courant et le contre-courant. Il est fréquemment déterminé par les contraintes technologiques associées à l'alimentation de l'échangeur, à la configuration matérielle de la surface d'échange, ou encore à la gestion des flux des fluides.

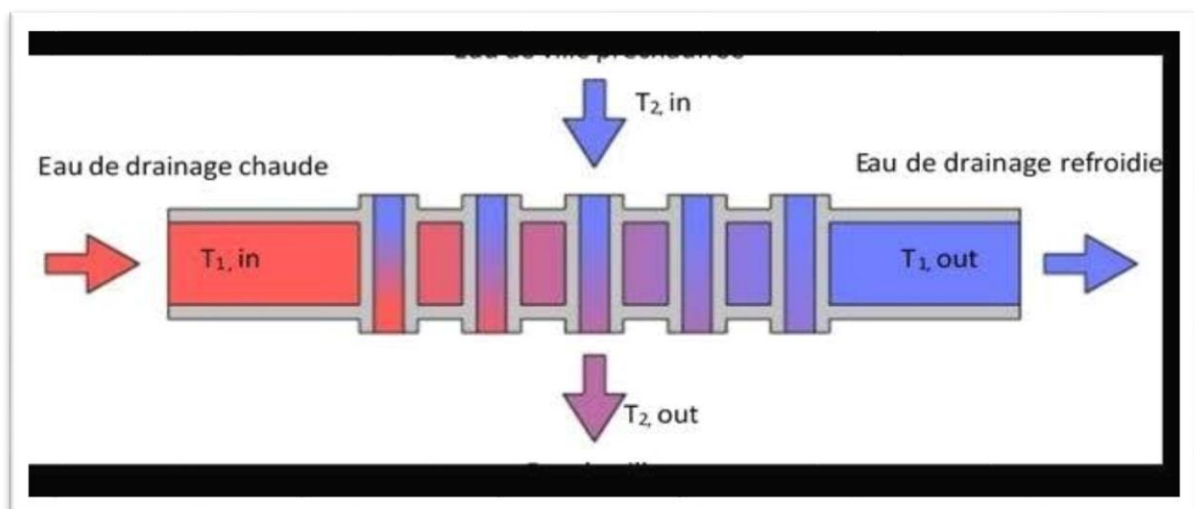


Figure 3:Echangeur à contre-courant[3]

I.2.3 Modes de transfert de chaleur

I.2.3.1 Conduction

La conduction désigne le transfert de chaleur induit par une différence de température entre deux zones au sein d'un milieu solide, liquide ou gazeux, ou entre deux milieux en contact direct. Ce phénomène se produit en l'absence de mouvement macroscopique significatif du milieu. Le transfert de chaleur résulte de l'agitation des particules adjacentes et de l'interaction directe entre elles, impliquant un transfert d'énergie moléculaire. Ce processus, relativement lent, se manifeste aussi bien dans les solides que dans les fluides au repos [4].

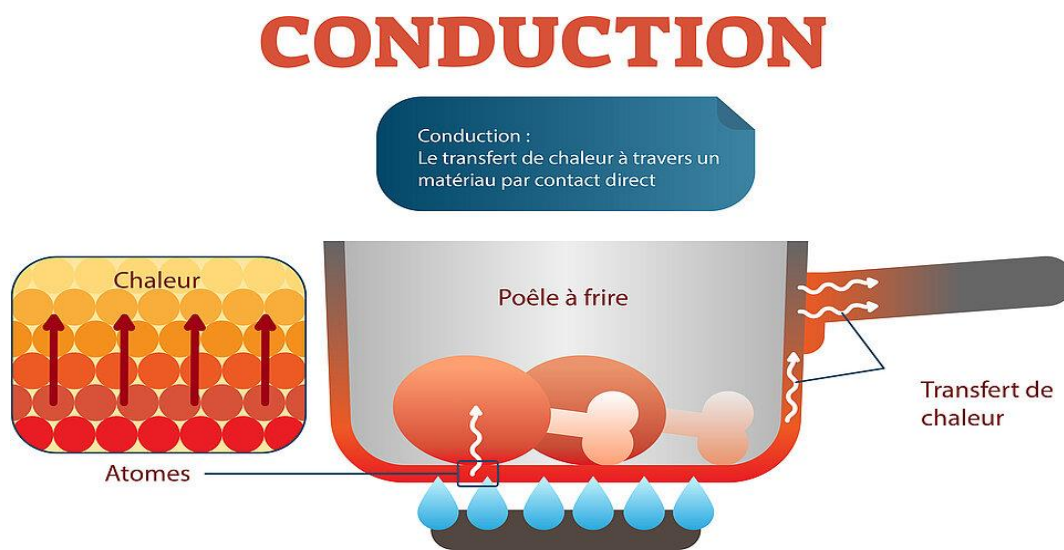


Figure 4: Conduction thermique[5].

I.2.3.2 Convection

Ce type de transfert de chaleur implique un mouvement macroscopique de la matière, spécifiquement observé dans les liquides et les gaz. Ce processus, propre à ces milieux, se traduit par le transport de chaleur via le déplacement du fluide. Il décrit ainsi la propagation de la chaleur dans un fluide, qu'il s'agisse d'un gaz ou d'un liquide, où les molécules sont en mouvement constant [4].

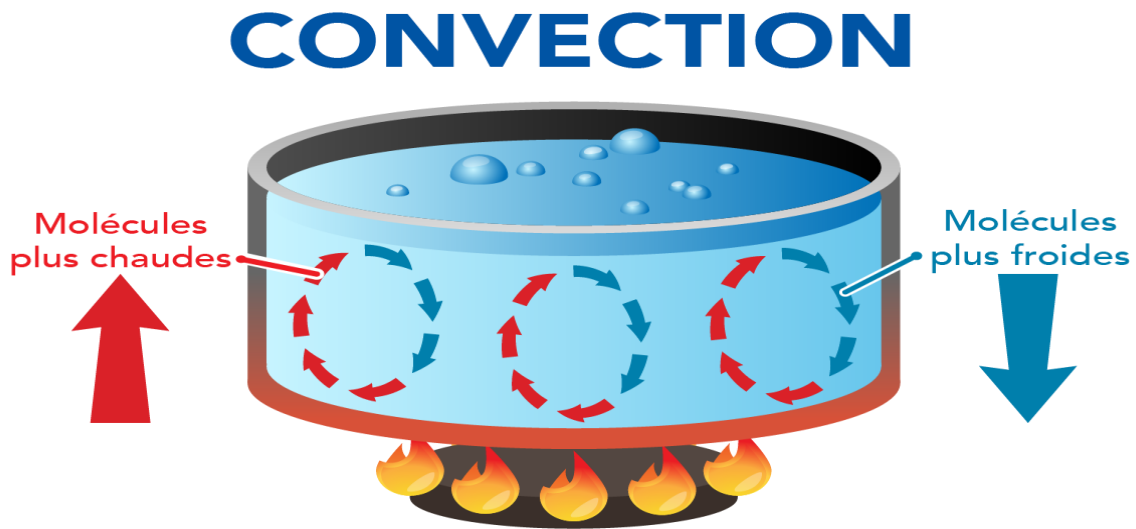


Figure 5: Convection thermique[6].

I.2.3.3 Rayonnement

Ce phénomène concerne le transfert de chaleur entre deux surfaces séparées par un milieu transparent ou semi-transparent. Les matériaux ont la capacité d'émettre ou d'absorber des photons, qui transportent des quantités d'énergie. L'énergie associée à un photon est extraite de l'état énergétique du corps émetteur, tandis qu'un photon absorbé voit son énergie souvent convertie en chaleur. Ce mécanisme d'émission est lié à la température du milieu, permettant un transfert d'énergie à distance de manière quasi-instantanée, sans nécessiter de support matériel [4].

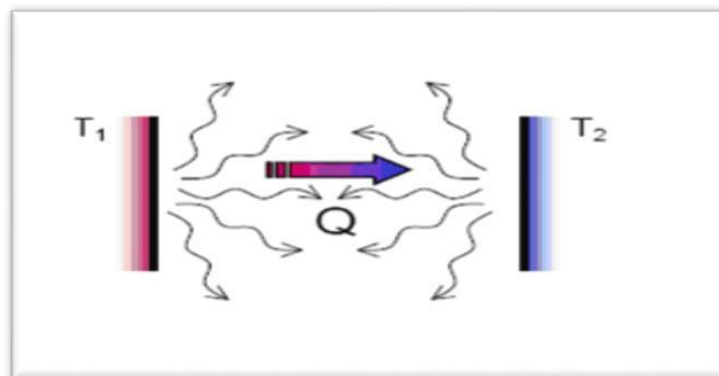


Figure 6: Rayonnement[4].

I.3 Importance industrielle des échangeurs thermiques

Les échangeurs de chaleur sont des éléments essentiels dans divers secteurs industriels en raison des nombreux avantages qu'ils offrent. Voici une analyse de leur importance :

I.3.1 Efficacité Énergétique

Les échangeurs de chaleur améliorent l'efficacité énergétique en capturant et réutilisant la chaleur, ce qui permet de réduire la consommation d'énergie dans divers processus industriels.

I.3.2 Économies de Coûts

La récupération de chaleur résiduelle génère des économies significatives à long terme en diminuant les coûts énergétiques des entreprises.

I.3.3 Optimisation des Processus

Ils optimisent les processus industriels en maintenant des températures spécifiques, en refroidissant les équipements et en facilitant diverses réactions chimiques.

I.3.4 Conservation des Ressources

Les échangeurs de chaleur favorisent la conservation des ressources en réduisant le gaspillage énergétique et en minimisant l'impact environnemental grâce à la réutilisation de la chaleur.

I.3.5 Refroidissement Industriel

Ils sont cruciaux pour le refroidissement des équipements, garantissant un fonctionnement efficace et prolongeant la durée de vie des machines dans de nombreuses industries.

I.3.6 Industrie Alimentaire et Pharmaceutique

Dans ces secteurs, ils sont utilisés pour le chauffage et le refroidissement, assurant le respect des normes de sécurité et de qualité dans la production alimentaire et pharmaceutique.

I.3.7 Production d'Énergie

Ils jouent un rôle important dans le cycle thermique des centrales électriques, en chauffant l'eau pour produire de la vapeur, qui est ensuite utilisée pour générer de l'électricité.

I.3.8 Réduction des Émissions de CO_2

En augmentant l'efficacité énergétique, ils contribuent à la réduction des émissions de dioxyde de carbone, soutenant ainsi les initiatives de développement durable.

I.3.9 Industrie Pétrolière et Gazière

Ils sont impliqués dans le chauffage, le refroidissement et la récupération de chaleur, jouant un rôle clé dans le traitement du pétrole et du gaz.

I.3.10 Climatisation et Réfrigération

Essentiels pour les systèmes de climatisation, de réfrigération et les pompes à chaleur, ils assurent le confort thermique dans divers environnements.

En résumé, les échangeurs de chaleur sont des composants incontournables, offrant des avantages économiques, environnementaux et opérationnels majeurs. Ils favorisent une utilisation plus efficace de l'énergie et soutiennent une production industrielle durable.

I.4 Applications industrielles des échangeurs de chaleur thermiques

Les échangeurs de chaleur sont largement utilisés dans divers secteurs industriels, illustrant leur importance dans différents domaines

I.4.1 Industrie Chimique

Ils sont essentiels pour la régulation de la température des réacteurs chimiques, garantissant un chauffage et un refroidissement appropriés tout en permettant la récupération de chaleur indispensable.



Figure 7:Echangeur thermique en chimie[7]

I.4.2 Production d'Énergie

Dans les centrales électriques, les échangeurs de chaleur jouent un rôle crucial en facilitant le refroidissement des générateurs, en chauffant l'eau dans les chaudières, et en récupérant la chaleur des gaz d'échappement.



Figure 8:Echangeur thermique pour les centrales électrique

I.4.3 Industrie Pétrolière et Gazière

Dans le traitement des fluides, les échangeurs de chaleur assurent à la fois le chauffage et le refroidissement requis, tout en étant essentiels pour la récupération de chaleur au cours des processus.



Figure 9:Echangeur thermique en pétrochimie[8]

I.4.4 Industrie Alimentaire et des Boissons

Essentiels dans la production alimentaire, les échangeurs de chaleur sont utilisés pour des opérations telles que le chauffage, le refroidissement, la pasteurisation, la stérilisation, ainsi que pour divers autres procédés.



Figure 10:Echangeur thermique pour fabriquer les boissons[9]

I.4.5 Climatisation et Réfrigération

Au sein des systèmes de climatisation, de réfrigération et des pompes à chaleur, les échangeurs de chaleur assurent le transfert thermique entre les fluides, permettant ainsi de maintenir des températures précises.

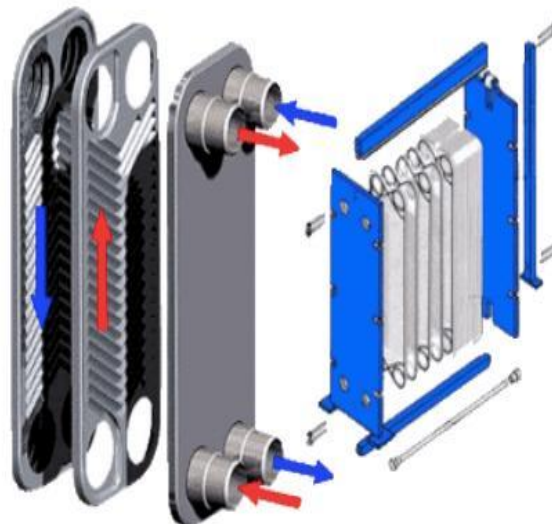


Figure 11:Echangeur pompe à chaleur[10]

I.4.6 Industrie Automobile

Utilisés dans les systèmes de refroidissement des moteurs et les systèmes de climatisation des véhicules, les échangeurs de chaleur garantissent un contrôle précis de la température.

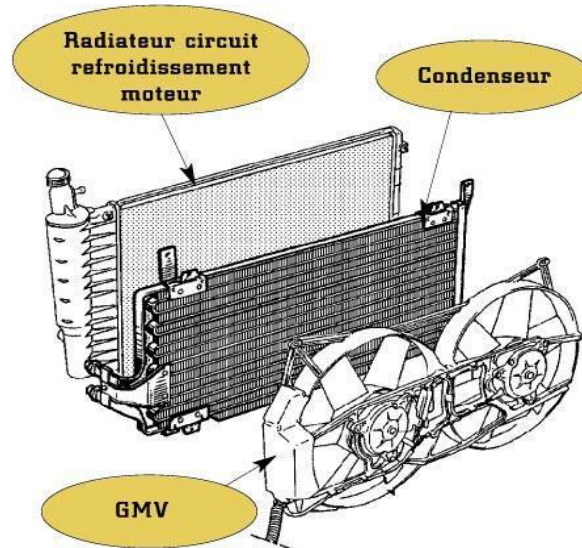


Figure 12:Eléments constitutifs d'une climatisation[11]

I.4.7 Industrie Pharmaceutique

Indispensables dans la production de médicaments, les échangeurs de chaleur jouent un rôle crucial dans le refroidissement et le chauffage des réacteurs, ainsi que dans le processus de stérilisation.



Figure 13:Echangeur de chaleur pour industrie pharmaceutique.

I.4.8 Industrie Métallurgique

Ils contribuent au refroidissement des fours, au chauffage des gaz et à la récupération de chaleur tout au long du processus de production.



Figure 14:Echangeur de chaleur à plaque[12]

I.4.9 Énergies Renouvelables

Ils sont employés dans des applications telles que la géothermie pour exploiter la chaleur issue de sources naturelles.



Figure 15:Echangeur de chaleur pour industrie des énergie renouvelables[13]

I.4.10 Traitement des Eaux

Ils sont utilisés pour le chauffage et le refroidissement des fluides dans les installations de traitement des eaux et de désalinisation.



Figure 16: Echangeur à double plaque et joints, pour le traitements des eaux les moins critiques[14]

En résumé, les échangeurs de chaleur jouent un rôle fondamental en améliorant l'efficacité énergétique, en préservant les ressources et en réduisant les coûts opérationnels à travers diverses applications industrielles.

I.5 Types des échangeurs de chaleur

Les principaux types d'échangeurs de chaleur sont les suivants :

I.5.1 Échangeurs à plaques

Les échangeurs de chaleur à plaques se classifient en deux catégories : ceux à surface primaire et ceux à surface secondaire avec ailettes. Ces dispositifs sont réputés pour leurs performances thermiques remarquables, avec des plaques qui assurent une efficacité élevée. Leur rendement supérieur les rend essentiels dans de nombreuses applications. Ils sont largement utilisés dans les industries du froid et de la cryogénie, ainsi que dans les secteurs chimique, pétrochimique, pharmaceutique et alimentaire.

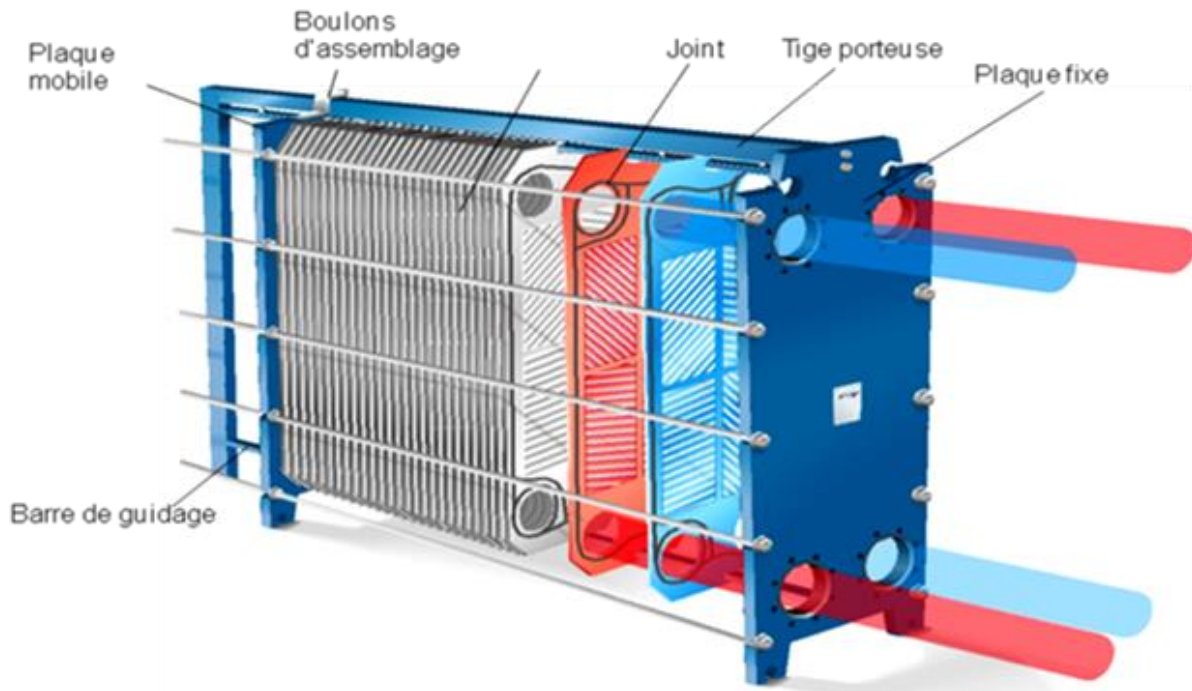


Figure 17: Echangeurs à plaques [15]

I.5.2 Echangeurs à tubes (monotubes, coaxiaux ou multitubulaires)

Les échangeurs de chaleur à tubes sont couramment utilisés en raison de leur rentabilité. Ils se divisent en trois types en fonction du nombre de tubes et de leur disposition, chacun étant conçu pour optimiser l'efficacité dans des applications spécifiques :

I.5.2.1 Échangeur monotube

Un échangeur monotube, également connu sous le nom d'échangeur monobloc, fonctionne en faisant circuler les deux fluides à différentes sections à l'intérieur d'un seul tube. Cette configuration simplifie la conception et réduit les coûts, car elle n'utilise qu'un tube pour les deux flux de fluides. Les échangeurs monotubes sont particulièrement adaptés aux applications nécessitant des économies d'espace ou des conditions de pression élevée. Ils sont couramment utilisés dans les systèmes de chauffage domestique, les systèmes de refroidissement automobile et les climatiseurs.



Figure 18:Echangeur monotube. [16]

I.5.2.2 Échangeur coaxial

Un échangeur coaxial est constitué de deux tubes disposés de manière concentrique. Le fluide chaud circule à l'intérieur du tube central, tandis que le fluide froid passe entre le tube central et le tube externe. Cette configuration favorise un transfert de chaleur efficace entre les deux fluides. Les échangeurs coaxiaux sont couramment utilisés dans les systèmes de chauffage et de refroidissement, ainsi que dans les chauffe-eau solaires et géothermiques, grâce à leur compacité et leur efficacité élevée.

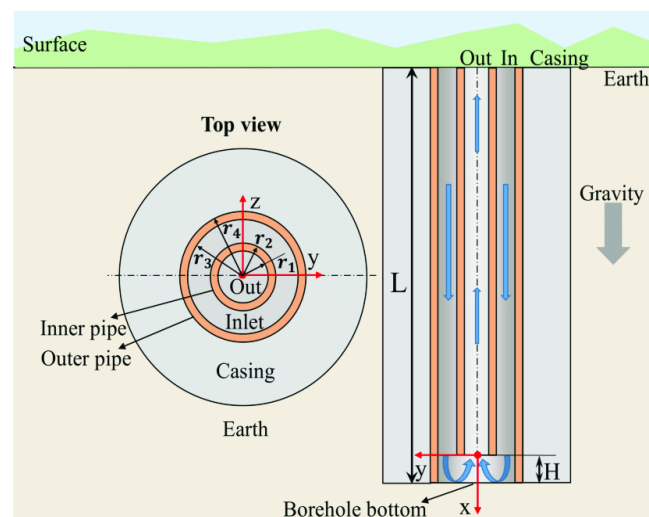


Figure 19:Schéma de l'échangeur géothermique coaxial [17]

I.5.2.3 Échangeur multitubulaire

I.5.2.3.1 Échangeur à tubes séparés

Dans un échangeur à tubes séparés, les deux fluides circulent à travers des tubes distincts et parallèles, chaque fluide ayant son propre ensemble de tubes. Cette configuration empêche tout contact direct entre les fluides, garantissant un transfert de chaleur efficace tout en maintenant une séparation complète, ce qui est essentiel pour éviter la contamination croisée dans certains environnements. Ces échangeurs sont couramment utilisés dans des secteurs tels que l'industrie chimique, pharmaceutique et alimentaire, ainsi que dans les systèmes de refroidissement des centrales électriques.

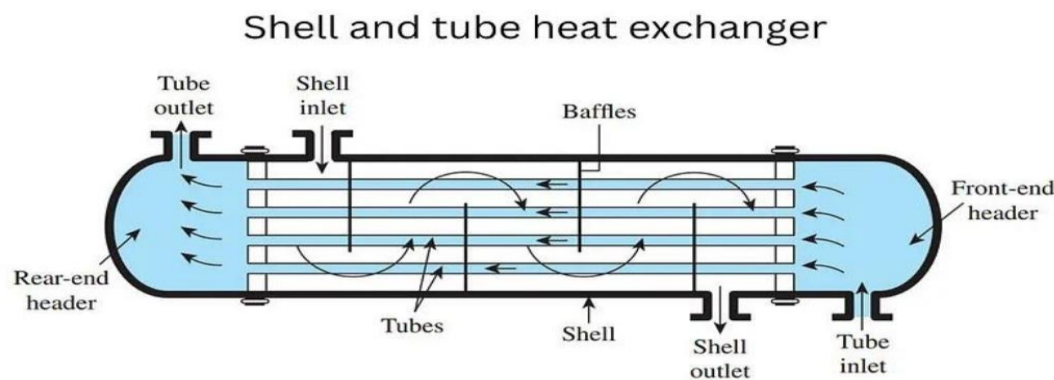


Figure 20:Échangeur à tubes séparés. [18]

I.5.2.3.2 Échangeur à tubes rapprochés

Dans les échangeurs à tubes rapprochés, les tubes sont disposés de manière à maximiser la proximité entre eux, augmentant ainsi la surface de transfert de chaleur par unité de volume et améliorant l'efficacité globale du processus. Ce type de configuration est particulièrement avantageux lorsque les fluides présentent une grande différence de température ou qu'un des fluides est très visqueux. Ces échangeurs sont largement utilisés dans des environnements où l'espace est limité, tels que les installations offshore, les raffineries de pétrole, les usines chimiques, ainsi que dans les systèmes de climatisation industrielle.

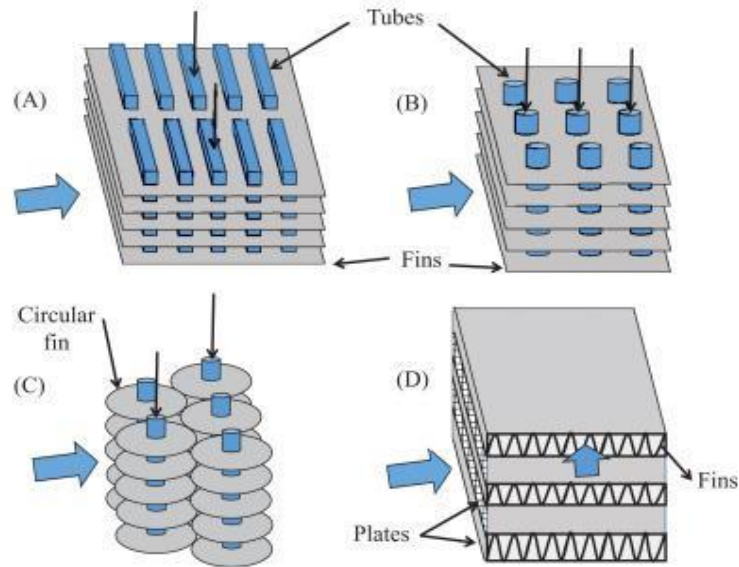


Figure 21:Échangeur à tubes rapprochés. [19]

I.5.2.3.3 Échangeur à tubes ailettes

Dans un échangeur à tube à ailettes, les tubes sont dotés d'ailettes métalliques fixées sur leur surface externe. Ces ailettes augmentent la surface de transfert de chaleur, améliorant ainsi l'efficacité globale de l'échangeur en permettant un transfert de chaleur plus rapide et plus efficace entre les fluides. Ce type d'échangeur est largement utilisé dans des applications où la dissipation efficace de la chaleur est nécessaire, comme les systèmes de refroidissement des moteurs, les refroidisseurs d'air, les systèmes de réfrigération et les équipements industriels d'échange de chaleur.

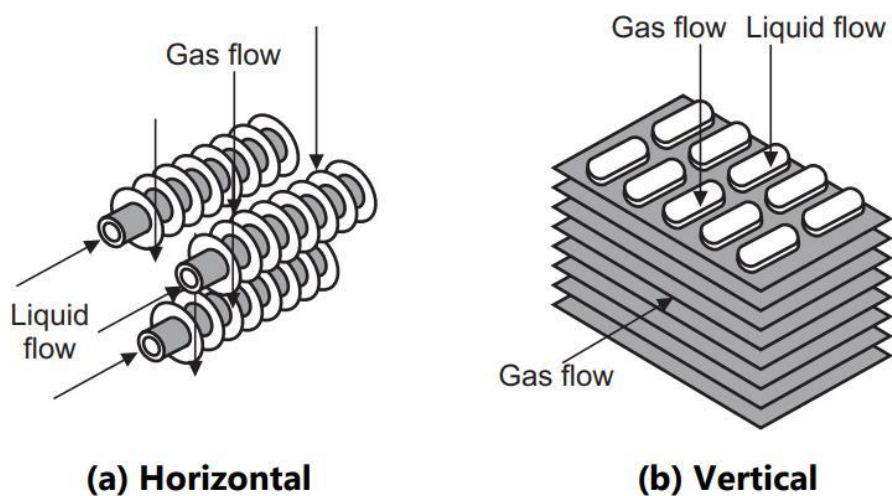


Figure 22:Échangeur à tubes ailettes [20]

I.5.3 Échangeur a faisceau et calandre

Les échangeurs de chaleur à faisceau tubulaire et calandre sont des dispositifs dans lesquels un faisceau de tubes est logé à l'intérieur d'une calandre, permettant ainsi le transfert de chaleur entre deux fluides circulant respectivement à l'intérieur et à l'extérieur des tubes.

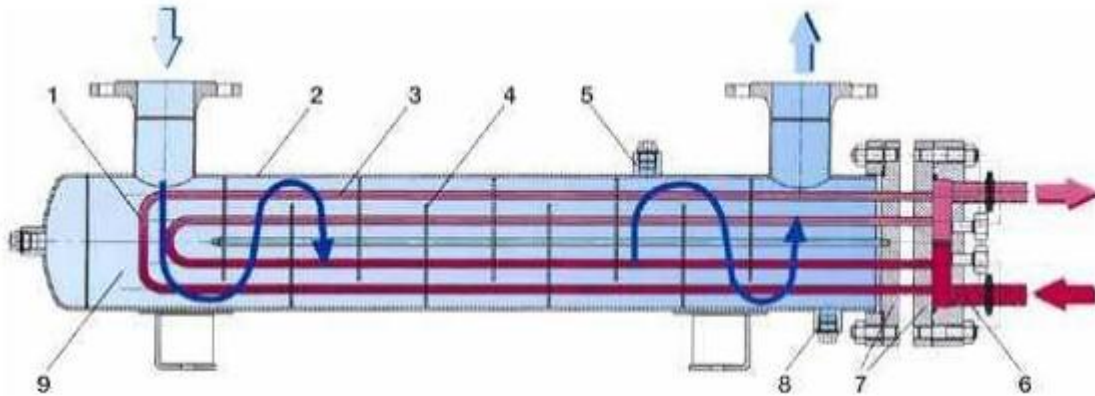


Figure 23:Schéma typique d'un échangeur tubes calandre [21].

1	Faisceau tubulaire	4	chicane	7	Plaque tubulaire
2	Enveloppe calandre	5	Reccord évent	8	Raccord vidange
3	Intérieur tube	6	Intérieur boîte à eau	9	Intérieur enveloppe

Tableau 1:Eléments du schéma typique d'un échangeur tubes calandre.

Les échangeurs de chaleur à faisceau et calandre sont prédominants dans les installations de transformation des industries chimiques et pétrochimiques. Ils se caractérisent par un faisceau de tubes logé à l'intérieur d'une calandre, permettant la circulation du deuxième fluide. Cette configuration est fréquemment utilisée dans des équipements tels que les condenseurs, les rebouilleurs et les fours multitubulaires, démontrant ainsi leur polyvalence dans divers processus industriels [21].

I.5.4 Échangeur à tubes et calandre

Il s'agit d'un échangeur de chaleur couramment employé dans les secteurs pétroliers, chimiques et thermiques. Cet appareil facilite le transfert de chaleur entre deux fluides tout en empêchant leur mélange.

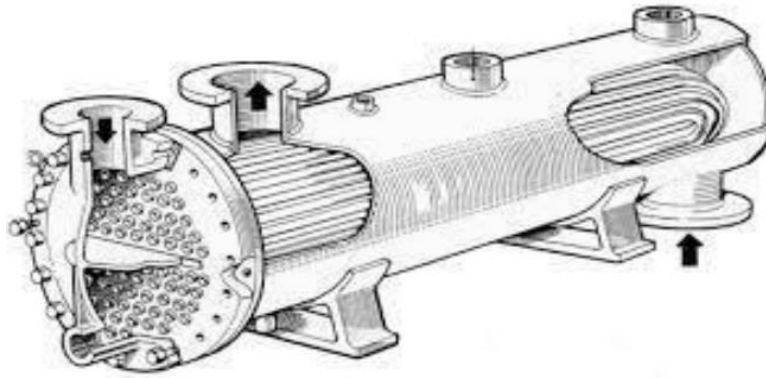


Figure 24:Echangeur à tubes et calandre [22].

I.5.4.1 Types des échangeurs à tubes et calandre

a. Echangeur à plaque tubulaires fixes

Les plaques tubulaires sont solidement fixées à la calandre par un procédé de soudage, et l'échangeur est équipé d'un joint d'expansion afin d'accommoder les variations de dilatation thermique causées par des fluctuations importantes de température. En raison de cette configuration, seul un nettoyage chimique est possible pour cet échangeur.

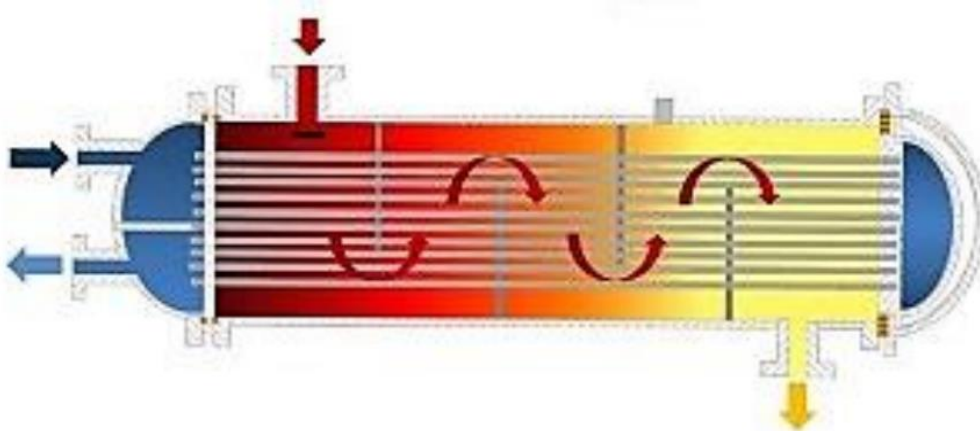


Figure 25:Echangeur à plaque tubulaires fixes [23].

b. Echangeur de chaleur à tête flottante

Une des plaques tubulaires reste immobile, solidement fixée entre les brides de la calandre et de la boîte de distribution. La seconde plaque, de diamètre plus petit, supporte la boîte de retour et a la liberté de coulisser à l'intérieur du capot qui scelle la calandre [24].

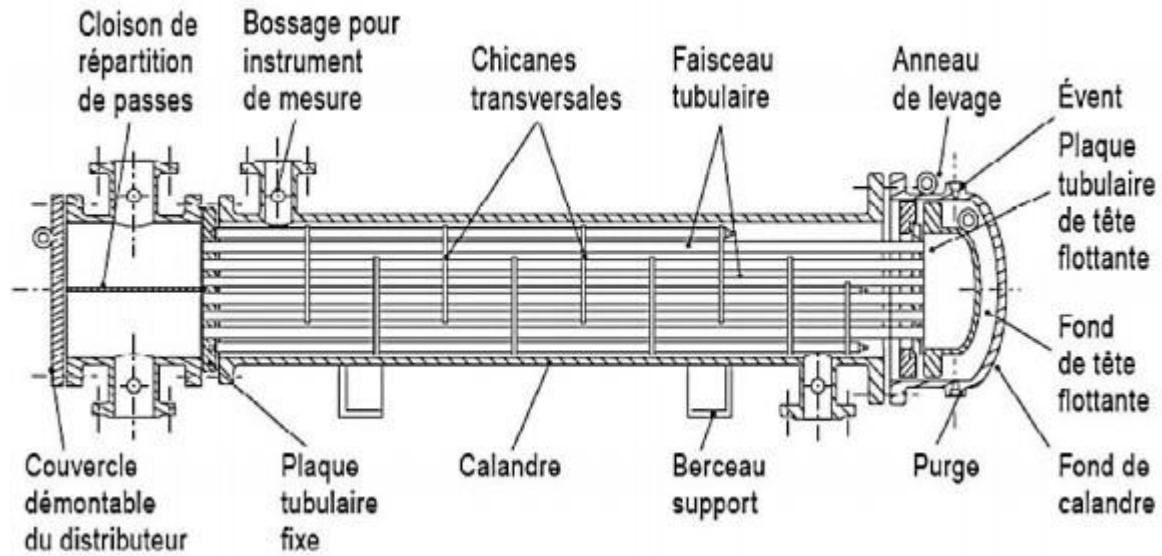


Figure 26: Echangeur de chaleur à tête flottante [24].

I.5.5 Echangeur à plaque tubulaires fixes

Dans ce contexte, les plaques tubulaires peuvent être directement soudées à la calandre [24].

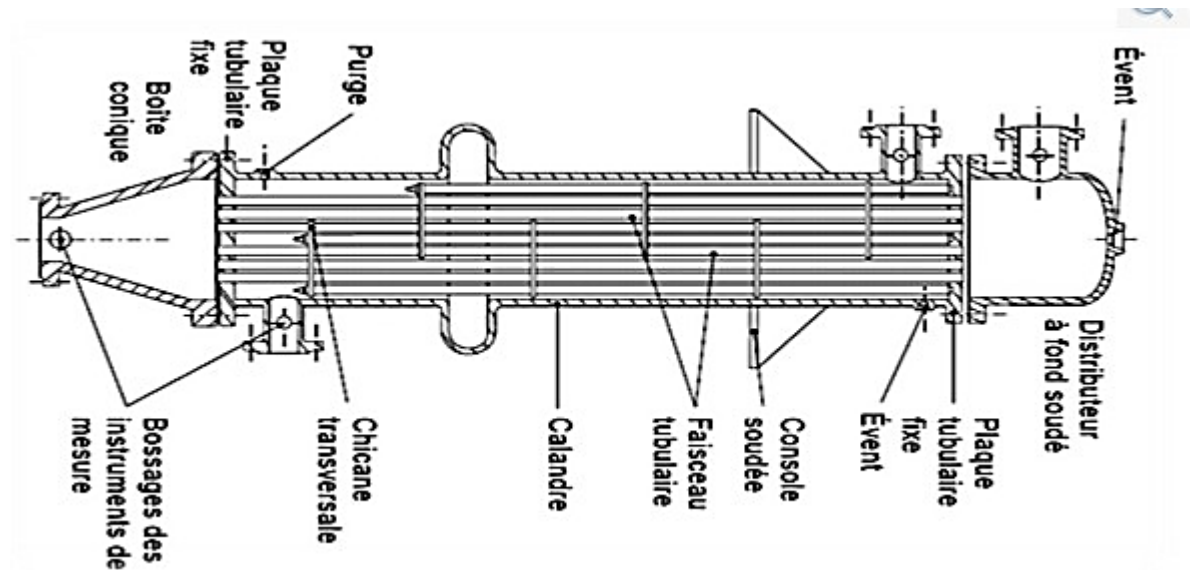


Figure 27: Echangeur à plaque tubulaires fixes [24].

I.5.6 Echangeur à tubes en U

Le faisceau est constitué de tubes pliés en forme d'épingle, soutenus par une unique plaque tubulaire, permettant ainsi une expansion libre du faisceau. Toutefois, le nettoyage de ces tubes s'avère complexe et est généralement effectué à l'aide de procédés chimiques [24].

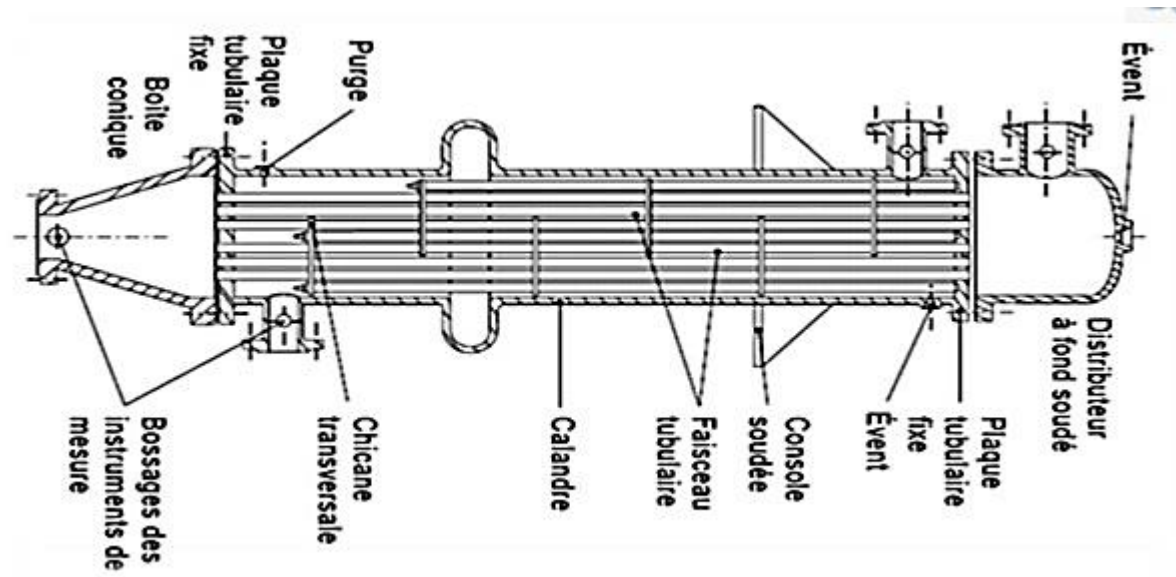
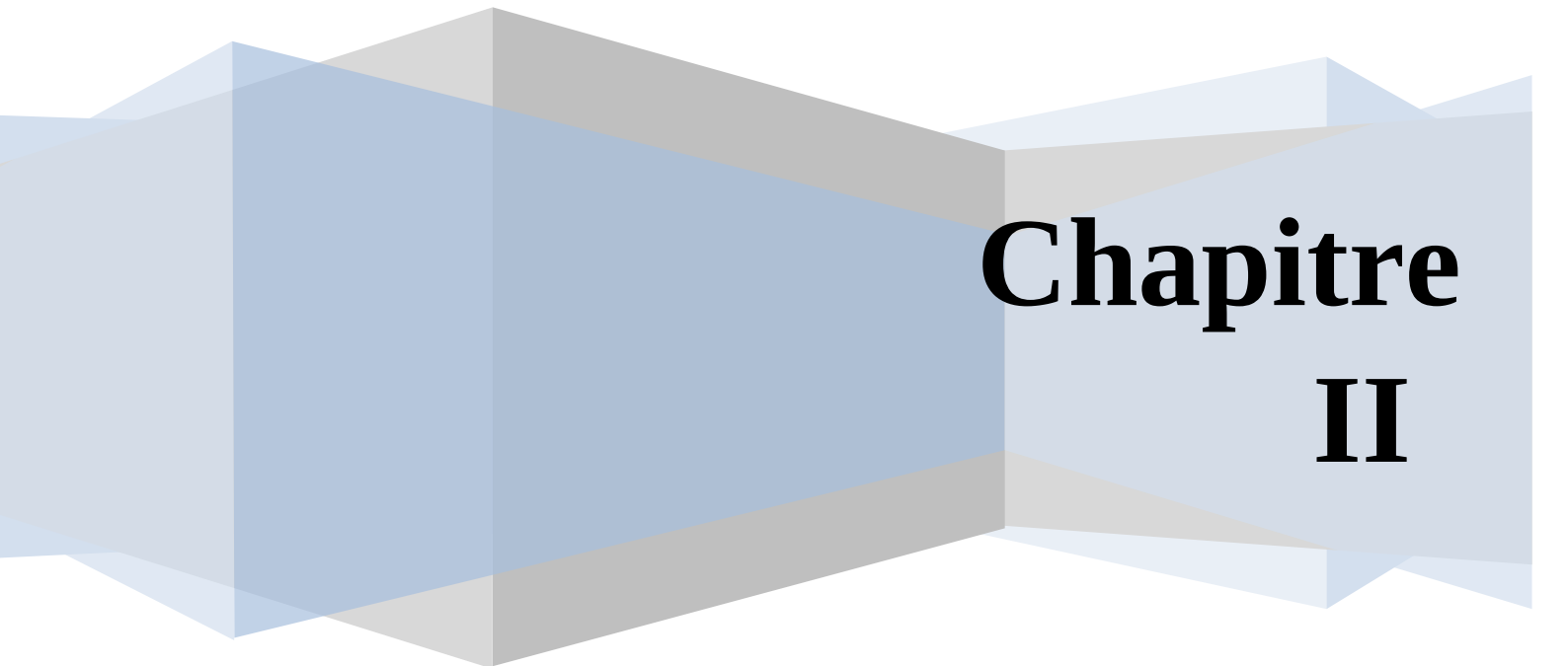


Figure 28: Echangeur à tubes en U [24].

SYNTHÈSE BIBLIOGRAPHIQUE



Chapitre II

Un ensemble de recherches s'est penché sur les échangeurs thermiques, explorant leurs aspects analytiques, numériques et expérimentaux. Parmi ces études, on peut noter :

Rennie et Raghavan ont mené une étude expérimentale et numérique sur un échangeur de chaleur hélicoïdal à double tube, en explorant les performances sous diverses configurations d'écoulement. Leur analyse a permis de calculer les coefficients de transfert de chaleur et d'évaluer l'impact de la viscosité dépendante de la température. Ils ont conclu que cette viscosité a une influence limitée sur les corrélations du nombre de Nusselt pour les fluides newtoniens[25],[26].

Sammata et al. ont identifié une relation entre le taux de capacité thermique et le paramètre ε dans les conditions de contre-courant d'un échangeur de chaleur à plaques, en appliquant la méthode ε -NTU. Leur étude a révélé que, pour des valeurs de NTU comprises entre 0 et 5, une augmentation de ε entraîne une diminution du rapport du taux de capacité thermique[27].

Batmaz et Sandeep ont élaboré une méthode plus générale pour déterminer les coefficients globaux de transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur à triple tube concentrique. Leur approche a permis de définir les profils de température pour tous les flux dans l'échangeur dans la direction axiale [28].

Pancholi et Virani ont mis en place un dispositif expérimental pour analyser un échangeur de chaleur à triple tube dans deux configurations distinctes : N-H-N et C-H-C. Leur étude a révélé que la configuration C-H-C offre des performances supérieures en termes de taux de transfert de chaleur et d'efficacité par rapport à la configuration N-H-N. Ils ont conclu que l'échangeur de chaleur à contre-courant est plus efficace que celui à double tube. Les résultats de leur analyse sont présentés dans les figures 29 et 30 [29].

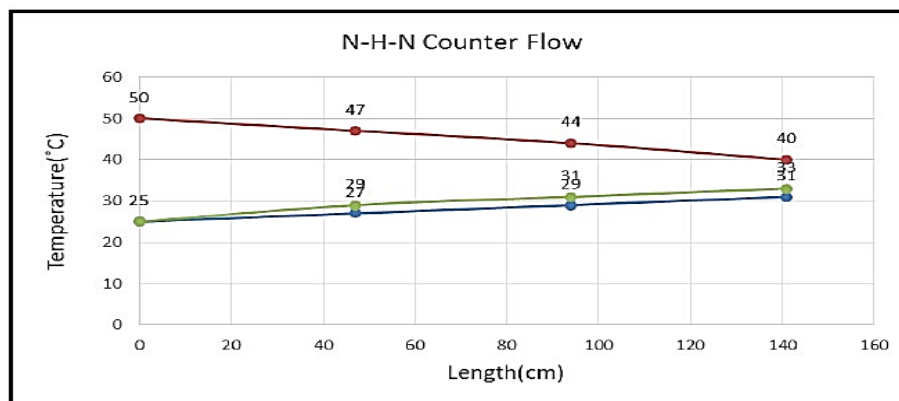


Figure 29: Variation de température dans l'arrangement (N-H-N) [29].

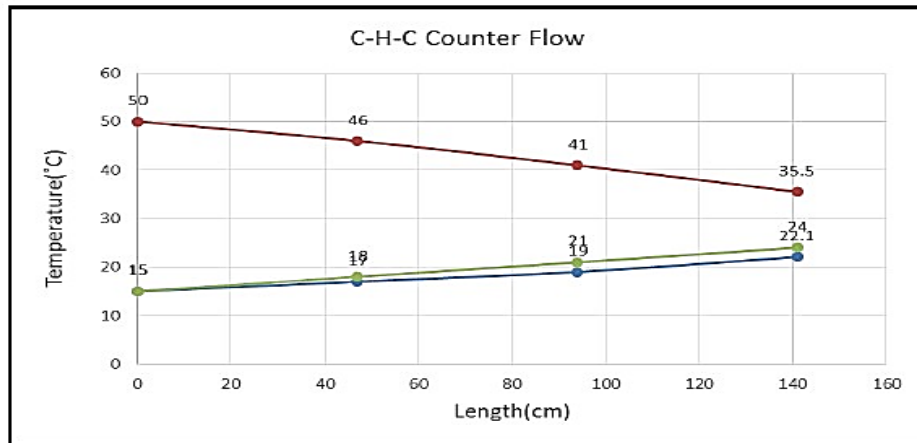


Figure 30: Variation de température dans l'arrangement (C-H-C)[29].

Ünal a élaboré un modèle analytique pour établir les relations entre l'efficacité et le nombre d'unités de transfert (NTU) dans les échangeurs de chaleur à triple tube hélicoïdal (TTHE), en considérant les configurations à contre-courant et à écoulement parallèle [30].

Nihat et al. ont mené une étude numérique sur une nouvelle conception de chicane destinée à réduire la pression latérale sur la calandre et à améliorer les performances thermiques d'un échangeur de chaleur à calandre et faisceau tubulaire (ECFC). En utilisant des simulations de dynamique des fluides (CFD), ils ont examiné diverses configurations de chicanes. Les résultats, confirmés par des données expérimentales, ont montré que les chicanes à trois zones améliorent les performances de l'ECFC en augmentant le taux de transfert de chaleur et en réduisant la perte de charge[31].

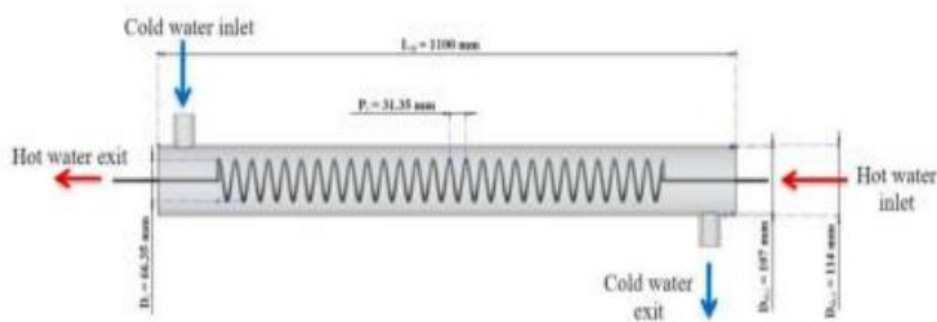


Figure 31: Paramètre de conception basiques ECFC.

Shokouhmand et al. ont évalué les performances des échangeurs de chaleur à coque et tube hélicoïdal en déterminant les coefficients globaux de transfert de chaleur. Pour ce faire, ils ont utilisé des graphiques de Wilson et ont comparé le nombre de Nusselt du côté du tube avec les données disponibles dans la littérature. Leurs corrélations empiriques, établies sous des

conditions de température constante, ont montré une bonne concordance avec les données actuelles[32].

Singh et Jain ont réalisé une étude sur la performance d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique avec nervures, en utilisant ANSYS Fluent 15. Dans leur modèle, l'eau est le fluide de travail : l'eau à température ambiante circule dans le tube intérieur, l'eau chaude dans le tube intermédiaire, et l'eau froide dans le tube externe, en configuration co-courant N-H-C. Le tube intermédiaire est équipé de nervures de longueur 4 mm et 8 mm et de largeur 1 mm. Les résultats de l'étude, présentés en termes de température à l'entrée et à la sortie du tube, ainsi que l'efficacité des échangeurs de chaleur avec et sans nervures, montrent une amélioration notable pour le tube avec des nervures de 8 mm de longueur[33].

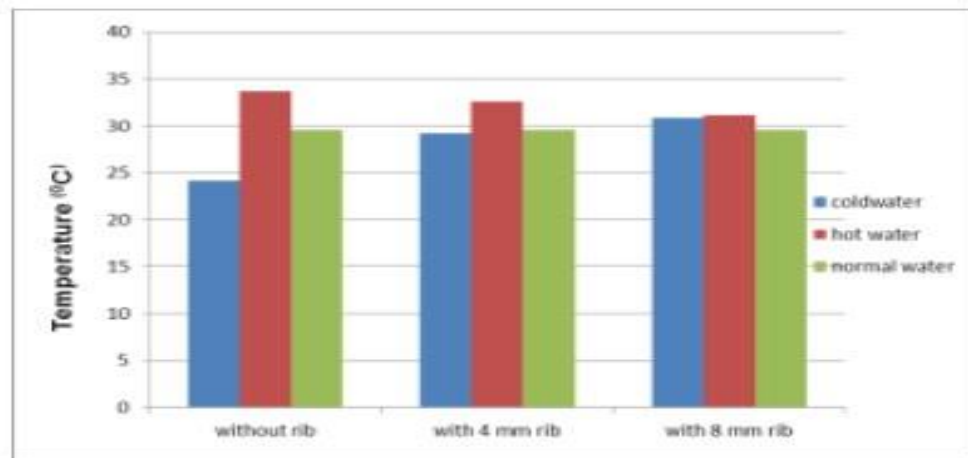


Figure 32:Températures de sortie des trois pour les différents cas (sans nervures) et avec nervures (4mm et 8mm) [33].

O.García-Valladares a développé numériquement une simulation stationnaire unidimensionnelle pour étudier le comportement thermique et fluide dynamique d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique, en tenant compte à la fois des régimes transitoire et permanent[34].

Nema et Datta ont mené une expérience sur un échangeur de chaleur à triple tube pour stériliser le lait à 93 °C, introduisant le lait à cette température à l'entrée de l'échangeur. Ils ont développé un modèle de simulation amélioré pour prédire l'épaisseur de l'encrassement et la température de sortie du lait, obtenant des résultats très proches des valeurs expérimentales observées[35].

Mohapatra et al. ont mené des études numériques sur un échangeur thermique à trois fluides, présentant des améliorations par rapport aux échangeurs à double tube. Leur analyse des

caractéristiques de transfert de chaleur et de perte de charge sous différentes conditions de débit et de température d'entrée a révélé que l'augmentation du débit volumétrique des fluides améliore le coefficient global de transfert de chaleur, tout en diminuant l'efficacité du transfert de chaleur. En revanche, une élévation de la température d'entrée des fluides améliore à la fois le coefficient global de transfert de chaleur et l'efficacité du transfert de chaleur. En utilisant le facteur JF pour évaluer le comportement thermo-hydraulique de l'échangeur, ils ont conclu que l'efficacité de l'échangeur est optimale à certaines vitesses de fluide[36].

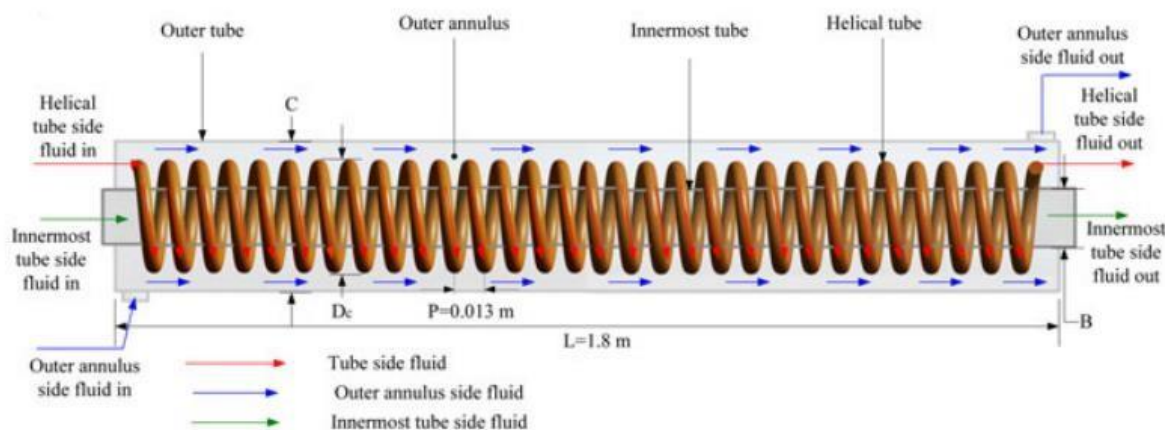


Figure 33: Géométrie de l'échangeur à trois fluides [36].

Gomaa et al. ont mené une étude expérimentale et numérique sur les caractéristiques de refroidissement d'un échangeur de chaleur à triple tube, en mettant particulièrement l'accent sur les performances comparatives avec celles d'un échangeur de chaleur à double tube [37].

Birol Başal et al. ont introduit un nouveau système de stockage d'énergie thermique basé sur un échangeur de chaleur à triple tube. Leur approche repose sur la configuration annulaire du système, qui améliore le contact avec le fluide de transfert de chaleur et, par conséquent, augmente la surface disponible pour le transfert de chaleur[38].

Aulds et Barron ont étudié la relation analytique entre les facteurs de conception, le NTU (Number of Transfer Units) et l'efficacité dans différentes configurations d'échangeurs de chaleur à trois fluides en flux parallèle, avec deux modes de transfert thermique[39].

Vicente et al. ont réalisé une expérience pour étudier le transfert de chaleur et la perte de charge isotherme dans des tubes ondulés, en se concentrant sur les régimes d'écoulement laminaire et de transition. Leur analyse a révélé que les tubes ondulés augmentent les facteurs de transfert de chaleur et de friction d'environ 30 % et 25 %, respectivement[40].

Sorlie a analysé les applications pratiques de diverses théories de conception pour un échangeur de chaleur à trois fluides, doté de tubes concentriques et de deux connexions thermiques. [41]

Pierre Peigné et al. ont présenté des tests expérimentaux sur un nouveau système de chauffage de l'air à base de bois destiné aux habitations à haute efficacité énergétique. Leur étude visait à évaluer les performances du couplage entre une unité de récupération de chaleur de ventilation mécanique et un échangeur de chaleur à triple tube concentrique intégré dans la cheminée d'un poêle à granulés de bois hermétique, dans le but de chauffer une maison entière[42].

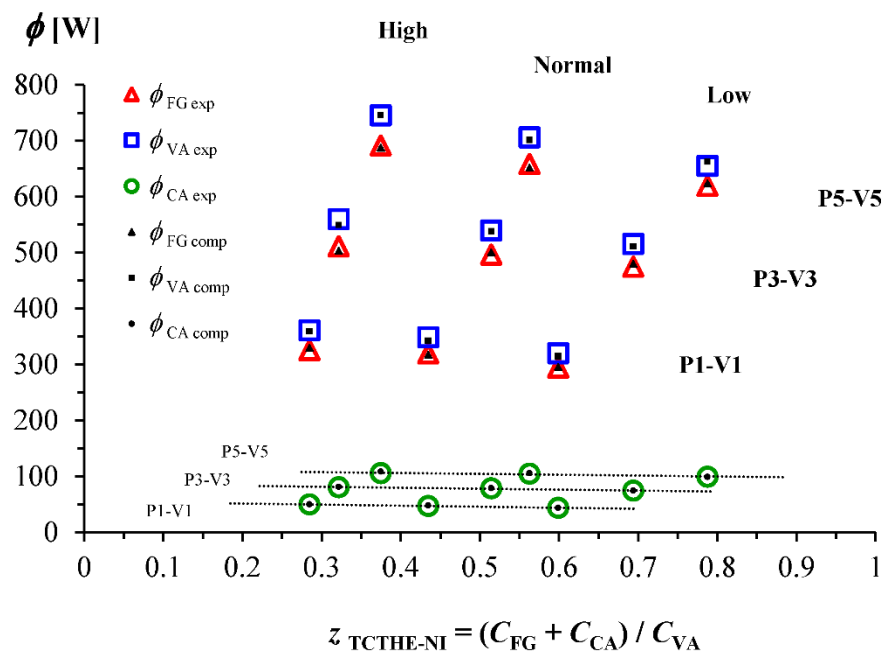


Figure 34: Valeurs expérimentales et calculées des taux de transfert de chaleur à l'intérieur du TCTHE-NI.[42]

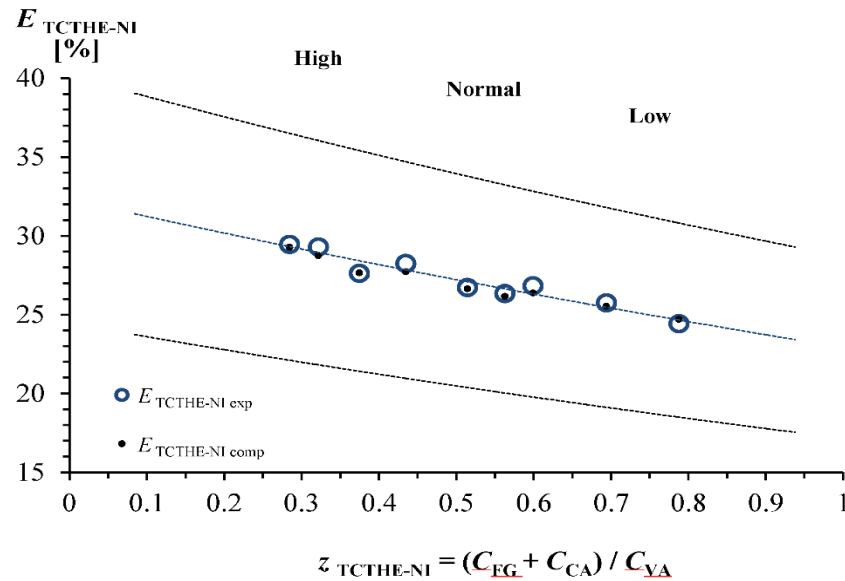


Figure 35: Valeurs expérimentales et calculées de l'efficacité du TCTHE-NI[42].

L'étude de Saraireh analyse les performances thermiques d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique dans une configuration (N-C-N) en utilisant à la fois des approches expérimentales et numériques. Des expériences en régime permanent sont réalisées pour divers débits, mettant en évidence la variation de température de l'eau chaude et de l'eau normale le long de l'échangeur. Le taux de transfert de chaleur est également évalué pour différents débits, montrant une augmentation avec le débit volumique et atteignant un maximum à des débits élevés. Les résultats expérimentaux sont comparés aux simulations numériques pour valider le modèle utilisé. [43]

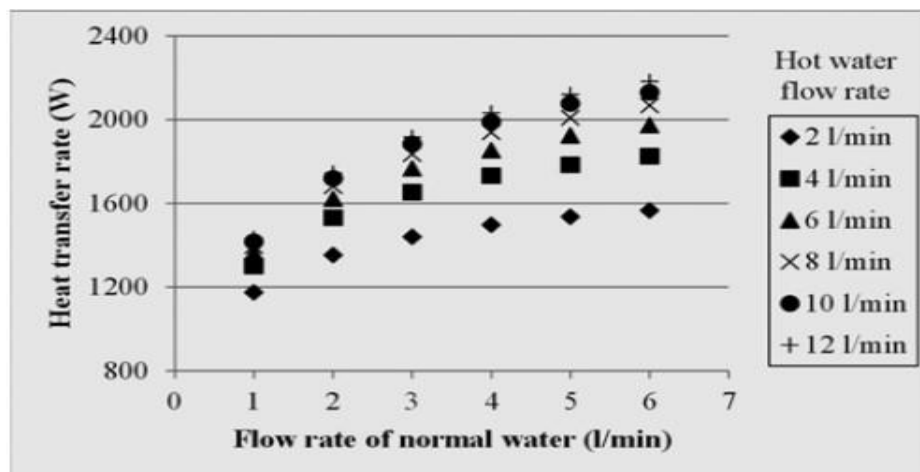
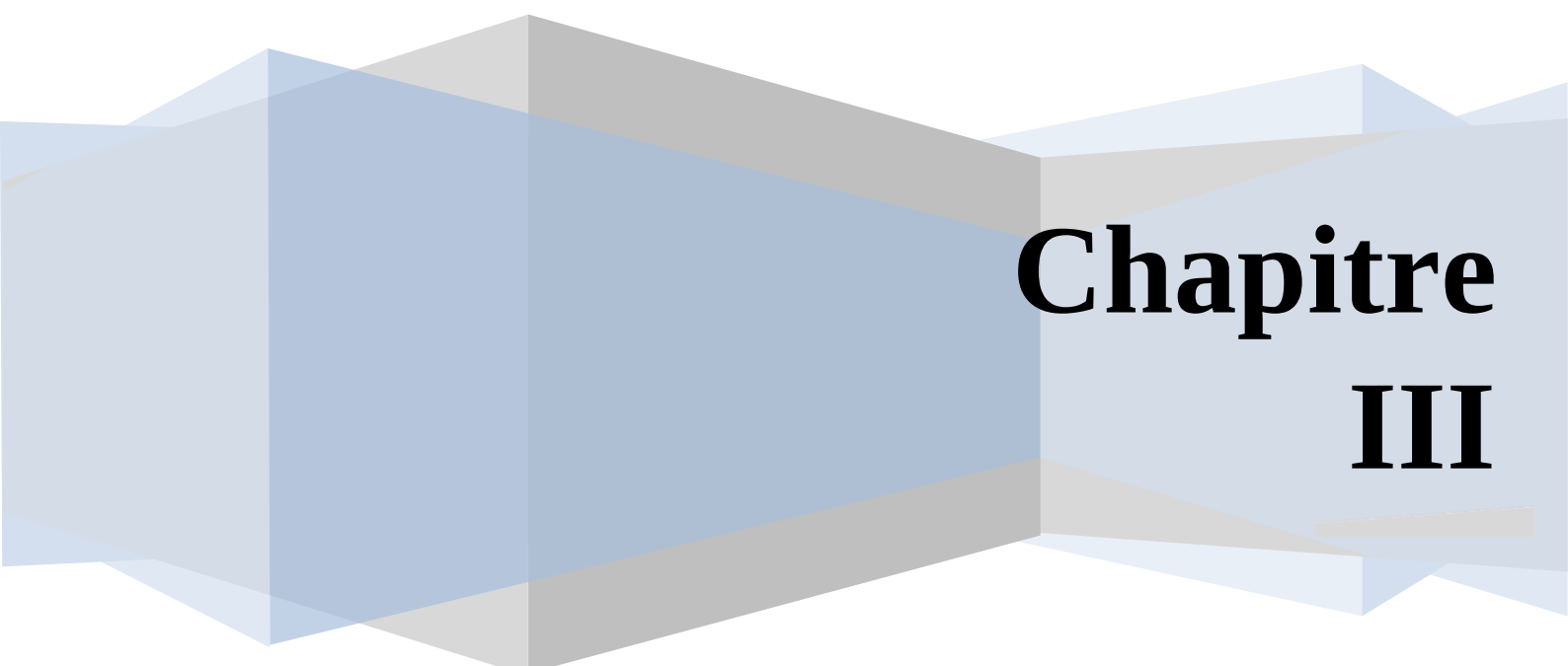


Figure 36: La variation du taux de transfert de chaleur de l'échangeur de chaleur pour différents débits d'entrée [43].

Laohalertdecha et al. ont étudié le coefficient de transfert de chaleur par évaporation et le facteur de friction en régime diphasique pour le R-134a circulant dans un tube horizontal ondulé. Leur dispositif expérimental comportait un tube intérieur ondulé et un tube extérieur lisse. Ils ont proposé des corrélations pour le nombre de Nusselt et le facteur de friction, en fonction du nombre de Reynolds, du pas de l'ondulation, de la profondeur de l'ondulation et du diamètre intérieur. [44]

DESCRIPTION DÉTAILLÉE DES ÉCHANGEURS TRIPLES



Chapitre III

III.1 Introduction

L'échangeur de chaleur étudié se compose de trois tubes coaxiaux. Le premier fluide, désigné par « 1 », circule dans le tube central, dont les rayons extérieur et intérieur sont notés respectivement R_2 et R'_2 . Le second fluide, appelé « 3 », s'écoule dans le premier espace annulaire, délimité par des rayons extérieur et intérieur notés R_4 et R'_4 . Le troisième fluide, identifié par « 5 », circule quant à lui dans le second espace annulaire, délimité par les rayons R_6 et R'_6 . Ces trois fluides peuvent circuler soit dans la même direction (co-courant) A1, soit en sens opposé (contre-courant) A2, ou selon des configurations mixtes (contre-courant/co-courant) A3, ou (co-courant/contre-courant) A4. Les fluides sont séparés par des parois métalliques, notées « 2 » et « 4 », au travers desquelles la chaleur se transmet par conduction. Le transfert de chaleur entre les fluides et les parois se réalise par convection thermique. Enfin, la paroi du tube extérieur, désignée par « 6 », isole le fluide « 5 » de l'environnement extérieur, comme illustré dans la Figure (37).

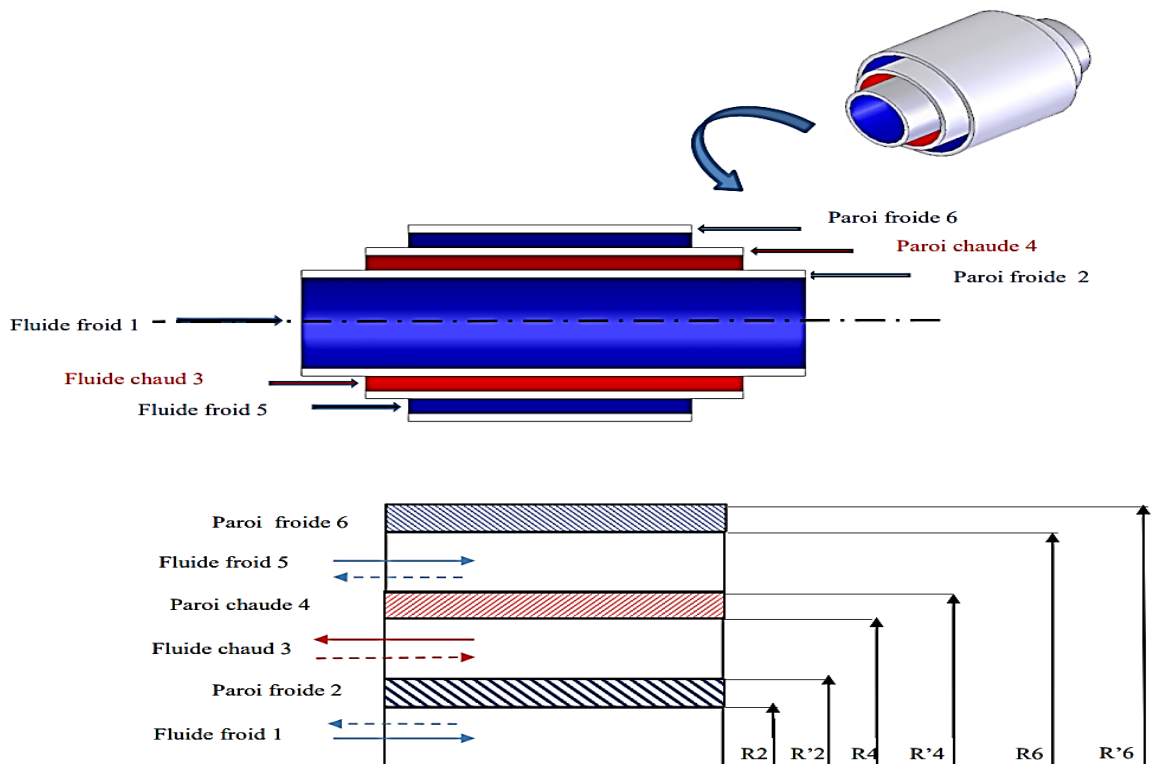


Figure 37: Vue en coupe de l'échangeur de chaleur à triple tubes concentrique.

III.2 Echangeur de chaleur à triple tube concentrique

Cet échangeur de chaleur est composé d'éléments rectilignes formés par trois tubes concentriques, reliés à leurs extrémités par des coudes. Tous les composants sont assemblés à l'aide de raccords à démontage rapide, permettant ainsi un remplacement aisé des tubes. Les contraintes liées à la dilatation thermique ainsi que les problèmes d'étanchéité entre les trois tubes sont résolus par l'emploi de presse-étoupes ou de joints toriques. Les tubes sont principalement fabriqués en acier, bien que des matériaux tels que le verre, le graphite ou le cuivre soient parfois utilisés.

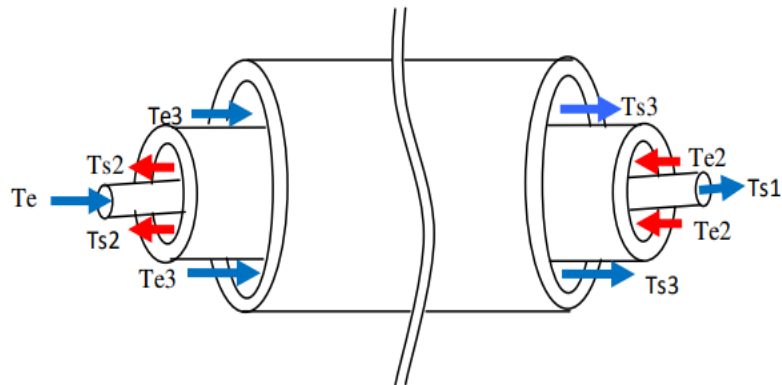


Figure 38: Echangeur à triple tube concentrique à (contre -courant).

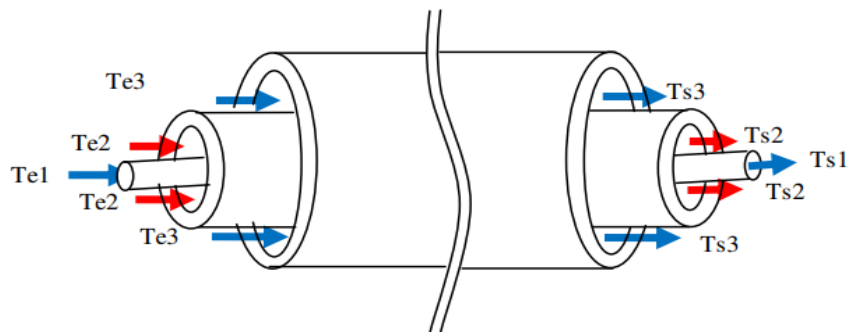


Figure 39: Echangeur à triple tube concentrique à (co-courant).

III.3 Calcul des performances thermique d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique

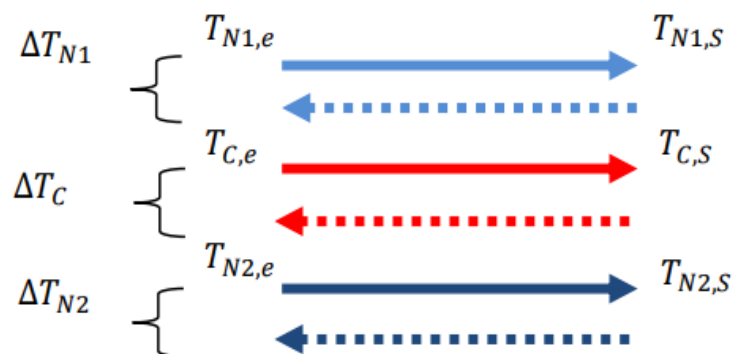
Dans l'analyse d'un échangeur de chaleur, l'objectif est d'atteindre la puissance d'échange souhaitée tout en minimisant la surface requise. L'aspect thermique de cette étude repose principalement sur l'évaluation des performances thermiques, notamment le flux de chaleur transféré. Afin de simplifier les calculs, l'étude se concentre sur un échangeur de chaleur de longueur L , composé de trois tubes concentriques. Le fluide froid circule à travers le tube

intérieur ainsi que dans l'espace annulaire extérieur, tandis que le fluide chaud s'écoule dans l'espace annulaire interne. L'analyse est réalisée dans le cadre des hypothèses suivantes :

- _Régime stationnaire,
- _Fluides monophasés,
- _Fluides non visqueux,
- _Pertes thermiques négligeables (paroi extérieure de l'échangeur thermiquement isolée),
- _Sections d'écoulement constantes.

III.3.1 Principales Températures

Les températures clés requises pour l'analyse d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique, en fonction des quatre configurations, sont illustrées dans les figures 40, 41, 42 et 43.



III.3.1.1 Circulation à contre –courant

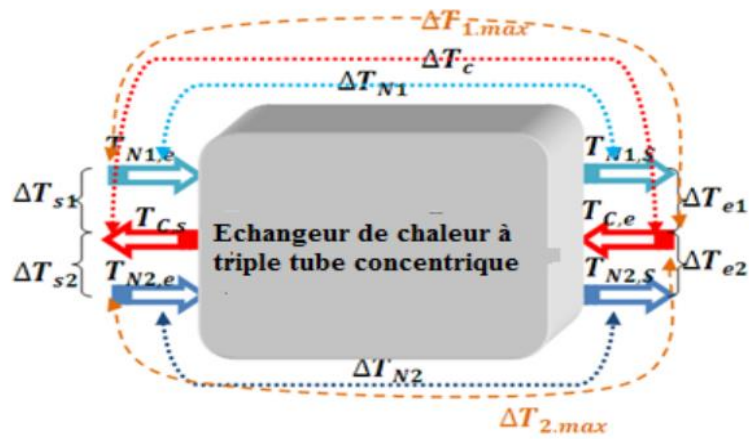


Figure 40: Principales températures dans un échangeur à triple concentrique à circulation (Contre -courant)

	Circulation 1	Circulation 2
Ecart de température à l'entrée	$\Delta T_{e,1} = T_{c,e} - T_{N1,s}$	$\Delta T_{e,2} = T_{c,e} - T_{N2,s}$
Ecart de température à la sortie	$\Delta T_{s,1} = T_{c,s} - T_{N1,e}$	$\Delta T_{s,2} = T_{c,s} - T_{N2,e}$
Ecart de température maximum	$\Delta T_{1max} = T_{c,e} - T_{N1,e}$	$\Delta T_{2max} = T_{c,e} - T_{N2,e}$

Tableau 2: Différents écarts de température Circulation à contre –courant .

III.3.1.2 Circulation à Co –courant

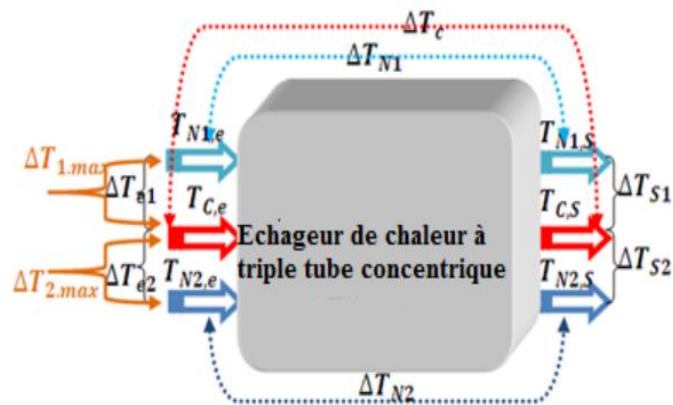


Figure 41: Principales températures dans un échangeur à triple concentrique à circulation (Co-courant).

	Circulation 1	Circulation 2
Ecart de température à l'entrée	$\Delta T_{e,1} = T_{c,e} - T_{N1,e}$	$\Delta T_{e,2} = T_{c,e} - T_{N2,e}$
Ecart de température à la sortie	$\Delta T_{s,1} = T_{c,s} - T_{N1,s}$	$\Delta T_{s,2} = T_{c,s} - T_{N2,s}$
Ecart de température maximum	$\Delta T_{1max} = T_{c,e} - T_{N1,e}$	$\Delta T_{2max} = T_{c,e} - T_{N2,e}$

Tableau 3: Différents écarts de température Circulation à co-courant .

III.3.1.3 Circulation à Co-courant /Contre-courant

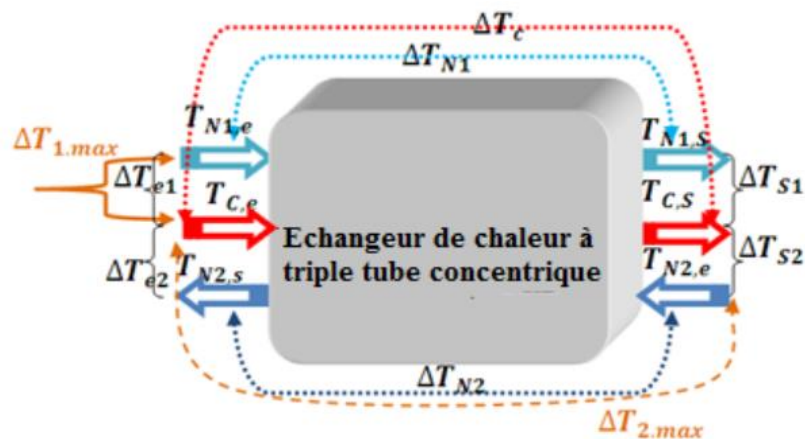


Figure 42: Principales températures dans un échangeur à triple concentrique à circulation (Co-courant /Contre-courant).

	Circulation 1	Circulation 2
Ecart de température à l'entrée	$\Delta T_{e,1} = T_{c,e} - T_{N_{1,e}}$	$\Delta T_{e,2} = T_{c,e} - T_{N_{2,s}}$
Ecart de température à la sortie	$\Delta T_{s,1} = T_{c,s} - T_{N_{1,s}}$	$\Delta T_{s,2} = T_{c,s} - T_{N_{2,e}}$
Ecart de température maximum	$\Delta T_{1max} = T_{c,e} - T_{N_{1,e}}$	$\Delta T_{2max} = T_{c,e} - T_{N_{2,e}}$

Tableau 4: Différents écarts de température Circulation à Co-courant /Contre-courant .

III.3.1.4 Circulation à Contre-courant/Co –courant

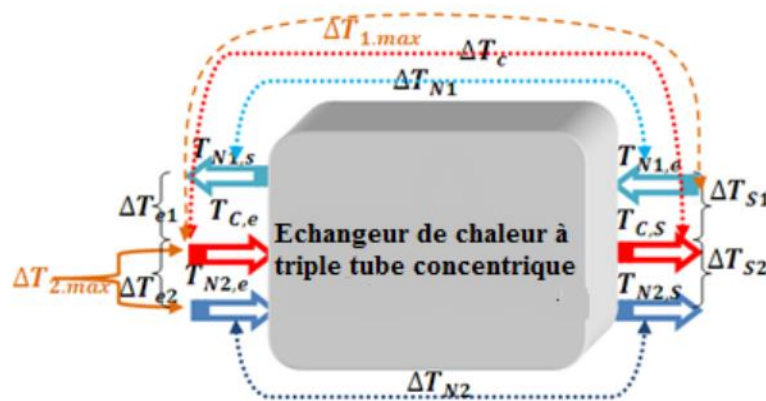
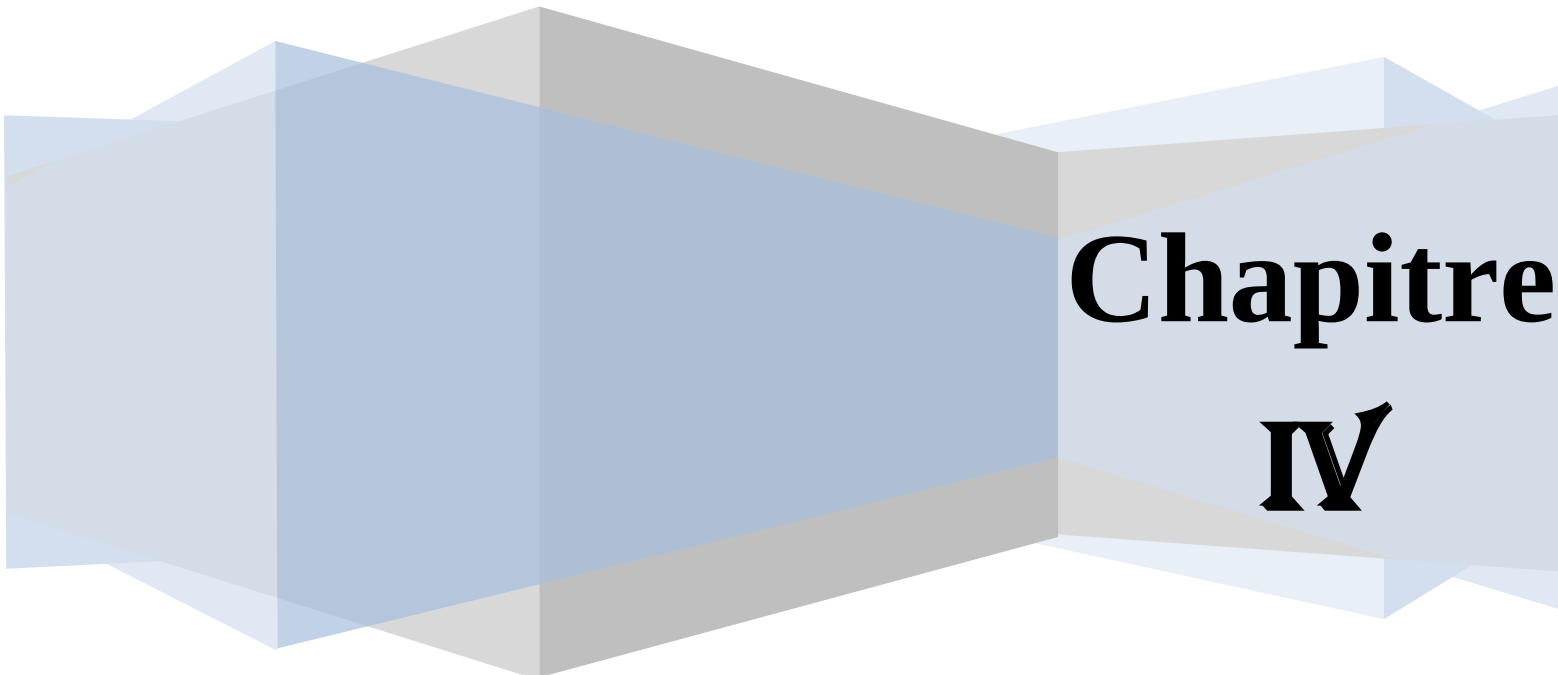


Figure 43: Principales températures dans un échangeur à triple concentrique à circulation (Contre-courant /Co-courant)

	Circulation 1	Circulation 2
Ecart de température à l'entrée	$\Delta T_{e,1} = T_{c,e} - T_{N_{1,s}}$	$\Delta T_{e,2} = T_{c,e} - T_{N_{2,e}}$
Ecart de température à la sortie	$\Delta T_{s,1} = T_{c,s} - T_{N_{1,e}}$	$\Delta T_{s,2} = T_{c,s} - T_{N_{2,s}}$
Ecart de température maximum	$\Delta T_{1max} = T_{c,e} - T_{N_{1,e}}$	$\Delta T_{2max} = T_{c,e} - T_{N_{2,e}}$

Tableau 5: Différents écarts de température Circulation à Contre-courant/Co –courant .

FORMULATION MATHÉMATIQUE DU PROBLÈME



**Chapitre
IV**

IV.1 Introduction

La convection forcée joue un rôle crucial dans de nombreuses applications industrielles, telles que les échangeurs de chaleur, les capteurs solaires et le refroidissement des composants électroniques. Dans cette section, nous établirons les équations qui modélisent le problème étudié. Ces équations seront formulées en coordonnées cylindriques afin de faciliter l'analyse des résultats, en tenant compte de la géométrie du domaine d'étude. Nous commencerons par présenter les équations sous leur forme générale, avant de les adapter aux particularités du cas étudié. Pour cela, il est essentiel de considérer les hypothèses simplificatrices ainsi que les conditions aux limites associées. Enfin, les équations de conservation et les conditions aux limites seront exprimées sous forme adimensionnelle.

IV.2 Géométrie du problème

La configuration géométrique de l'échangeur étudié correspond à un échangeur à triple tube. La longueur des trois tubes (L) est de 2500 mm. Les dimensions des tubes sont les suivantes :

Diamètre intérieur du tube interne : 13,51 mm

Diamètre extérieur du tube interne : 19,05 mm

Diamètre intérieur du tube intermédiaire : 45,26 mm

Diamètre extérieur du tube intermédiaire : 50,8 mm

Diamètre intérieur du tube externe : 70,66 mm

Diamètre extérieur du tube externe : 76,2 mm

Épaisseur de chaque tube : 2,77 mm

Dans ce système, l'eau circule dans le tube interne à une température de 283 K. À l'entrée, la température dans le tube intermédiaire est de 323 K, tandis que celle du tube externe est de 291 K.

Pour le premier cas, les vitesses d'écoulement de l'eau sont variables :

Vitesse dans le tube interne : 0,7 m/s

Vitesse dans le tube intermédiaire : 0,04 m/s

Vitesse dans le tube externe : 0,05 m/s

Dans le second cas, la vitesse est constante et fixée à 0,7 m/s.

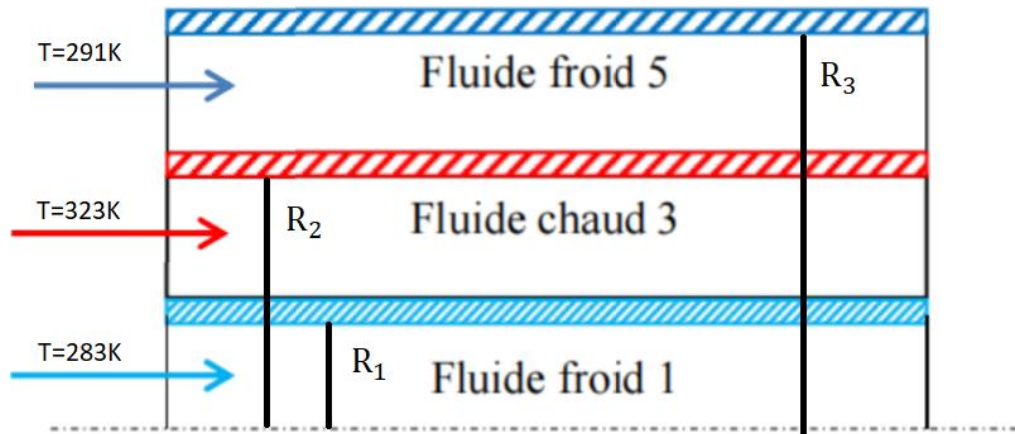


Figure 44: Géométrie du problème.

Premier cas: avec vitesses variables à l'entrée.

	Longueur (mm)	Vitesse (m/s)	Température (K)	Diamètre extérieur (mm)	Diamètre intérieur (mm)
Tube intérieur Eau Froide	2500	0.7	283	19.05	13.51
Tube intermédiaire Eau Chaude	2500	0.04	323	50.8	45.26
Tube extérieur Eau intermédiaire	2500	0.05	291	76.2	70.66

Tableau 6: Dimensions du problème étudié (vitesses variables)

Deuxième cas: avec vitesses constantes à l'entrée.

	Longueur (mm)	Vitesse (m/s)	Température (k)	Diamètre extérieur (mm)	Diamètre intérieur (mm)
Tube intérieur Eau froide	2500	0.7	283	19.05	13.51
Tube intermédiaire Eau chaude	2500	0.7	323	50.8	45.26
Tube extérieur Eau intermédiaire	2500	0.7	291	76.2	70.66

Tableau 7:Dimensions du problème étudié (vitesses constantes)

IV.3 Équations gouvernantes

Les équations de conservation peuvent être réunies en une seule équation aux dérivées partielles, ce qui permet de simplifier leur traitement. Identifier une structure commune aux équations qui les régissent représente un atout majeur pour faciliter leur modélisation numérique. En désignant par le symbole ϕ toute variable générale mesurée, on obtient ainsi l'expression de l'équation différentielle générale suivante :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \text{div}(\rho\mathbf{v}\phi) = \text{div}(\Gamma_{\phi}\overrightarrow{\text{grad}}\phi) + S_{\phi} \quad (\text{IV.1})$$

Γ_{ϕ} : le coefficient diffusion

S_{ϕ} : le terme source.

$\mathbf{V}$: le vecteur vitesse.

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

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

$\text{Div}(\rho\mathbf{v}\phi)$: terme convectif.

$\text{div}(\Gamma_{\phi}\overrightarrow{\text{grad}}\phi)$: Terme diffusif.

S_ϕ : terme source.

IV.3.1 Équation de continuité

L'équation suivante traduit la loi de conservation de la masse appliquée à un volume de contrôle. Sur le plan mathématique, elle peut être formulée de la manière suivante :

Fluide 1 (eau froide)

$$x=0 \text{ et } -R_1 < r < R_1 \quad \frac{\partial u_f}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial(r v_f)}{\partial r} = 0 \quad (\text{IV.2})$$

Fluide 2 (eau chaude)

$$x=0 \text{ et } -R_2 - (R_1 + e_1) < r < R_2 - (R_1 + e_1) \quad \frac{\partial u_c}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial(r v_c)}{\partial r} = 0 \quad (\text{IV.3})$$

Fluide 3 (eau intermédiaire)

$$x=0 \text{ et } -R_2 + e_2 < r < R_3 \quad \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\partial(r T_s)}{\partial r} \right) = 0 \quad (\text{IV.4})$$

Avec :

u : la composante du champ de vitesse dans les directions axiale (x).

ρ : la masse volumique.

IV.3.2 Équation de quantité de mouvement

Le principe de conservation de la quantité de mouvement établit des liens entre les caractéristiques d'un fluide en mouvement et les forces qui lui sont appliquées. Ce principe énonce que la variation de la quantité de mouvement au sein d'un volume de contrôle, au cours du temps, correspond à la somme des forces externes exercées sur celui-ci. Cette relation peut être formulée de la manière suivante le long de l'axe (Ox) :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial r} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\partial(r u)}{\partial r} \right) \right) \quad (\text{IV.3})$$

Suivant le rayon (or) :

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial r} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\partial(r v)}{\partial r} \right) \right) \quad (\text{IV.4})$$

Dans un volume élémentaire centré en un point donné, sur une période de temps définie, la variation de la quantité de mouvement correspond à la différence entre le flux de quantité de

mouvement entrant et sortant de ce volume, additionnée à la somme des forces exercées sur celui-ci.

IV.3.3 Équation d'énergie

L'équation de conservation de l'énergie dérive du premier principe de la thermodynamique, qui relie les diverses formes d'énergie comme suit :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial r} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\partial(rT)}{\partial r} \right) \right) \quad (\text{IV.5})$$

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

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

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

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

ρ : Masse volumique [kg/m^3]

μ : Viscosité dynamique [kg/m s]

P : Pression [Pa]

T : Température [K]

α : Diffusivité thermique ($\alpha = \lambda / \rho C_p$)

IV.4 Equation de turbulence

Ce modèle examine la dynamique de l'énergie cinétique turbulente (k) et de son taux de dissipation (ϵ). L'équation associée à l'énergie cinétique est obtenue de manière rigoureuse, tandis que celle du taux de dissipation repose davantage sur des principes physiques que sur une précision mathématique stricte. Le modèle classique est conçu pour des écoulements turbulents où l'influence de la viscosité moléculaire est considérée comme négligeable. Il se caractérise par deux équations de transport : l'une pour l'énergie cinétique turbulente (k) et l'autre pour le taux de dissipation spécifique (ϵ), dérivées des formulations suivantes :

IV.4 .1 Équation de transport pour k

$$\frac{1}{r} u \frac{\partial(rk)}{\partial r} + v \frac{\partial(k)}{\partial x} = \frac{1}{\rho} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x} \right) \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (\text{IV.6})$$

IV.4 .2 Equation d'énergie cinétique turbulente ε

$$\frac{1}{r} u \frac{\partial(r\varepsilon)}{\partial r} + v \frac{\partial(\varepsilon)}{\partial x} = \frac{1}{\rho} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (\text{IV.7})$$

k : Energie cinétique turbulente [m^2/s^2]

ε: Dissipation visqueuse turbulent [m^2/s^3]

La viscosité turbulente μ_t peut être représentée de la manière suivante :

$$\mu_t = \rho C_p \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{IV.8})$$

La viscosité turbulente est un paramètre couramment employé dans les équations relatives à l'énergie, à la quantité de mouvement, à la cinétique turbulente et au taux de dissipation turbulent. Les valeurs des constantes empiriques associées sont indiquées ci-dessous :

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

IV.5 Conditions aux limites

Fluide 1 (Eau froide)

Entrée : $x=0$ et $-R_1 < r < R_1$

$$u_{1in} = 0.7 = \frac{4 \cdot Q_m}{\rho \pi D^2}$$

$$v_{1in} = 0$$

$$T_{1in} = 283 \text{ K}$$

$$k_{1in} = 0.005 u_{1in}^2$$

$$\varepsilon_{1in} = 0.1 k_{1in}^2 \quad (\text{IV.9})$$

Sortie: $x=L$ et $-R_1 < r < R_1$

$$p_f = p_{\text{atm}}$$

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial r} \right|_{x=L} = 0 \quad \phi = (u; v, T; k; \varepsilon) \quad (\text{IV.10})$$

Fluide 2 (Eau chaude)

Entrée : $x=0$ et $-R_2 - (R_1 + e_1) < r < R_2 - (R_1 + e_1)$

$$u_{2\text{in}} = 0.04$$

$$v_{2\text{in}} = 0$$

$$T_{2\text{in}} = 383 \text{ K}$$

$$k_{2\text{in}} = 0.005 u_{2\text{in}}^2$$

$$\varepsilon_{2\text{in}} = 0.1 k_{2\text{in}}^2 \quad (\text{IV.11})$$

Entrée : $x=L$ et $-R_2 - (R_1 + e_1) < r < R_2 - (R_1 + e_1)$

$$p_c = p_{\text{atm}}$$

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial r} \right|_{x=L} = 0 \quad \phi = (u; v; T; k; \varepsilon) \quad (\text{IV.12})$$

Fluide 3 (normal)

Entrée : $x=0$ et $-R_2 + e_2 < r < R_3$

$$u_{3\text{in}} = 0.05 \text{ (m/s)} \quad \text{en fonction de Re}$$

$$T_{3\text{in}} = 291 \text{ K}$$

$$k_{3\text{in}} = 0.005 u_{3\text{in}}^2$$

$$\varepsilon_{3\text{in}} = 0.1 k_{3\text{in}}^2 \quad (\text{IV.13})$$

sortie : $X=L$ et $-R_2 + e_2 < r < R_3$

$$p_N = p_{\text{atm}}$$

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial r} \right|_{X=L} = 0 \quad \phi = (u; v; T; k; \varepsilon) \quad (\text{IV.14})$$

Paroi : $+ou - R_3$:

$$\mathbf{u} = \mathbf{v} = 0$$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{X=R_3} = 0$$

IV.6 Coefficient de transfert de chaleur

Le coefficient de convection thermique évalue la capacité d'un liquide à transférer de la chaleur à une surface, et il est affecté par plusieurs facteurs, notamment la nature du liquide, sa température, son débit, et la configuration de la surface. Cette mesure est fréquemment utilisée pour modéliser les échanges thermiques dans des équipements tels que les échangeurs de chaleur, les réacteurs chimiques, les moteurs à combustion, et les systèmes de refroidissement.

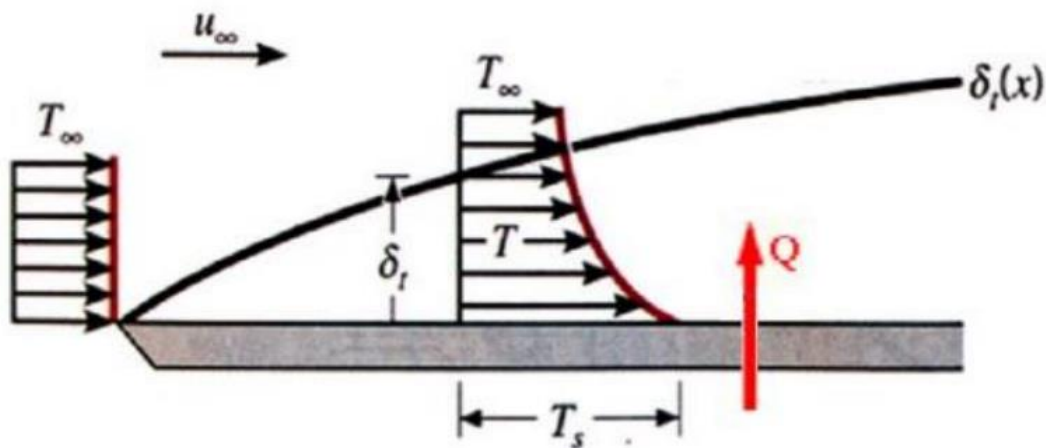


Figure 45: Développement de la couche limite thermique [45].

IV.7 Nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt permet de quantifier l'intensité du transfert thermique entre un fluide et une paroi. Il représente le gradient thermique adimensionnel à la surface par :

$$Nu = \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right) = \frac{h \cdot x}{\lambda} \quad (\text{IV.15})$$

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

$$Nu(x) = \frac{h(x)D_h}{\lambda_f} \quad (\text{IV.16})$$

Avec :

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

D_h : diamètre hydraulique [m].

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

Nombre de Nusselt moyen sur une face :

$$Nu_{\text{face}} = \frac{1}{L} \int_L^0 Nu(x) \cdot dx \quad (\text{IV.17})$$

La quantité totale de chaleur dissipée par les surfaces est équivalente à celle transférée à l'eau par convection :

$$Q = q_m \cdot C_{p_{eau}} (T_s - T_e) = K \cdot A \cdot DTLM \quad (\text{IV.18})$$

Avec:

$$DTLM = \frac{DT_a \cdot DT_b}{\ln \frac{DT_a}{DT_b}} \quad (\text{IV.19})$$

$$DT_a = T_{ce} - T_{fs}$$

$$DT_b = T_{cs} - T_{fe}$$

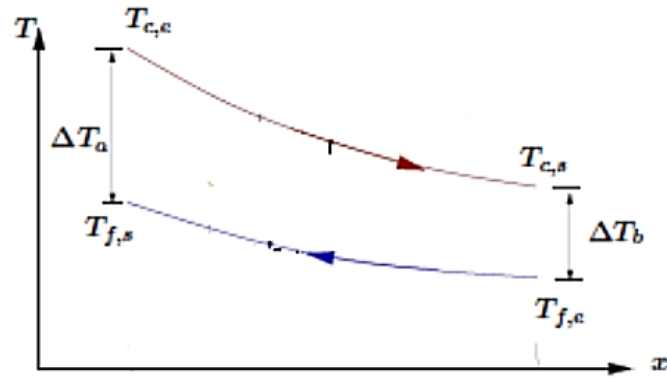


Figure 46: Diagramme DTLM.

Avec :

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

T_s : Température de la sortie [K]

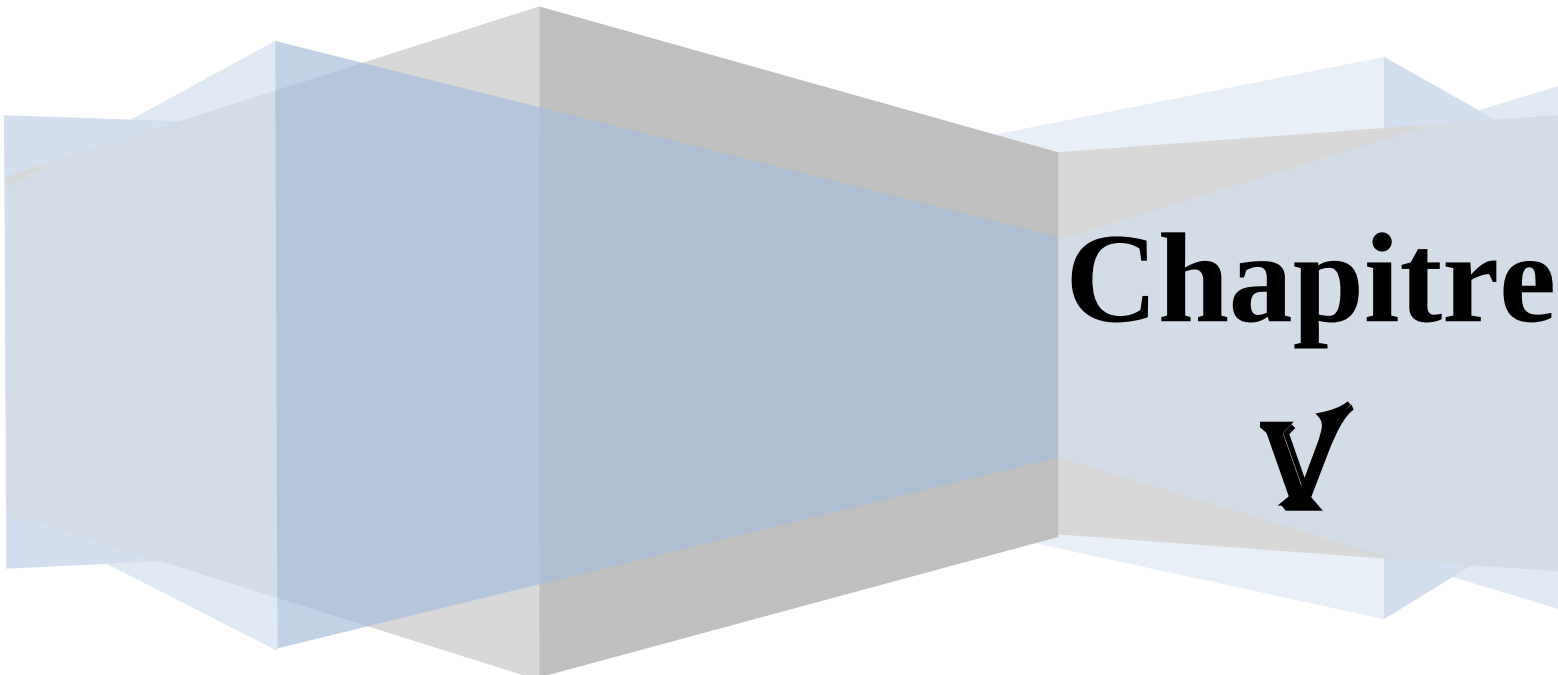
T_e : Température de l'entrée [K]

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

IV.8 Conclusion

Nous avons présenté les équations mathématiques qui décrivent l'écoulement turbulent de l'eau dans un échangeur à triple tube, en intégrant les conditions aux limites. Pour cette analyse, il est recommandé d'utiliser le modèle **k- ϵ** .

MÉTHODE DE RÉSOLUTION NUMÉRIQUE



**Chapitre
V**

V. 1 Introduction

La mécanique des fluides numérique, ou CFD (Computational Fluid Dynamics), est une discipline cruciale dans les domaines de l'ingénierie et des sciences appliquées. Elle se concentre sur l'analyse et la résolution des phénomènes complexes liés au transfert thermique et à la turbulence, qui sont au cœur de la dynamique des fluides. La CFD repose sur la résolution numérique des équations différentielles aux dérivées partielles (EDP) régissant le comportement des fluides. Ces équations, telles que les équations de Navier-Stokes, sont souvent trop complexes pour être résolues analytiquement dans des situations pratiques.

Pour traiter cette complexité, la CFD utilise plusieurs méthodes numériques, dont les plus courantes sont la méthode des différences finies, la méthode des éléments finis, et la méthode des volumes finis. Chacune de ces méthodes présente des avantages et des inconvénients, et le choix de la méthode dépend souvent des spécificités du problème à résoudre.

Ce chapitre se concentre sur la méthode des volumes finis, qui est particulièrement efficace pour résoudre les équations de conservation dans des configurations complexes. Cette méthode divise le domaine de calcul en petits volumes de contrôle et applique les principes de conservation à chacun de ces volumes, permettant ainsi de gérer les discontinuités et les variations abruptes des variables du champ.

Pour illustrer l'application de cette méthode, nous utiliserons le logiciel CFD FLUENT, un outil puissant et largement utilisé dans le domaine de la mécanique des fluides numérique. FLUENT est particulièrement adapté pour la modélisation de configurations complexes, ce qui le rend idéal pour des études approfondies des phénomènes fluidiques en ingénierie et en recherche scientifique. Dans ce chapitre, nous examinerons comment configurer et résoudre des problèmes de dynamique des fluides avec FLUENT, en détaillant les étapes clés du processus, de la définition du maillage à l'analyse des résultats.

V.2 Méthode numérique

La méthode des volumes finis consiste à subdiviser le domaine de calcul en un ensemble de volumes finis, appelés volumes de contrôle, chacun étant centré autour d'un nœud de calcul, généralement localisé au centre du volume. Les équations différentielles régissant le

comportement du fluide sont intégrées sur chaque volume de contrôle, permettant ainsi de les transformer en un système d'équations algébriques.

Ce processus de conversion des équations différentielles en équations algébriques est appelé "discrétisation". À cette étape, les flux de masse, de quantité de mouvement et d'énergie sont calculés aux faces des volumes de contrôle, et ces flux sont ensuite utilisés pour formuler les équations de conservation sur chaque volume. Cela permet de convertir les équations différentielles en un système discret d'équations algébriques, où les inconnues correspondent aux valeurs des variables d'intérêt (comme la vitesse, la pression ou la température) aux nœuds du maillage.

V.2.1 Forme générale d'une équation de conservation

Une équation de conservation décrit la manière dont une certaine quantité (comme la masse, l'énergie ou la charge) se conserve dans un système physique au cours du temps. La forme générale de cette équation, exprimée par une équation aux dérivées partielles, est la suivante:

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \sum \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i \phi) = \sum \frac{\partial}{\partial x_i} (\Gamma \phi \frac{\partial \phi}{\partial x_i}) + S_\phi \quad (\text{V.1})$$

Cette formulation est essentielle dans de nombreux domaines, tels que la mécanique des fluides (équation de continuité), la thermodynamique (conservation de l'énergie) et l'électromagnétisme (conservation de la charge).

Exemple de conservation de la masse (équation de continuité) :

L'équation de continuité représente une formulation particulière de l'équation de conservation appliquée à la masse.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) = 0 \quad (\text{V.2})$$

ρ : est la masse volumique.

$\mathbf{v}$: est le vecteur vitesse du fluide.

Exemple de conservation de l'énergie :

Pour la conservation de l'énergie, l'équation peut s'écrire sous la forme :

$$\frac{\partial e}{\partial t} + \nabla \cdot q = S \quad (\text{V.3})$$

e : est la densité d'énergie.

q : est le flux d'énergie.

S : Il s'agit d'un terme source qui peut intégrer des contributions telles que le travail exercé par des forces externes ou la production de chaleur.

V.2.2 Maillage

Le maillage représente la discrétisation spatiale d'un milieu continu, ou une modélisation géométrique d'un domaine à l'aide d'éléments finis bien définis et proportionnés. Son objectif principal est de simplifier un système complexe en le modélisant pour des simulations de calcul ou des représentations graphiques, tout en tenant compte de l'environnement du système étudié.

Ainsi, le domaine de simulation est subdivisé en une grille longitudinale et transversale, où chaque intersection correspond à un nœud. Aux intersections, les composantes du vecteur vitesse, u et v , sont placées au milieu des segments reliant les nœuds adjacents. Chaque nœud est entouré d'un volume de contrôle. Les grandeurs scalaires, telles que la pression et la température, sont stockées au niveau du nœud principal P de la grille, tandis que les grandeurs vectorielles u et v sont situées au milieu des segments reliant ces nœuds. L'équation de transport est alors intégrée sur le volume de contrôle associé aux variables scalaires, et les équations de quantité de mouvement sont intégrées sur les volumes de contrôle associés aux composantes de vitesse [46].

Le volume de contrôle de la composante longitudinale u est décalé dans la direction x par rapport au volume de contrôle principal (Figure V.2), tandis que celui de la composante transversale v est décalé dans la direction y (Figure V.3). Ce type de maillage, appelé "maillage décalé", permet d'améliorer l'approximation des flux convectifs, de mieux évaluer les gradients

de pression et de stabiliser numériquement la solution. Les processus de construction des volumes de contrôle et de maillage décalé sont illustrés dans les figures [46].

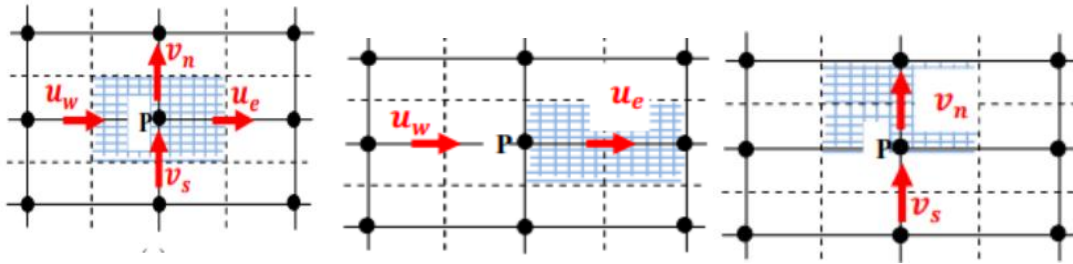


Figure 47

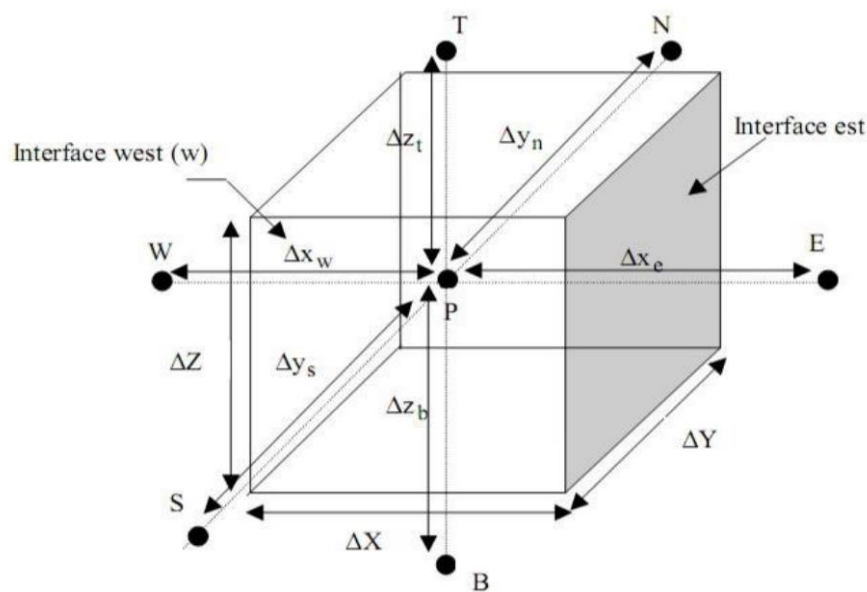


Figure 48: Description du volume de contrôle [47]

V. 3 Présentation de logiciel CFD

Les codes de simulation numérique des écoulements, également appelés mécanique des fluides numérique (MFN) ou Computational Fluid Dynamics (CFD), sont des outils de modélisation permettant de résoudre des problèmes complexes d'écoulements fluides à l'aide de méthodes mathématiques avancées. Ces calculs, effectués par des ordinateurs, permettent de simuler l'interaction des fluides avec leur environnement. Grâce à l'augmentation des capacités informatiques, l'analyse CFD est devenue plus précise et performante, offrant des solutions optimisées pour de nombreuses applications industrielles.

Les simulations CFD commencent par la définition de la géométrie du problème et du volume fluide concerné, suivie de la spécification des conditions aux limites, avant d'entamer

le processus de modélisation. Les équations fondamentales qui régissent les écoulements fluides, telles que les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement (équations de Navier-Stokes) et de l'énergie, sont alors résolues. Certains logiciels permettent également d'inclure des processus tels que le transport de polluants ou les réactions chimiques au sein du fluide. Plusieurs codes CFD, qu'ils soient commerciaux, open-source ou développés par des institutions spécifiques, sont aujourd'hui disponibles. Parmi eux, la méthode des volumes finis est largement utilisée.

Dans notre étude, nous avons employé le logiciel CFD Fluent, distribué par Fluent Inc., dans sa version 6.3. Ce logiciel permet de résoudre les équations gouvernant les écoulements laminaires et turbulents, en deux ou trois dimensions, pour des régimes permanents ou transitoires [48].

V. 4 Principes des codes CFD

Les logiciels de simulation numérique des écoulements basés sur la méthode des volumes finis peuvent être considérés comme de véritables "expériences numériques" lorsqu'ils sont exécutés avec rigueur. L'un des principaux avantages de ces méthodes réside dans leur capacité à fournir instantanément l'ensemble des grandeurs physiques associées à l'écoulement (telles que le champ de vitesse, la pression, les contraintes, etc.) en tout point du domaine d'étude. En revanche, il est souvent difficile, voire impossible, d'obtenir ces données de manière exhaustive lors d'expérimentations physiques. Il est cependant important de noter que la simulation numérique directe des équations de Navier-Stokes demeure limitée à des valeurs modérées du nombre de Reynolds.

Les méthodes de dynamique des fluides numérique (CFD) permettent d'appliquer les principes de la mécanique des fluides tout en réduisant le nombre d'hypothèses simplificatrices. Cela inclut la résolution des équations non linéaires, instationnaires et compressibles. La discrétisation des équations de Navier-Stokes ainsi que des équations de conservation de la masse est effectuée sur des maillages composés d'éléments quadrilatéraux ou triangulaires, réguliers ou non, en fonction de la complexité géométrique du système. Cette démarche aboutit à un système d'équations non linéaires couplées, résolues de manière itérative. L'étape initiale d'une simulation numérique consiste ainsi à concevoir un maillage adapté aux caractéristiques de l'écoulement [48].

V. 5 Principe de la méthode des volumes finis

Le principe de la méthode des volumes finis repose sur une approche spécifique de la méthode des résidus pondérés, dans laquelle la fonction de pondération est définie comme une constante. Cette technique consiste à subdiviser le domaine d'étude en volumes élémentaires, chacun entourant un nœud principal, désigné par "P". En une dimension, ces volumes sont délimités par deux interfaces (e, w), en deux dimensions par quatre interfaces (e, w, s, n), et en trois dimensions par six interfaces (e, w, s, n, t, b). Chaque nœud principal est entouré de nœuds voisins, à savoir (E, W) en une dimension, (E, W, S, N) en deux dimensions, et (E, W, S, N, T, B) en trois dimensions.

L'équation différentielle est ensuite intégrée dans chaque volume élémentaire fini. Pour ce faire, l'inconnue est approximée par une fonction (linéaire, parabolique, exponentielle, ou de puissance, selon les besoins) entre deux nœuds successifs. La forme intégrale ainsi obtenue est ensuite discrétisée dans tout le domaine d'étude, menant à une équation algébrique basée sur les valeurs nodales.

Les principales étapes de la méthode des volumes finis sont les suivantes :

- Discrétisation du domaine en volumes de contrôle.
- Formulation des équations différentielles sous forme intégrale.
- Écriture des équations algébriques aux nœuds du maillage.
- Résolution des équations algébriques obtenues.

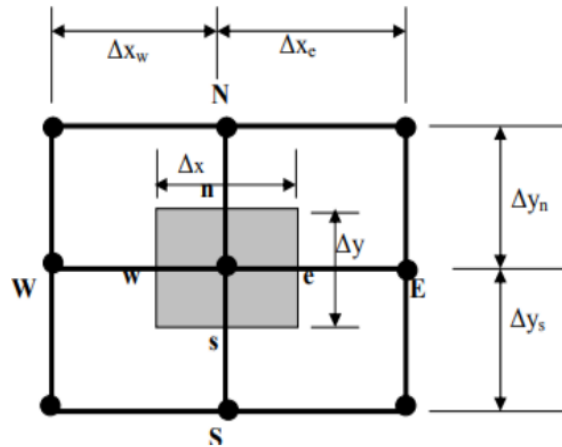


Figure 49: Volume de contrôle bidimensionnel.

La figure 49 représente un volume de contrôle en deux dimensions. La méthode des volumes finis, initialement conçue pour une dimension, peut être étendue au domaine bidimensionnel. Cette extension implique la subdivision du domaine d'étude en un ensemble d'éléments finis, chacun comportant quatre nœuds. Un volume fini est associé à chaque nœud principal, noté "P". Ce nœud est entouré par quatre nœuds voisins : au nord "N" et au sud "S" (dans la direction y), ainsi qu'à l'ouest "W" et à l'est "E" (dans la direction x). Les points situés aux interfaces sont désignés par e (est), w (ouest), n (nord) et s (sud) [48].

V. 6 Choix de maillage

Après la création de la géométrie, il est primordial de choisir un maillage adéquat pour traiter le problème. Ce choix est déterminant pour garantir la précision et la fiabilité des résultats numériques. Il est donc nécessaire de définir les paramètres optimaux et de mettre en place une stratégie de maillage adaptée à nos objectifs. Parmi ces paramètres figurent :

- Le nombre de mailles
- L'espacement entre les mailles (concentration des mailles)
- La forme des mailles

Les paramètres de distorsion dans le cas d'un maillage déformable. Après la création de la géométrie, il est primordial de choisir un maillage adéquat pour traiter le problème. Ce choix est déterminant pour garantir la précision et la fiabilité des résultats numériques. Il est donc nécessaire de définir les paramètres optimaux et de mettre en place une stratégie de maillage adaptée à nos objectifs. Parmi ces paramètres figurent :

- Le nombre de mailles
- L'espacement entre les mailles (concentration des mailles)
- La forme des mailles
- Les paramètres de distorsion dans le cas d'un maillage déformable.

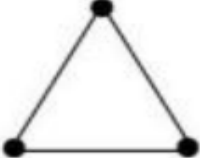
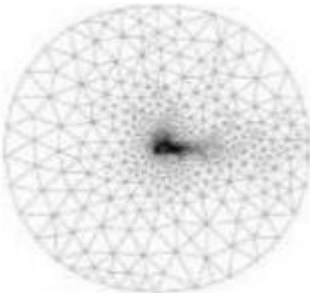
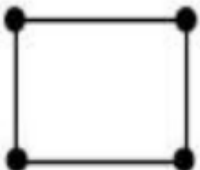
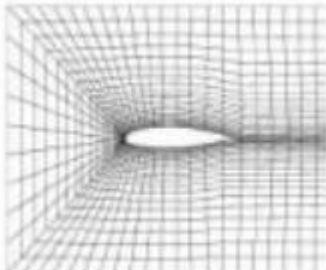
Type des cellules en 2d	Forme de maillage	Exemple
Triangulaire		
Quadrilatérale		

Tableau 8: Différents formes de maillage des faces.

V.7 Procédure de résolution numérique avec FLUENT

Pour expliquer en détail la problématique et la résolution à l'aide du logiciel de simulation numérique FLUENT, il est primordial de présenter d'abord les logiciels GAMBIT et FLUENT, car ils sont étroitement interconnectés dans le processus de modélisation et de simulation des écoulements fluides.

V.7.1 Présentation de GAMBIT

GAMBIT est un préprocesseur spécialisé dans la génération de maillages et la définition des conditions aux limites pour les simulations numériques. Le flux de travail en 2D avec GAMBIT comprend les étapes suivantes :

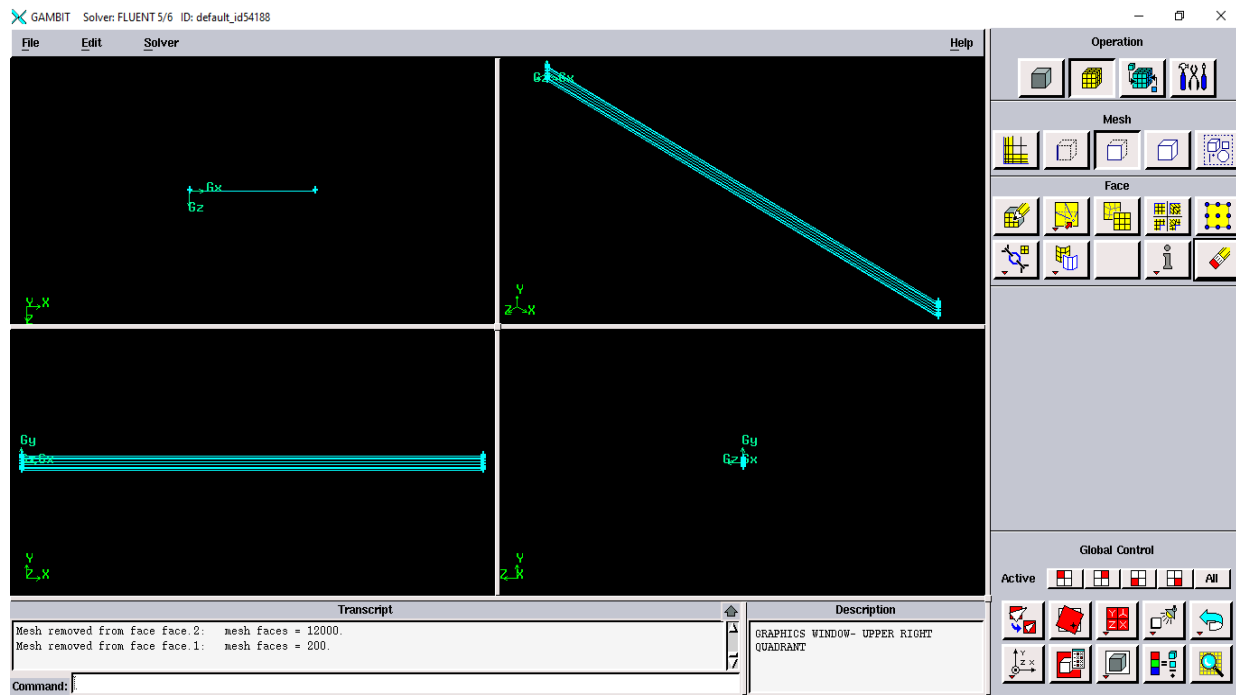


Figure 51: Géométrie échangeur de chaleur à triple tube.

Génération du Maillage

Après avoir créé la géométrie, il est nécessaire de générer le maillage. En 2D, cela implique de diviser le domaine en éléments tels que des triangles ou des quadrilatères. GAMBIT propose des options pour créer des maillages structurés, non structurés ou hybrides, selon les exigences spécifiques de la simulation. Après la création de la géométrie, le maillage doit être généré. En 2D, le maillage consiste à diviser le domaine en éléments tels que des triangles ou des quadrilatères. GAMBIT offre des options pour créer des maillages structurés, non structurés ou hybrides, en fonction des besoins spécifiques de la simulation.

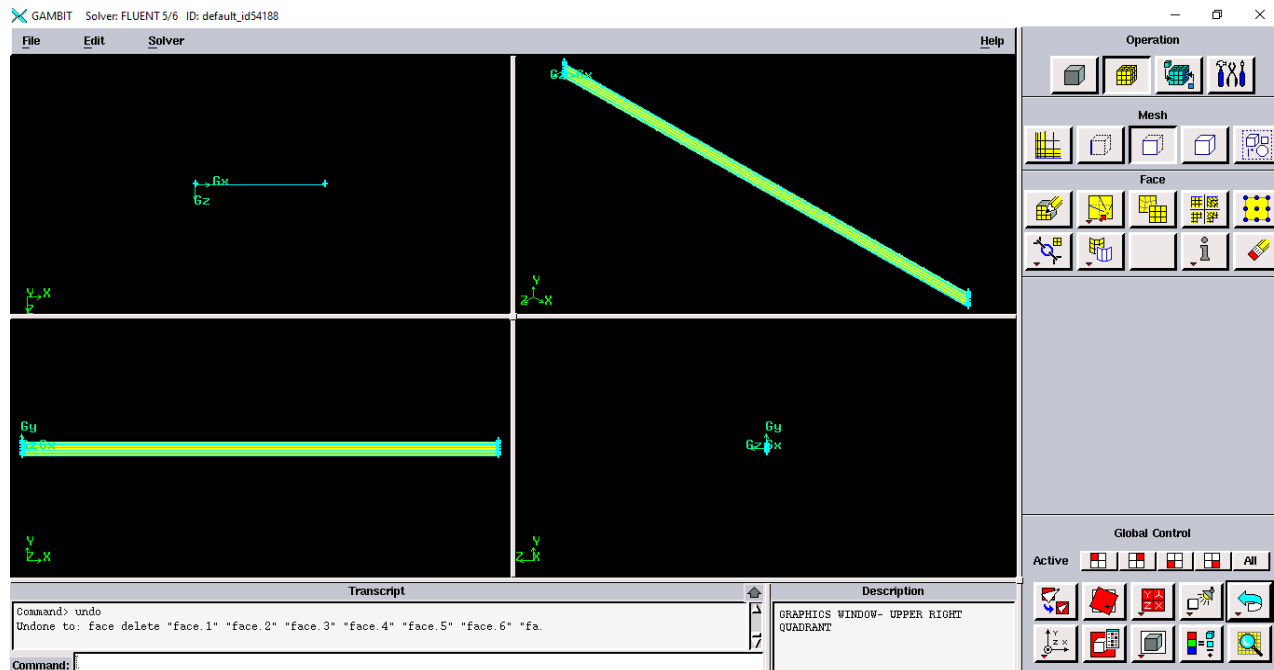


Figure 52:Modèle du maillage utilisé pour échangeur de chaleur à triple tube.

Définition des Conditions aux Limites

Les conditions aux limites jouent un rôle essentiel dans la simulation. Dans GAMBIT, elles sont spécifiées sur les frontières du domaine en 2D.

Entrée	INLET
Sortie	PRESSEUR OUTLET
Paroi	Wall
Face	fluid

Tableau 9:Les conditions aux limites dans GAMBIT.

V.7.2 Présentation de FLUENT

FLUENT est un solveur de dynamique des fluides numérique (CFD) qui utilise le maillage généré par GAMBIT pour résoudre les équations d'écoulement. Les étapes typiques pour réaliser une simulation 2D avec FLUENT sont les suivantes :

- Ouvrir la version de FLUENT : Accédez à FLUENT et sélectionnez le type de résolution 2D.

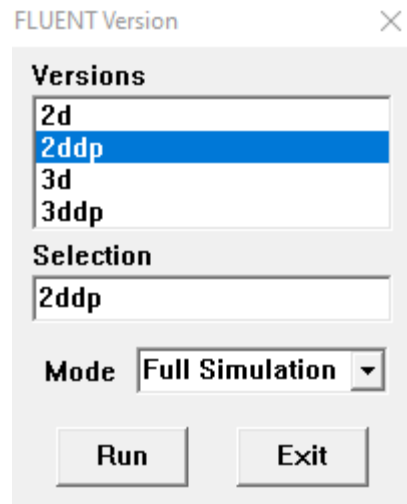


Figure 53: Type de résolution

- Importation du maillage : FLUENT importe le maillage généré par GAMBIT. Cette étape inclut également la vérification de la qualité du maillage et la correction des éventuelles imperfections.



Figure 54: Importation de la géométrie.

- Vérification du maillage importé : Accédez à Grid => Check

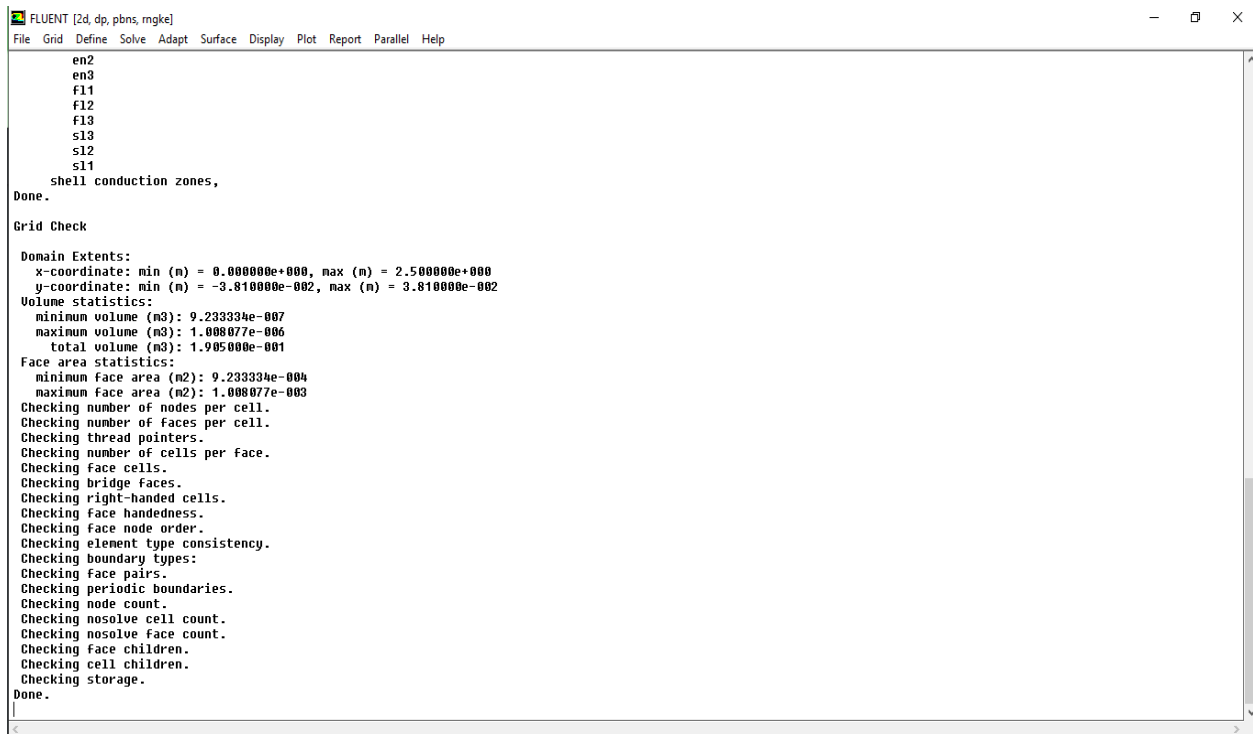


Figure 55: Vérification du maillage sous Fluent.

- Vérification de l'échelle : Accédez à Grid => Info => Size

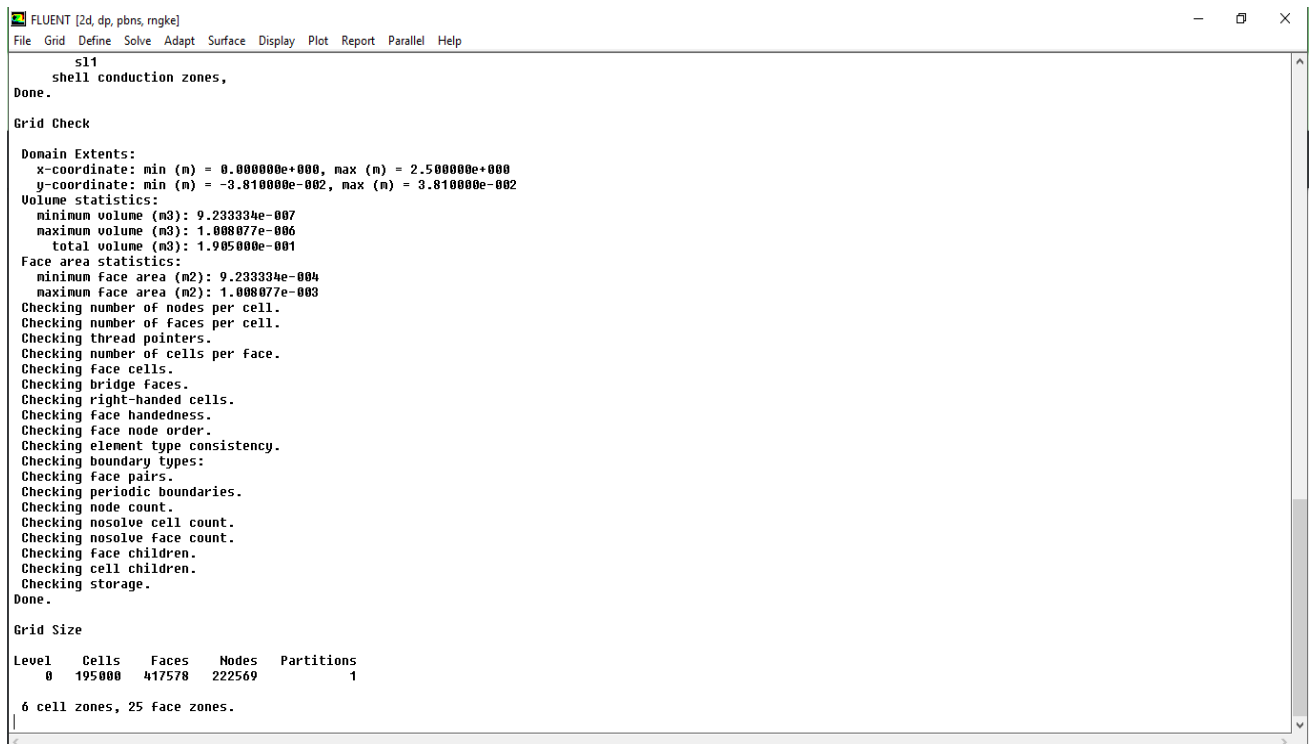


Figure 56: Vérification du maillage sous Fluent.

- Afficher le maillage: Accédez à Display => Grid

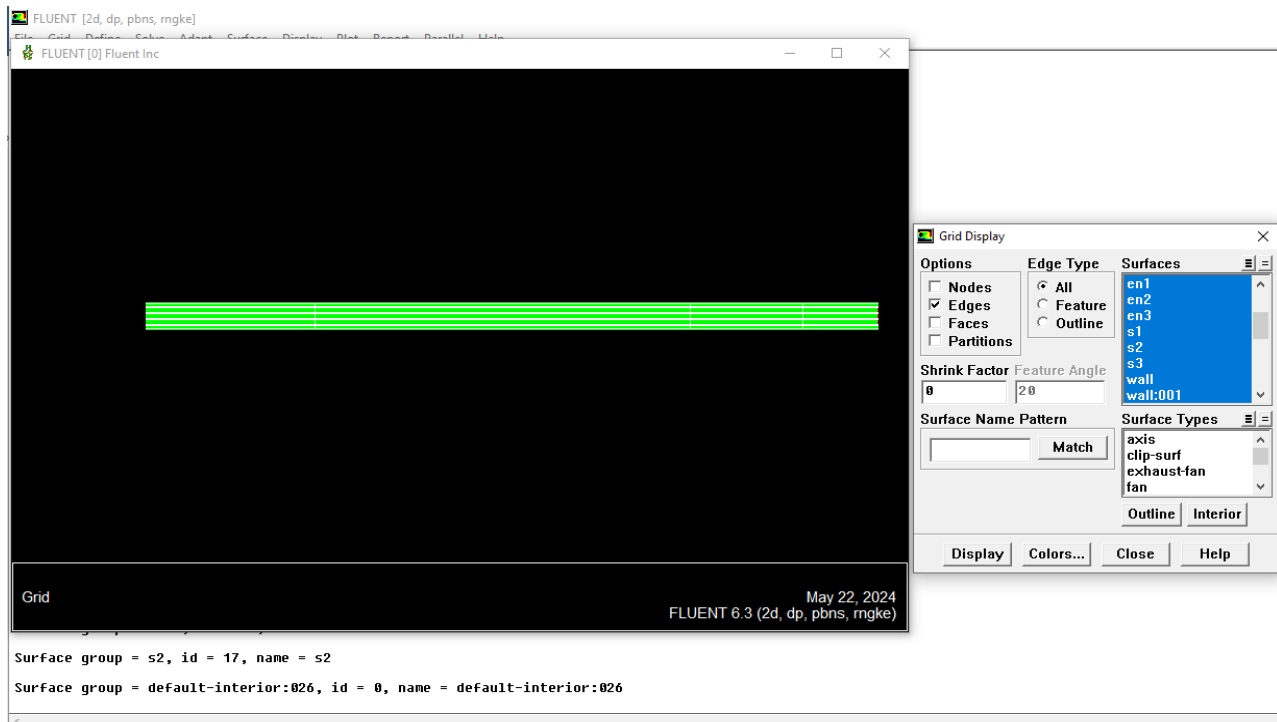


Figure 57:Affichage du maillage.

- Définition de l'équation d'énergie : Accédez à Define => Models => Energy.

L'équation de l'énergie est cruciale pour les simulations qui impliquent des transferts de chaleur, tant dans les fluides que dans les solides. Elle permet de modéliser les variations de température et les échanges thermiques au sein du système.

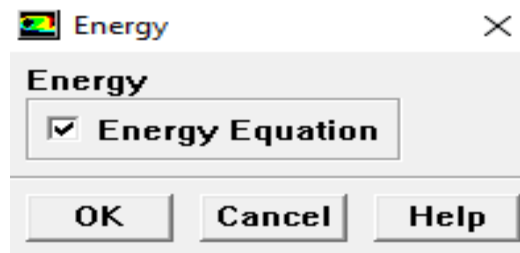


Figure 58:Etablir l'équation de l'énergie

- Choix du modèle de turbulence : Accédez à Define => Models => Viscous.

FLUENT propose plusieurs modèles de turbulence pour simuler les écoulements de fluides. Pour analyser le comportement dynamique et thermique dans notre cas spécifique, le modèle

k- ϵ réalisable est le plus approprié. Ce modèle permet de capturer les phénomènes turbulents avec une précision adéquate tout en étant relativement peu gourmand en ressources de calcul.

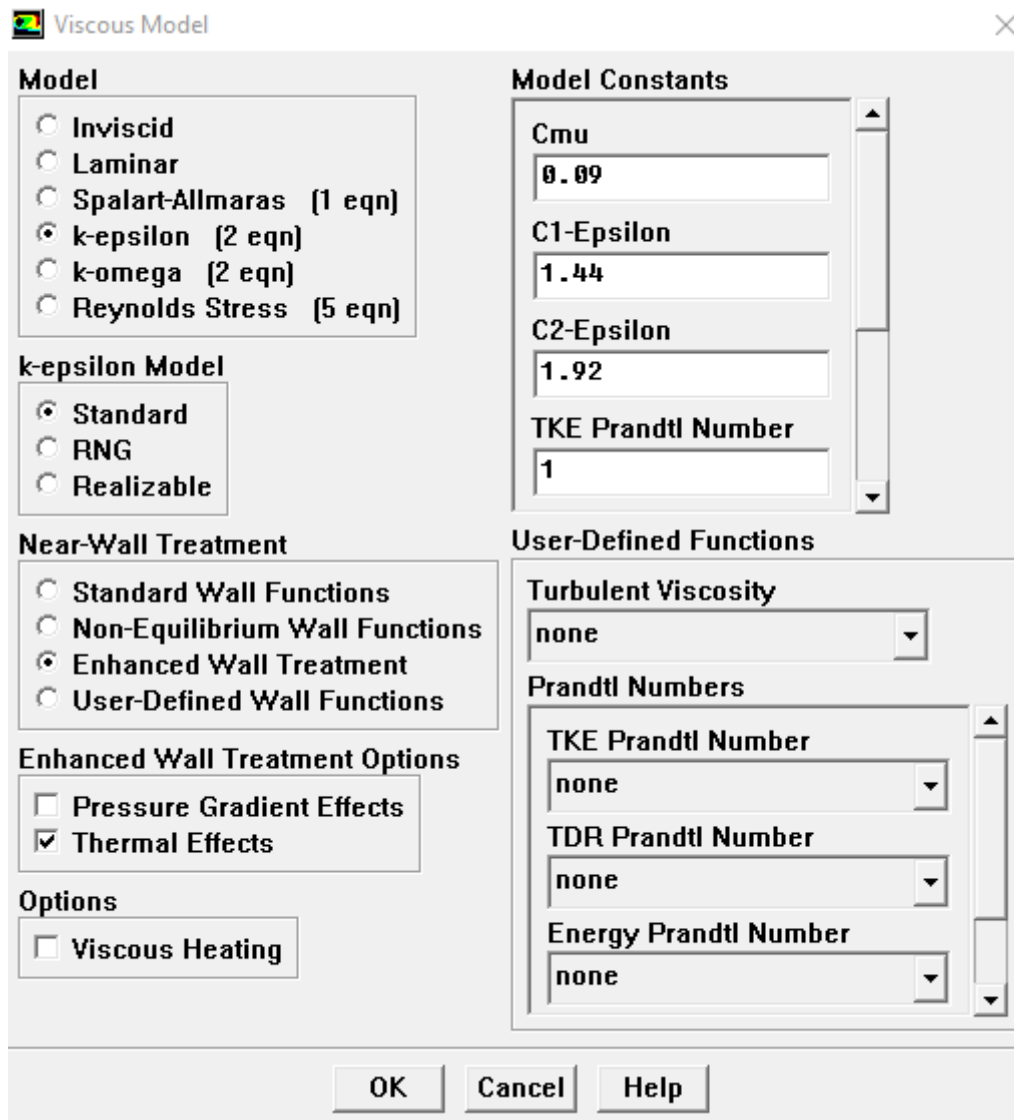


Figure 59: Choix du modèle de turbulence.

Définition des caractéristiques des matériaux : Accédez à Define => Materials.

Pour garantir une simulation précise dans FLUENT, il est essentiel de sélectionner correctement le fluide ou le solide utilisés et de fournir les données relatives à leurs propriétés physiques.

Materials

Name: water-liquid

Material Type: fluid

Chemical Formula: h2o<1>

Fluent Fluid Materials: water-liquid (h2o<1>)

Mixture: none

Order Materials By: ☒ Name ☐ Chemical Formula

Fluent Database...

User-Defined Database...

Properties

Density (kg/m3): constant, 998.2, Edit...

Cp (J/kg-K): constant, 4182, Edit...

Thermal Conductivity (W/m-K): constant, 0.6, Edit...

Viscosity (kg/m-s): constant, 0.001003, Edit...

Change/Create Delete Close Help

Figure 60:Définition des propriétés des matériaux.

- Définir les conditions aux limites : Accédez à Define => Boundary Conditions.

Les conditions aux limites établies dans GAMBIT doivent être ajustées et complétées dans FLUENT. L'utilisateur y configure les conditions initiales pour le champ de vitesse, la pression, ainsi que d'autres variables pertinentes.

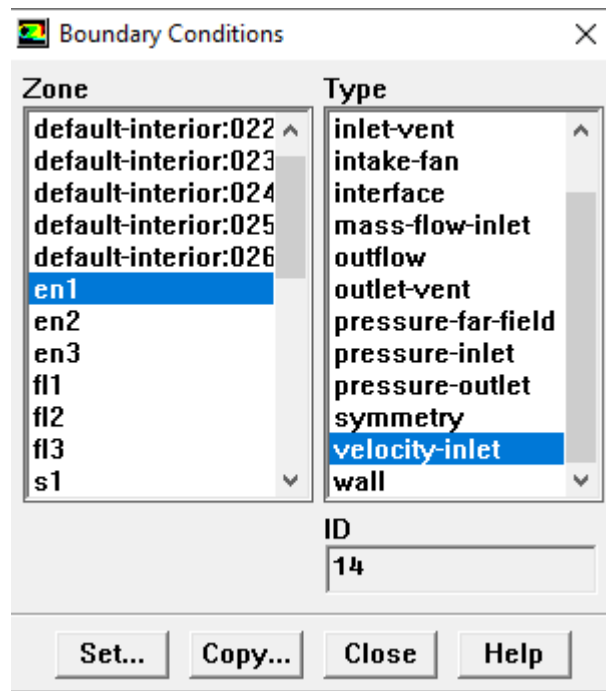


Figure 61: Définition des conditions aux limites.

- Pour réaliser une simulation précise et efficace dans FLUENT, il est crucial de configurer correctement les paramètres suivants : les équations à résoudre, les schémas de discrétisation, les facteurs de sous-relaxation, les critères de convergence, et les algorithmes de couplage pression-vitesse. Pour ce faire, accédez à Solution via Solve => Controls => Solution..

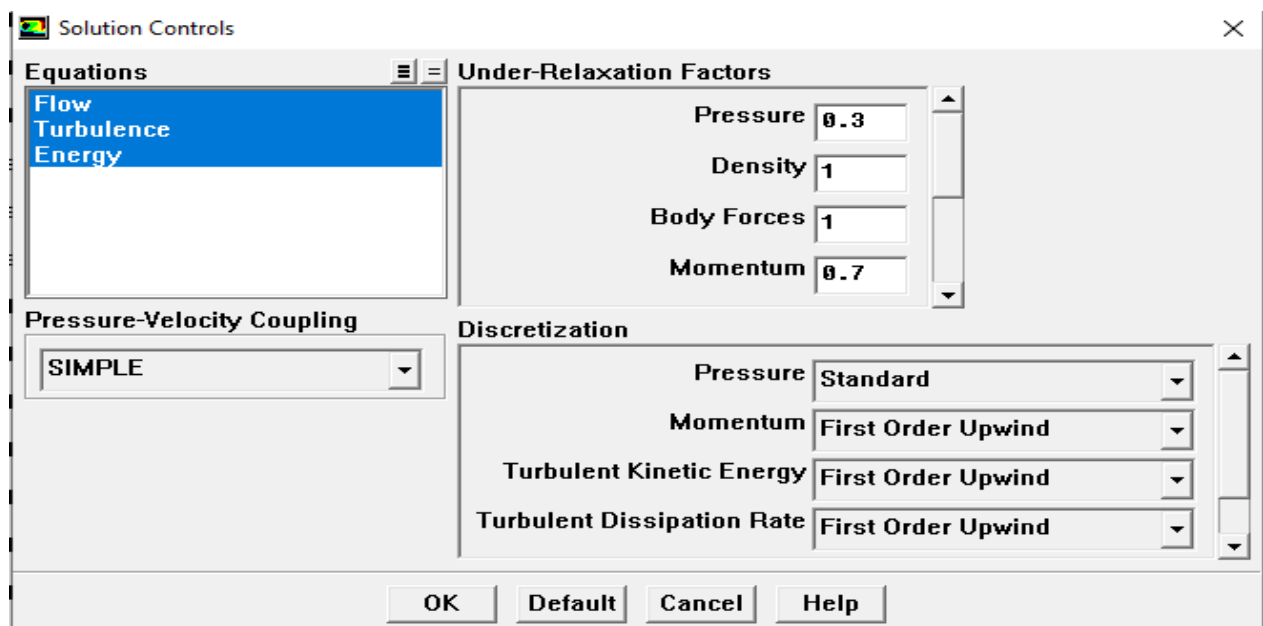


Figure 62: Choix de la solution

- Début du calcul : Accédez à l'option Solve puis à Iteration. Choisissez le nombre d'itérations pour lancer les calculs.

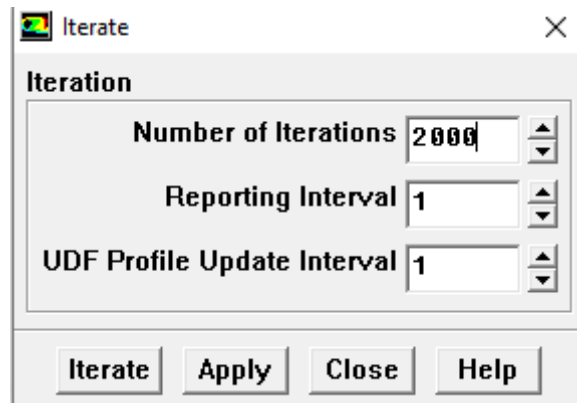


Figure 63: choix du nombre des itérations.

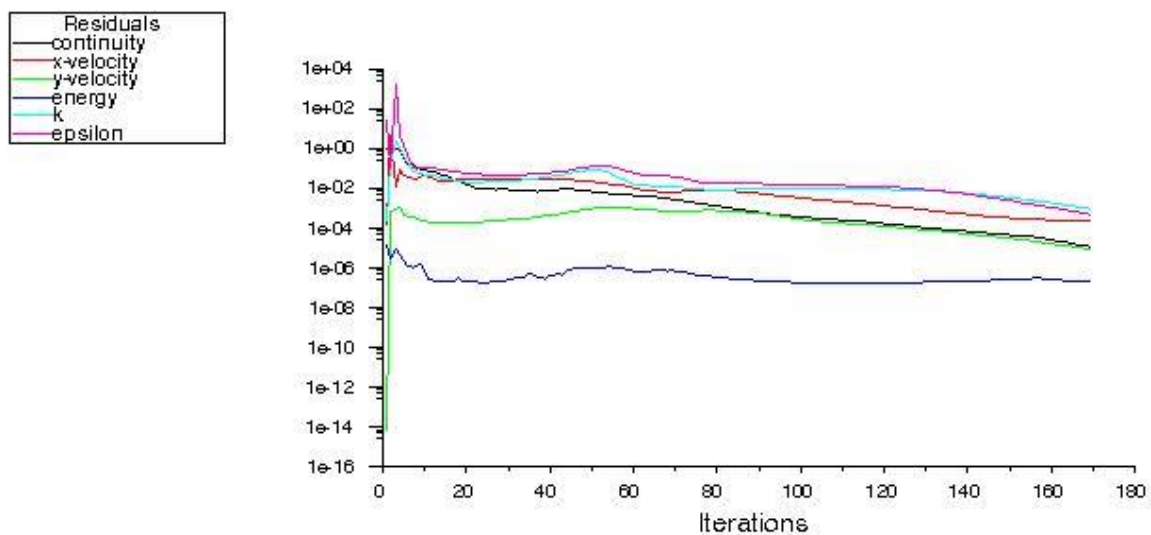
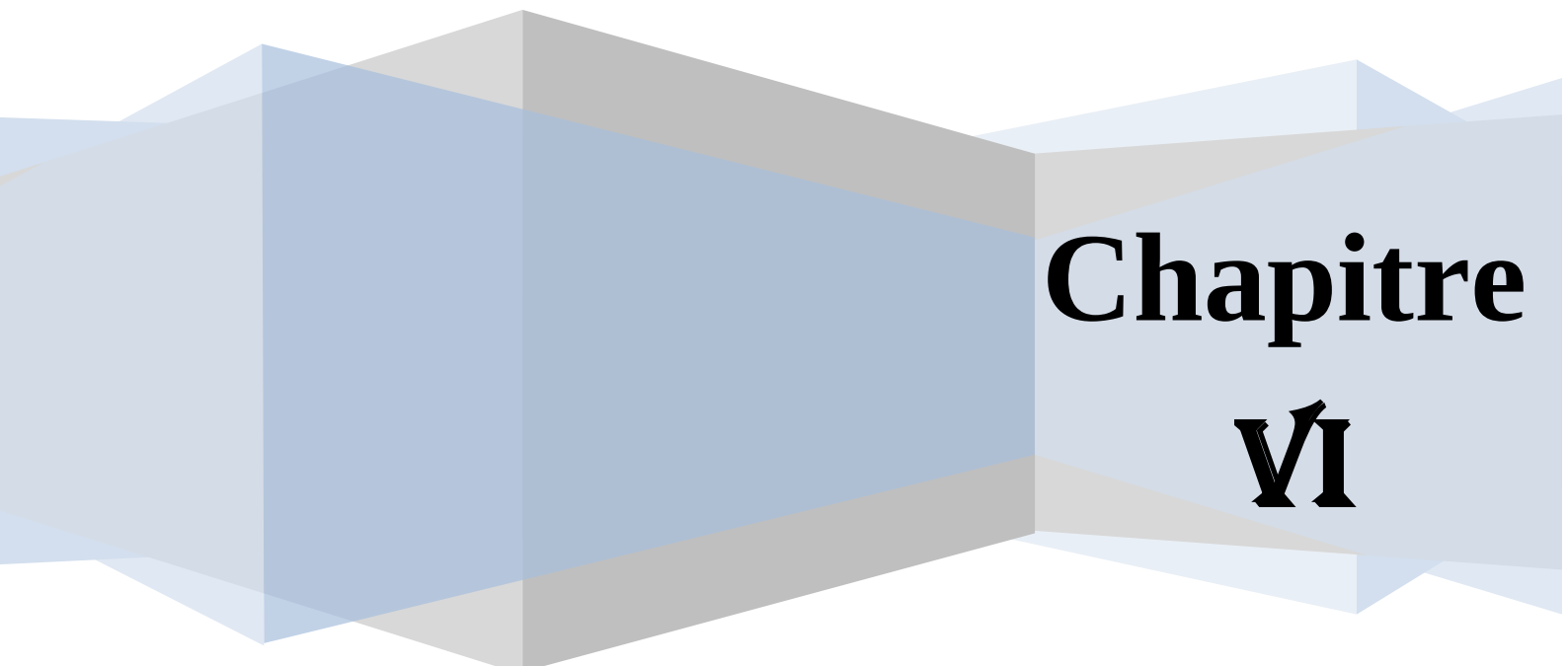


Figure 64: Fenêtre des itérations .

V.8 Conclusion

L'application de la méthode des volumes finis et du logiciel FLUENT a permis de modéliser de manière détaillée et robuste les performances d'un échangeur de chaleur à triple tube. Les données recueillies offriront des bases solides pour optimiser les conceptions futures et améliorer l'efficacité des systèmes de transfert de chaleur dans diverses applications industrielles.

RÉSULTATS ET INTERPRÉTATIONS



Chapitre VI

VI.1 Introduction

Ce chapitre présente les résultats et l'analyse d'une simulation réalisée avec le logiciel FLUENT, portant sur un échangeur de chaleur à triple tube. L'étude se divise en deux scénarios distincts : dans le premier, les vitesses d'entrée des fluides varient, tandis que dans le second, elles restent constantes. L'objectif de cette simulation est d'examiner les comportements thermiques et hydrauliques de l'échangeur de chaleur dans ces deux configurations. Les résultats obtenus seront utilisés pour évaluer l'efficacité de l'échangeur dans chaque scénario et pour comparer les performances entre les deux cas. L'interprétation des résultats mettra en lumière les mécanismes thermiques et dynamiques essentiels et fournira des connaissances pratiques pour la conception et l'optimisation des échangeurs de chaleur à triple tube.

VI.2 Choix du maillage

Le choix du maillage est une étape essentielle dans la modélisation numérique des phénomènes thermiques et dynamiques, car il affecte à la fois la précision des résultats et le temps de calcul nécessaire. Bien que l'augmentation du nombre de points de maillage puisse améliorer la résolution des solutions, cette amélioration est limitée par les capacités de l'ordinateur. Ainsi, le processus de maillage nécessite un équilibre entre la précision souhaitée et les ressources informatiques disponibles. Pour garantir que les résultats sont indépendants du maillage choisi, plusieurs tests ont été réalisés pour vérifier la cohérence et la fiabilité des résultats, indépendamment du maillage utilisé.

Maillage (X/Y)	Nombre des cellules	Nombre des nœuds
1 (200/60)	61200	63697
2 (200/100)	101200	103897
3 (200/140)	141200	144097

Tableau 10:Grille testés

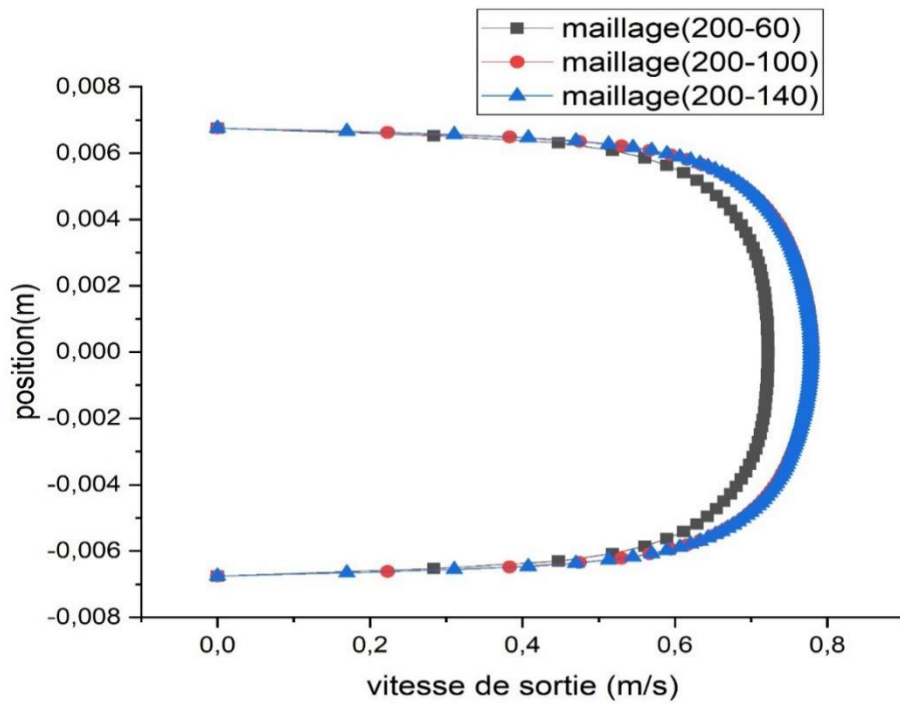


Figure 65: profils de vitesse à la sortie dans le tube intérieur (eau froide) pour différents maillages.

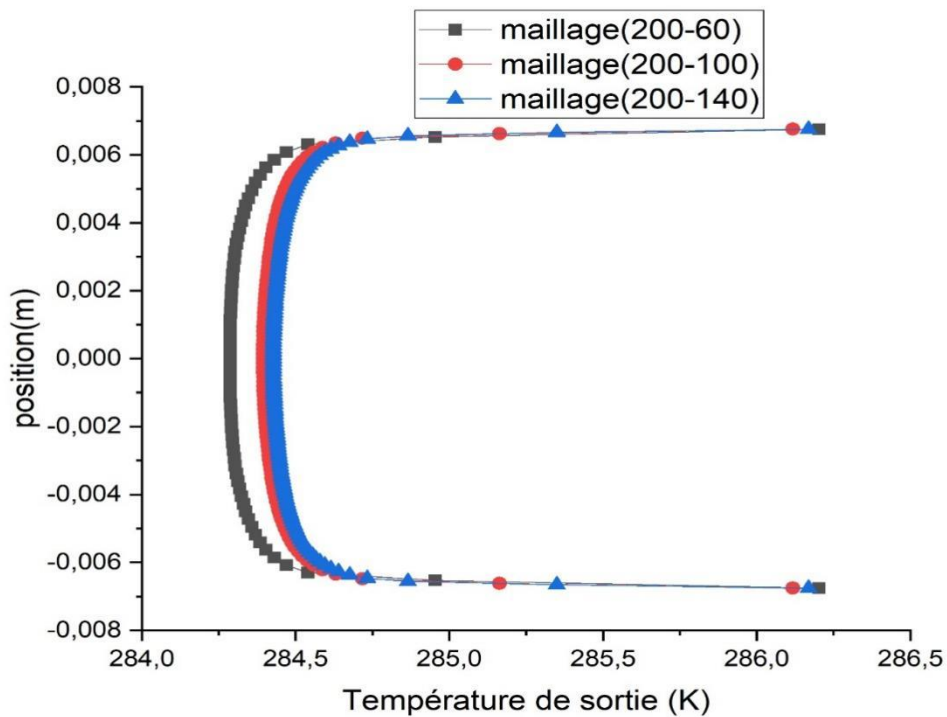


Figure 66: Profils de température à la sortie dans le tube intérieur (eau froide) pour différents maillages.

Les Figures 65 et 66 montrent les courbes de vitesse et de température à la sortie du tube intérieur pour différents maillages. L'analyse comparative révèle que les résultats pour la vitesse et la température sont presque identiques entre le maillage 2 et le maillage 3. Cependant, en raison de la performance comparable du maillage 2 (200/100) et de son avantage en termes de réduction du temps de calcul, nous avons choisi de l'adopter pour optimiser l'efficacité et diminuer le temps de traitement.

VI.3 Validation du modèle

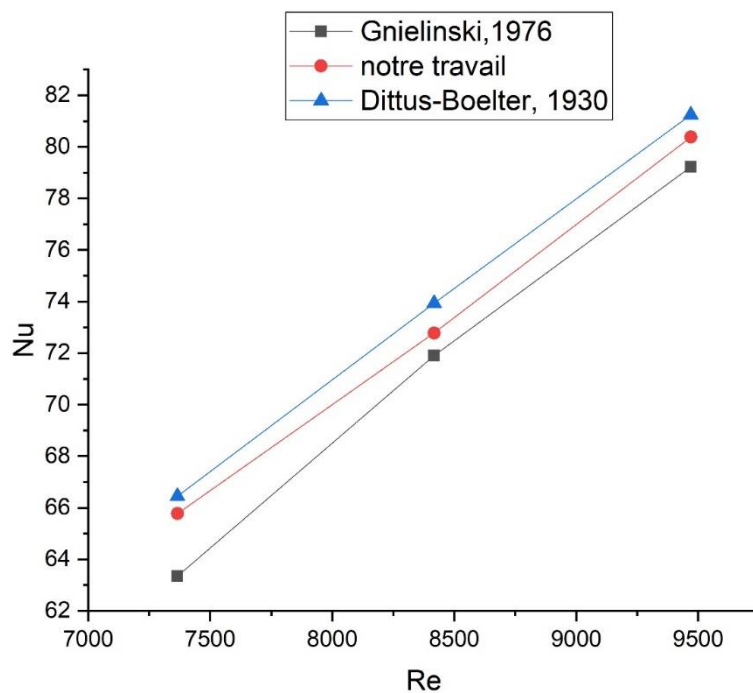


Figure 67: Comparaison entre le nombre de nusselt de la présente étude et Gnielinski [49], Dittus-Boelter [50]

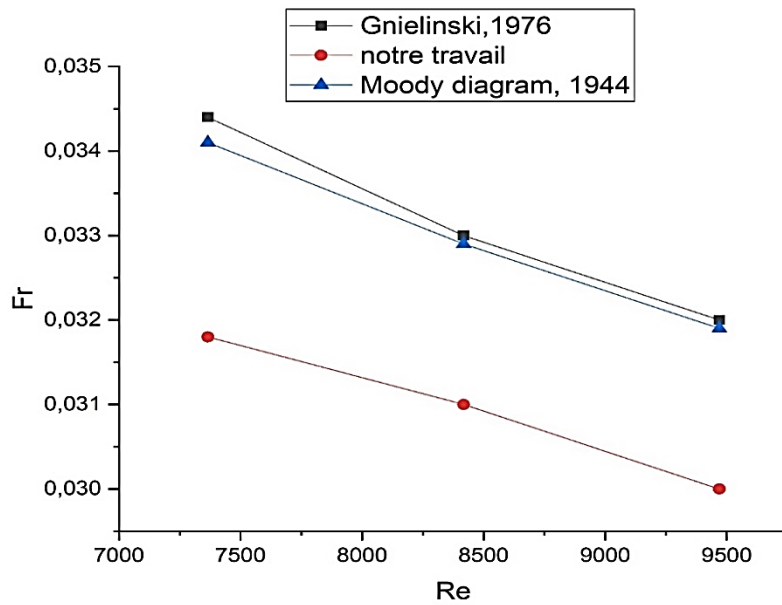


Figure 68: Comparaison entre le facteur de frottement de la présente étude et Gnielinski, diagramme de Moody [51]

Les Figures 67 et 68 montrent que les résultats de cette étude sont en bonne concordance avec les corrélations établies par Dittus-Boelter (1930) et Gnielinski (1976), avec une différence de seulement 2,8 % pour Gnielinski et de 1,23 % pour Dittus-Boelter.

VI.4 Etude du comportement thermique avec vitesses variables à l'entrée (co-courant)

VI.4.1 Contour de température

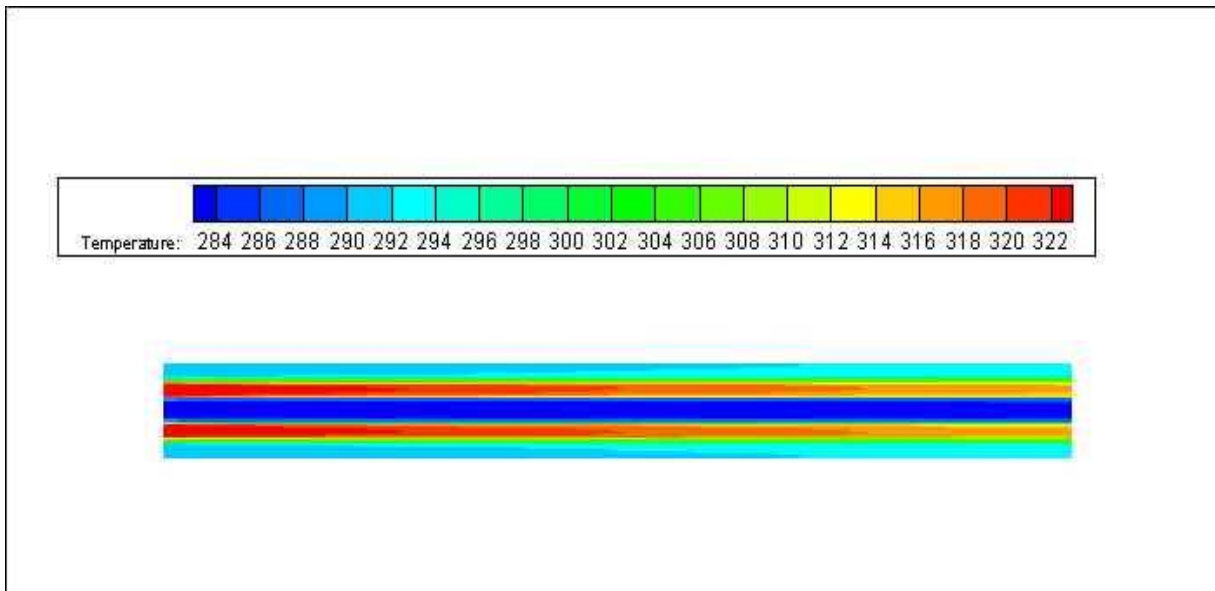


Figure 69: Contour de température avec vitesses variables à l'entrée.

La Figure 69 montre le profil de température dans un échangeur de chaleur à triple tube, avec des vitesses d'écoulement variables à l'entrée. On observe que le tube interne est initialement bleu foncé au centre, mais cette couleur devient légèrement plus claire vers la sortie, tandis que les parois du tube restent bleu clair. Pour le tube intermédiaire, la couleur passe du rouge à l'entrée à une teinte jaune à la sortie, les parois affichant un vert clair. Le tube externe commence avec une teinte bleu clair, qui s'éclaircit encore davantage vers l'extrémité du tube. Ces variations chromatiques, tant au niveau des centres des tubes que de leurs parois, illustrent l'efficacité du transfert thermique et confirment la performance du processus d'échange de chaleur entre les fluides.

VI.4.2 Profil de température aux différentes positions

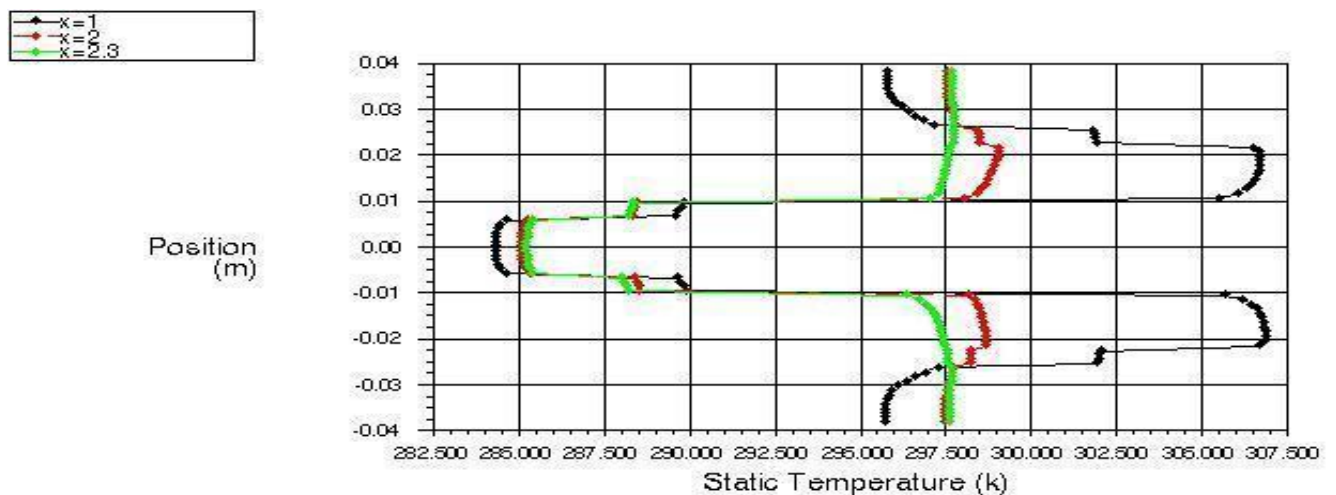


Figure 70: Profil de température avec vitesses variables à l'entrée.

La Figure 70 montre le profil de température dans un échangeur de chaleur à triple tube avec des vitesses d'entrée variables, à différentes positions axiales. À $X = 1$ mètre, la température dans le tube interne est de 284,22 K au centre et de 289,67 K près de la paroi. Pour le tube intermédiaire, elle est de 307,03 K au centre et de 302 K à la paroi, tandis que dans le tube externe, la température atteint 295,73 K. À $X = 2$ mètres, la température du tube interne augmente légèrement à 285,22 K au centre mais diminue à 288,67 K près de la paroi. La température du tube intermédiaire baisse à 298,78 K au centre et à 298,05 K à la paroi, tandis que celle du tube externe s'élève à 297,5 K. Enfin, à $X = 2,3$ mètres, la température du tube interne est de 285,33 K au centre et de 288 K à la paroi, alors que les températures dans les tubes intermédiaire et externe sont presque identiques, avoisinant les 297,6 K.

L'augmentation des températures dans les tubes intermédiaire et externe, du centre vers les parois, ainsi que la légère baisse de la température du tube interne, indique un transfert thermique efficace à travers les différentes positions de l'échangeur.

VI.5 Etudes des comportements dynamiques pour des vitesses variables (co-courant)

VI.5.1 Profil de vitesse

VI.5.1.1 Contour vecteurs vitesse

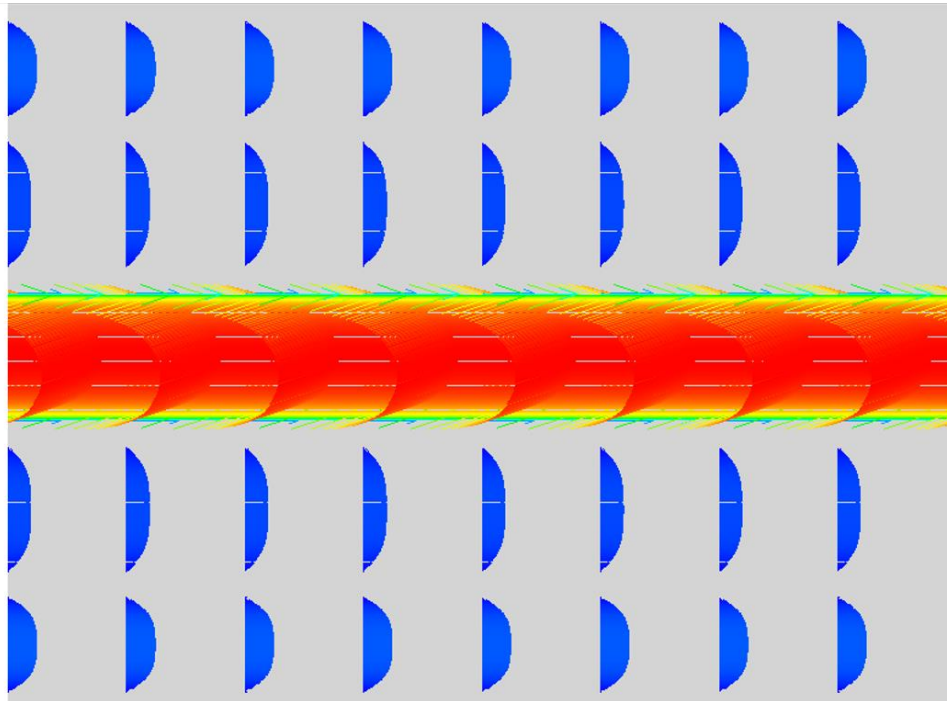


Figure 71: Contour vecteurs vitesse avec vitesses variables à l'entrée.

VI.5.1.2 Contour de vitesse

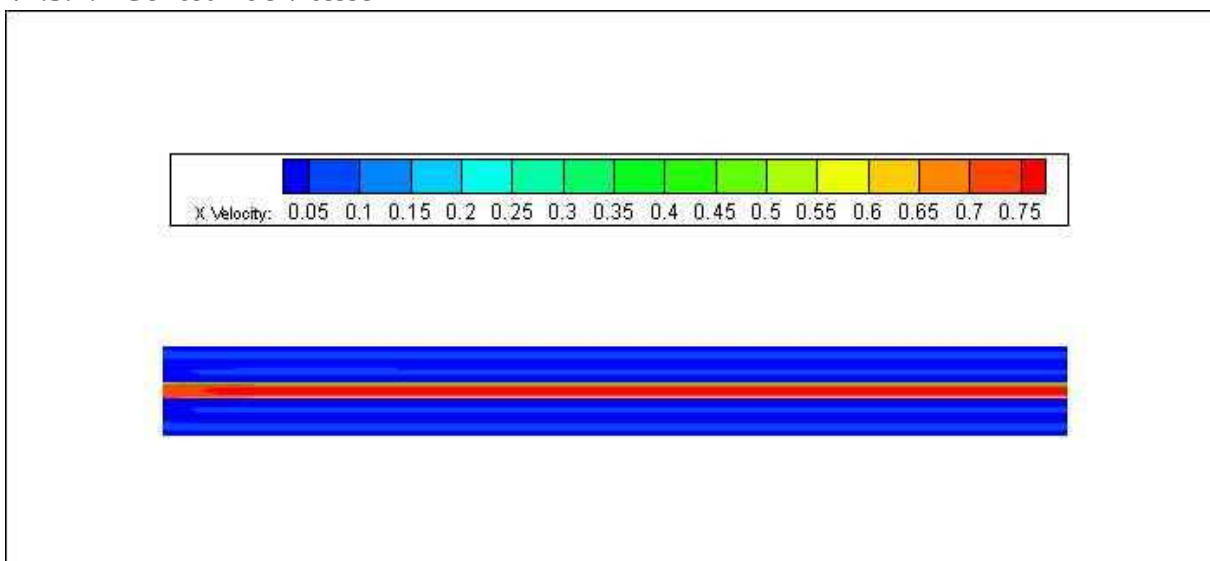


Figure 72: Contour de vitesse avec vitesses variables à l'entrée.

La Figure 72 présente la distribution des vitesses dans un échangeur de chaleur à triple tube avec des vitesses d'entrée variables. Il est notable que le tube interne affiche une teinte rouge en son centre, qui passe progressivement au jaune à mesure que l'on se rapproche des parois. En revanche, dans les tubes intermédiaire et externe, la vitesse est représentée par une couleur bleu clair au centre, qui s'assombrit en bleu foncé en direction des parois.

VI.5.1.3 Profil de vitesse aux différentes positions

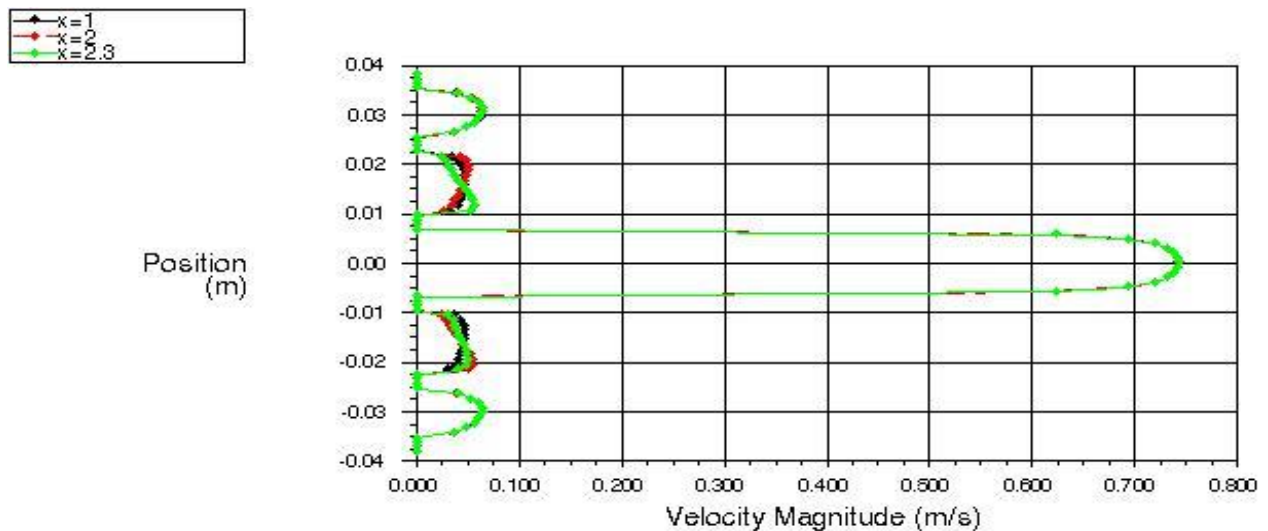


Figure 73: Profil de vitesse avec vitesses variables à l'entrée.

La Figure 73 présente les profils de vitesse dans un échangeur de chaleur à triple tube à différentes positions longitudinales. À la position $X = 1$ mètre, la vitesse atteint 0,74 m/s au centre du tube intérieur, avant de diminuer progressivement jusqu'à devenir nulle près de la paroi. Dans le tube intermédiaire, la vitesse centrale est de 0,048 m/s, suivant une diminution similaire vers la paroi. Pour le tube extérieur, la vitesse atteint 0,072 m/s au centre, avec une décroissance progressive jusqu'à l'annulation en contact avec la paroi. Cette tendance est observée aux autres positions également. Il est donc évident que la vitesse est maximale au centre et décroît vers les parois dans les trois tubes, ce phénomène étant lié à la friction entre le fluide et les surfaces internes des tubes.

VI.5.2 Chute de pression

VI.5.2.1 Contour de pression

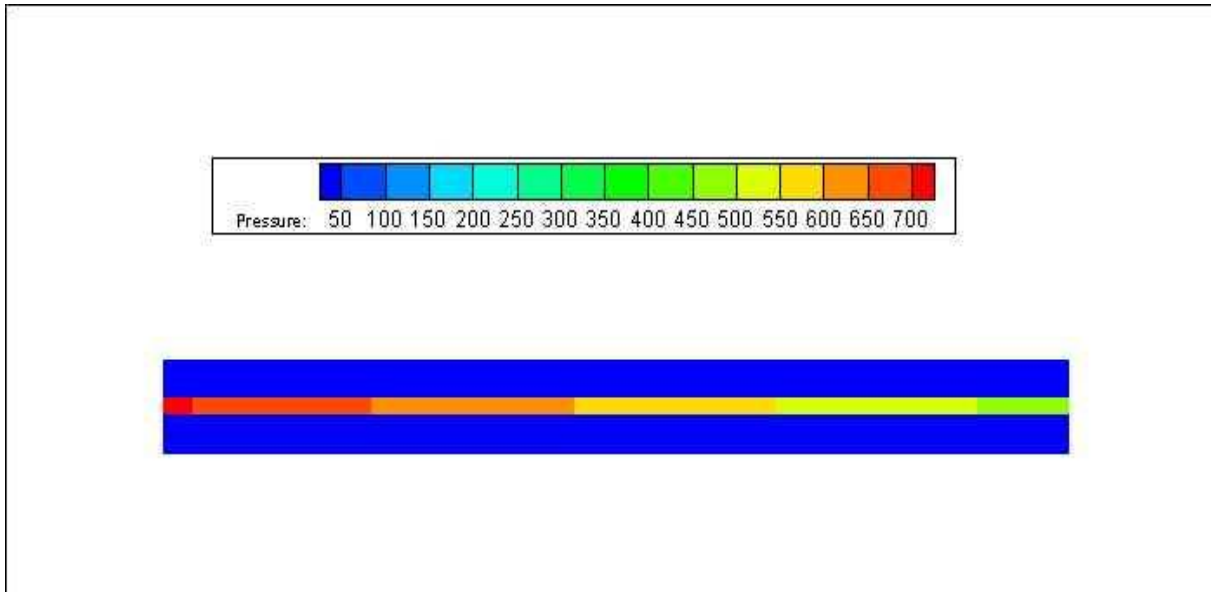


Figure 74:Contour de pression avec vitesse variables a l'entrée

La **Figure 74** représente la répartition de la pression au sein d'un échangeur de chaleur à triple tube avec des vitesses d'entrée variables. Il est observé que le tube interne présente initialement une teinte rouge, qui évolue progressivement vers un vert clair, indiquant une diminution progressive de la pression. En revanche, les tubes intermédiaire et externe affichent une coloration majoritairement bleue, suggérant des niveaux de pression inférieurs dans ces sections.

VI.5.2.2 Chute de pression aux différentes positions

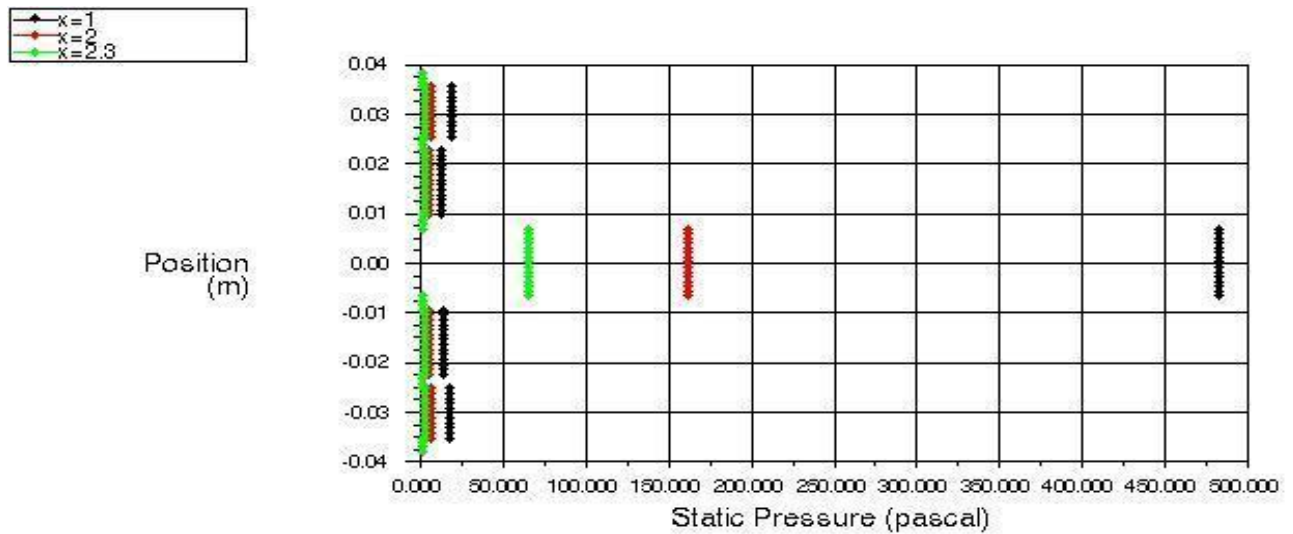


Figure 75:Contour de pression avec vitesses variables à l'entrée.

La Figure 75 présente les profils de pression statique dans un échangeur de chaleur à triple tube à différentes positions longitudinales. À $X = 1$ mètre, la pression mesurée est de 482,9 Pa dans le tube intérieur, d'environ 20 Pa dans le tube intermédiaire, et de 15,5 Pa dans le tube extérieur. À $X = 2$ mètres, une diminution notable est observée, avec une pression de 158 Pa dans le tube extérieur, de 10 Pa dans le tube intermédiaire, et de 5 Pa dans le tube intérieur. Enfin, à $X = 2,3$ mètres, la pression dans le tube intérieur est de 69,54 Pa, tandis que les pressions dans les tubes intermédiaire et extérieur sont presque nulles. Ces résultats montrent une diminution progressive de la pression le long des tubes. Les variations de pression et les écoulements observés peuvent être attribués aux pertes de charge dues aux frottements et aux résistances internes au sein de l'échangeur de chaleur. Ces pertes de pression sont également liées à la réduction de la vitesse des fluides près des parois, où des gradients de vitesse et de pression se forment en raison de la viscosité et des interactions avec les surfaces.

VI.6 Etude de comportement thermique avec vitesses constantes à l'entrée

VI 6.1 Contour de température

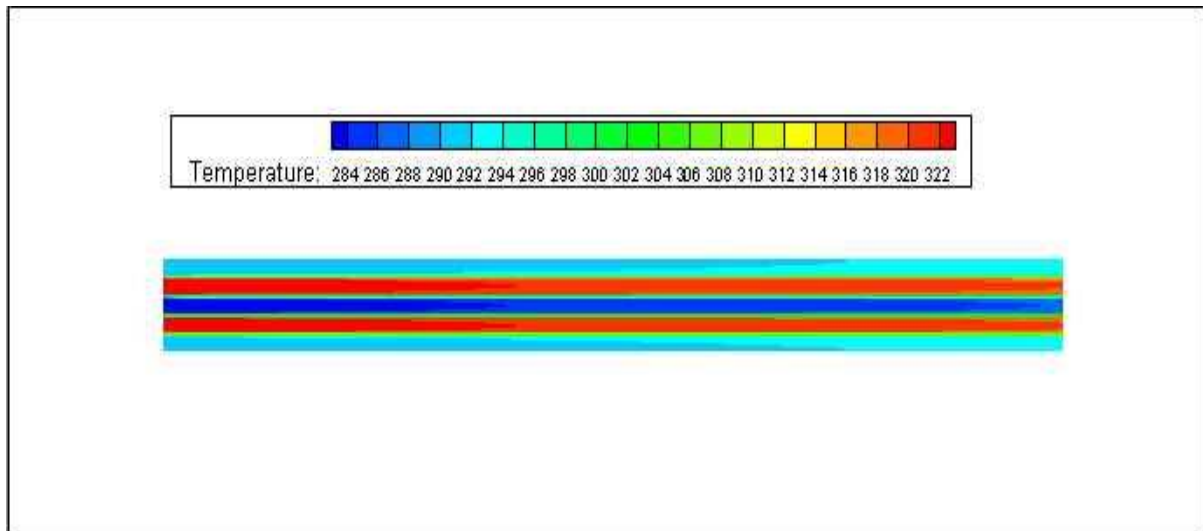


Figure 76:Contour de température avec vitesses constantes à l'entrée.

La **Figure 76** présente la distribution de température au sein d'un échangeur de chaleur à triple tube, sous des conditions de vitesses constantes. Pour le tube interne, la couleur initiale est un bleu foncé, qui s'éclaircit progressivement vers l'extrémité de l'échangeur, tandis que la paroi du tube interne conserve une teinte bleu clair tout au long. Dans le tube intermédiaire, la couleur évolue du rouge à l'orange à mesure que l'on avance, et la paroi passe à une nuance de vert clair. Quant au tube externe, sa couleur initiale bleu clair s'éclaircit encore davantage vers la fin de l'échangeur. Ces variations chromatiques, tant au niveau des tubes que des parois, témoignent du bon fonctionnement du processus d'échange thermique et de l'efficacité du transfert de chaleur entre les fluides.

VI.6.2 Profil de température aux différentes positions

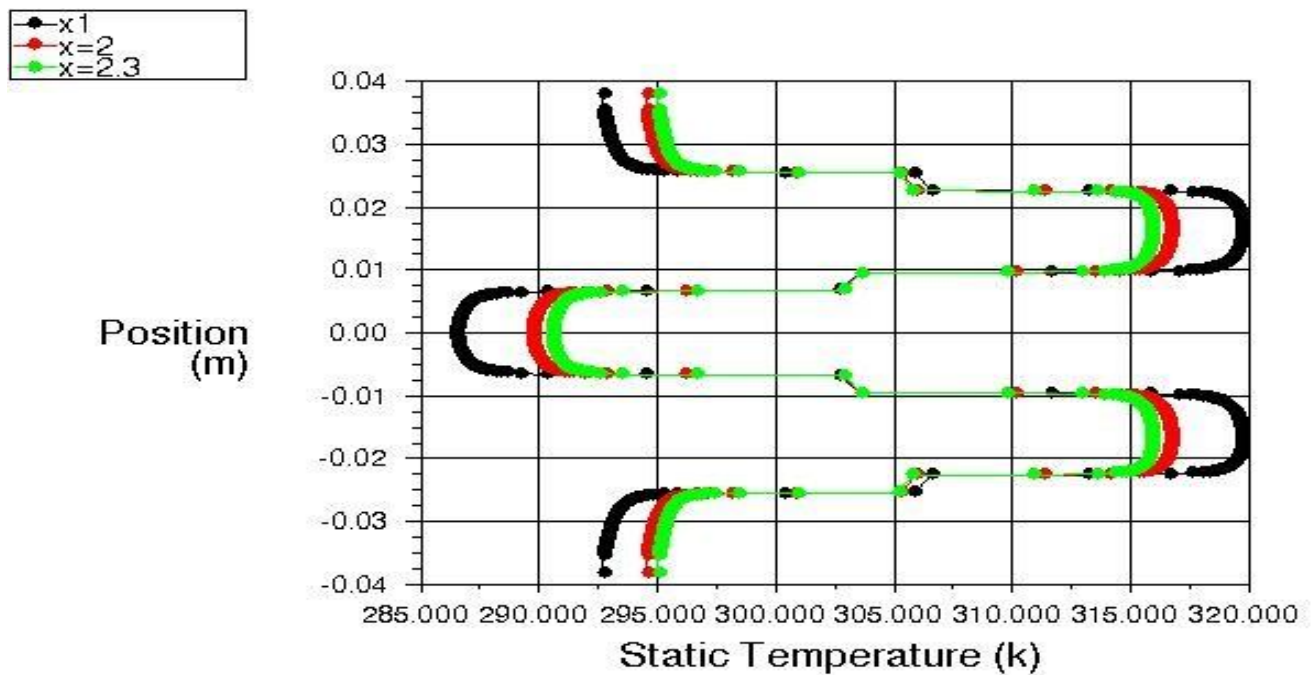


Figure 77: Profil de température avec vitesses constantes à l'entrée.

La Figure 77 présente le profil de température le long d'un échangeur de chaleur à triple tube, avec des vitesses d'entrée constantes, pour diverses positions axiales.

À $X = 1$ m, la température du fluide interne est de 286,51 K au centre et de 303,59 K à la paroi du tube. Pour le fluide intermédiaire, elle atteint 319,7 K au centre et 303,59 K à la paroi, tandis que le tube externe affiche une température de 293,23 K. À $X = 2$ m, la température du fluide interne augmente légèrement à 289,76 K au centre et à 302,88 K à la paroi, tandis que la température du fluide intermédiaire diminue à 316,66 K au centre et 305,76 K à la paroi. La température du tube externe est de 295,19 K. Enfin, à $X = 2,3$ m, la température du fluide interne s'élève à 290,55 K au centre et 303,59 K à la paroi, tandis que celle du fluide intermédiaire diminue à 315,88 K au centre et 305,75 K à la paroi. La température du tube externe est alors de 295,86 K.

Ces observations montrent une augmentation des températures dans les tubes interne et externe, tandis qu'une diminution est observée dans le tube intermédiaire, suggérant ainsi un transfert de chaleur efficace entre les différents tubes.

VI.7 Etudes des comportements dynamiques avec vitesses constantes à l'entrée

VI.7.1 Profil de vitesse

VI.7.1.1 Contour de vitesse

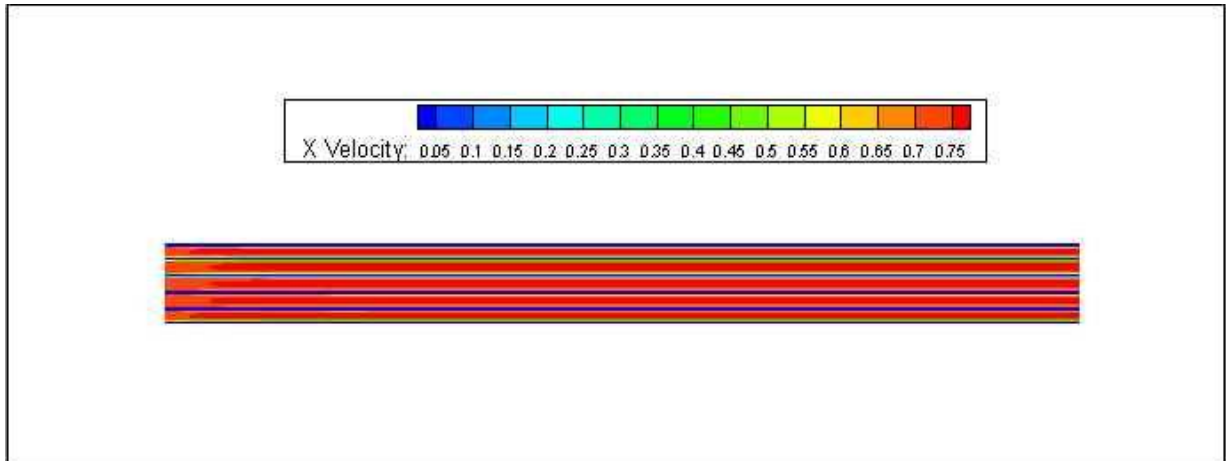


Figure 78:Contour de vitesse avec vitesses constantes à l'entrée.

La Figure 78 présente le profil de vitesse au sein d'un échangeur de chaleur à triple tube, avec des vitesses constantes à l'entrée. Il est clairement visible que les couleurs restent homogènes à travers les différents tubes. Au centre de l'échangeur, une teinte rouge est observée, qui passe progressivement à l'orange, puis au bleu en se rapprochant des parois des tubes. Cette transition des couleurs reflète une diminution progressive de la vitesse à proximité des parois.

VI.7.1.2 Contour vecteurs vitesse

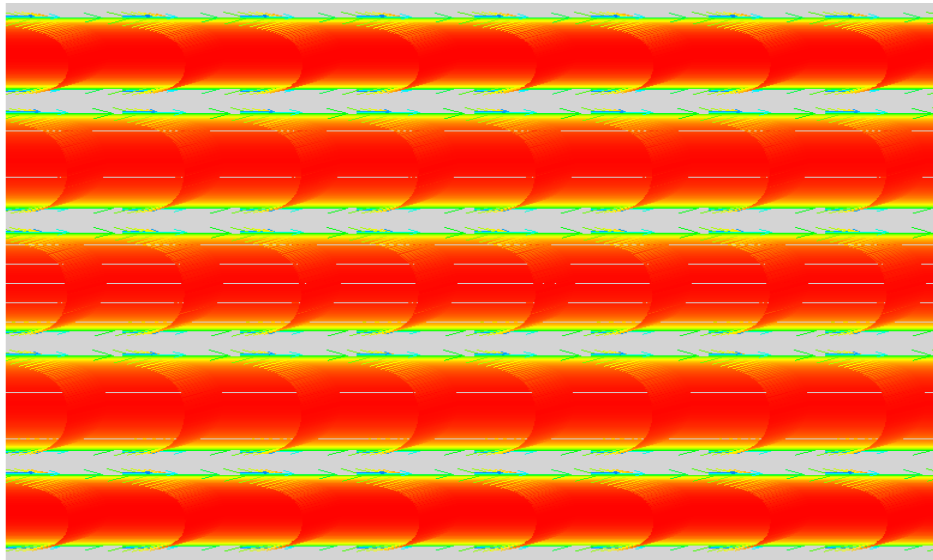


Figure 79:Contour vecteurs vitesse avec vitesses constantes à l'entrée.

La **Figure 79** illustrent les contours des vecteurs de vitesse dans un échangeur de chaleur à triple tube. Ces figures montrent une certaine uniformité à travers différentes configurations et tubes. On observe que les vecteurs de vitesse atteignent un maximum au centre du dispositif, avec une diminution progressive à mesure que l'on se rapproche des parois. Cela indique que la vitesse est maximale en son centre et décroît de manière graduelle vers les surfaces périphériques.

VI.7.1.3 Profil de vitesse aux différentes positions

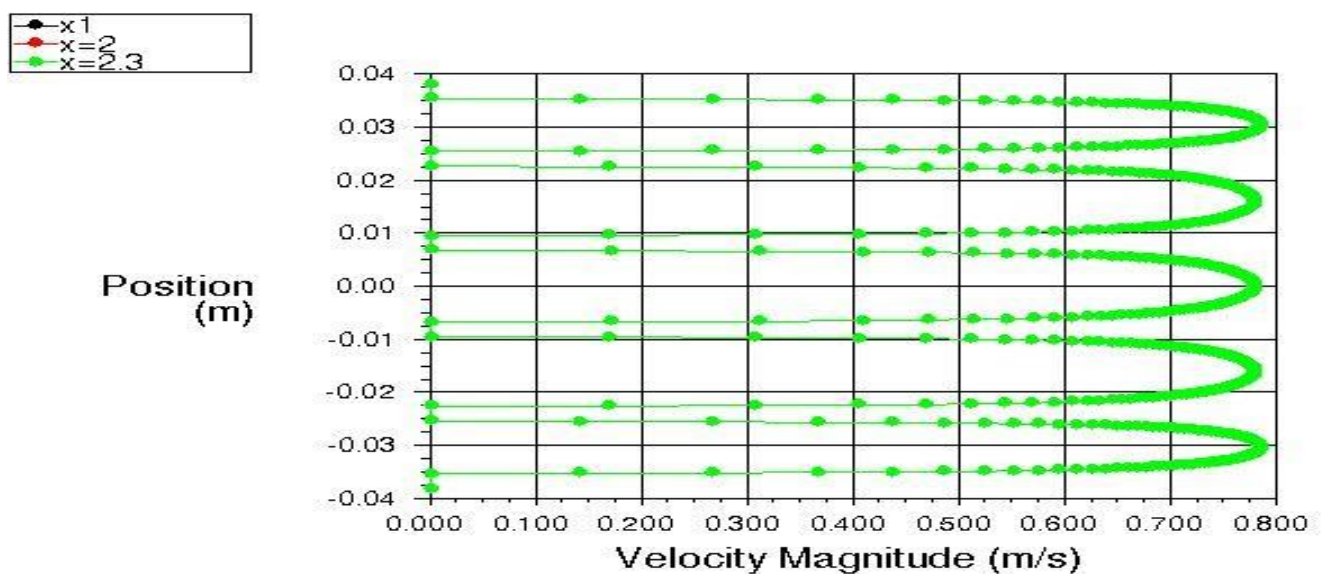


Figure 80:Profil de vitesse avec vitesses constantes à l'entrée.

La Figure 80 présente les profils de vitesse dans un échangeur de chaleur à triple tube, sous des conditions de vitesses constantes à différentes positions longitudinales. On observe une constance de la vitesse à travers les différentes positions et tubes. La vitesse maximale est atteinte au centre du tube, avec une valeur de 0,79 m/s, et diminue progressivement jusqu'à devenir nulle au niveau des parois.

Ces profils de vitesse indiquent que l'écoulement est bien développé et homogène sur toute la longueur de l'échangeur de chaleur. La distribution de la vitesse reste stable, avec une vitesse maximale au centre et une réduction progressive vers les parois, en raison des effets de friction.

VI.7.2 Chute de pression

VI.7.2.1 Contours de pression

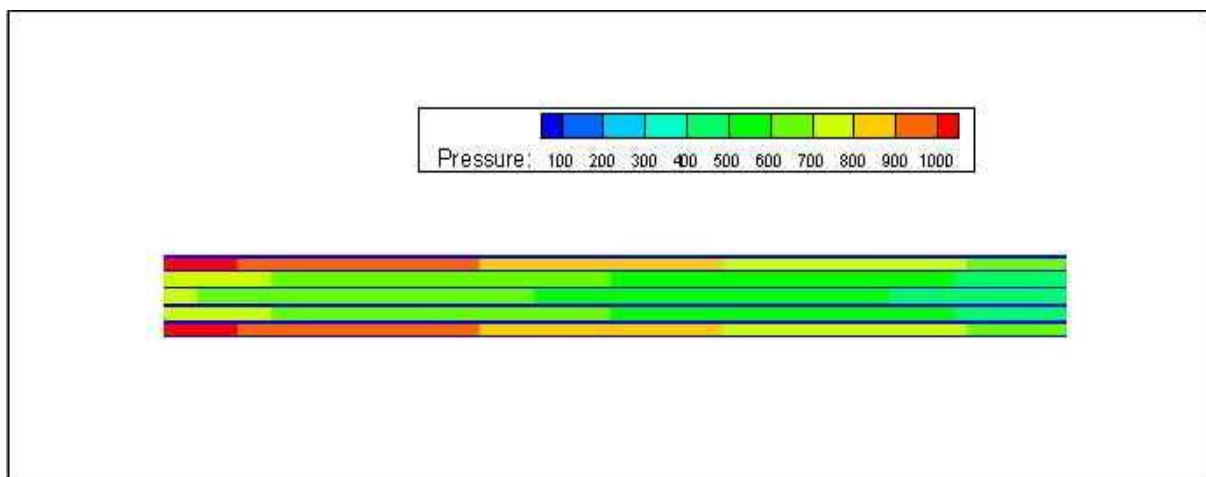


Figure 81: Contours de pression avec vitesses constantes à l'entrée.

La Figure 81 illustre la distribution de la pression dans un échangeur de chaleur à triple tube, avec des vitesses constantes à l'entrée. On observe que la couleur des tubes intérieur et intermédiaire commence par une teinte jaune, évolue vers le vert, puis se termine en bleu clair. En ce qui concerne le tube extérieur, la couleur initiale est rouge, suivie par des nuances d'orange, de jaune, et enfin de vert. Ces variations de couleur dans les différents tubes reflètent une diminution progressive de la pression.

VI.7.2.2 Chute de pression aux différentes positions

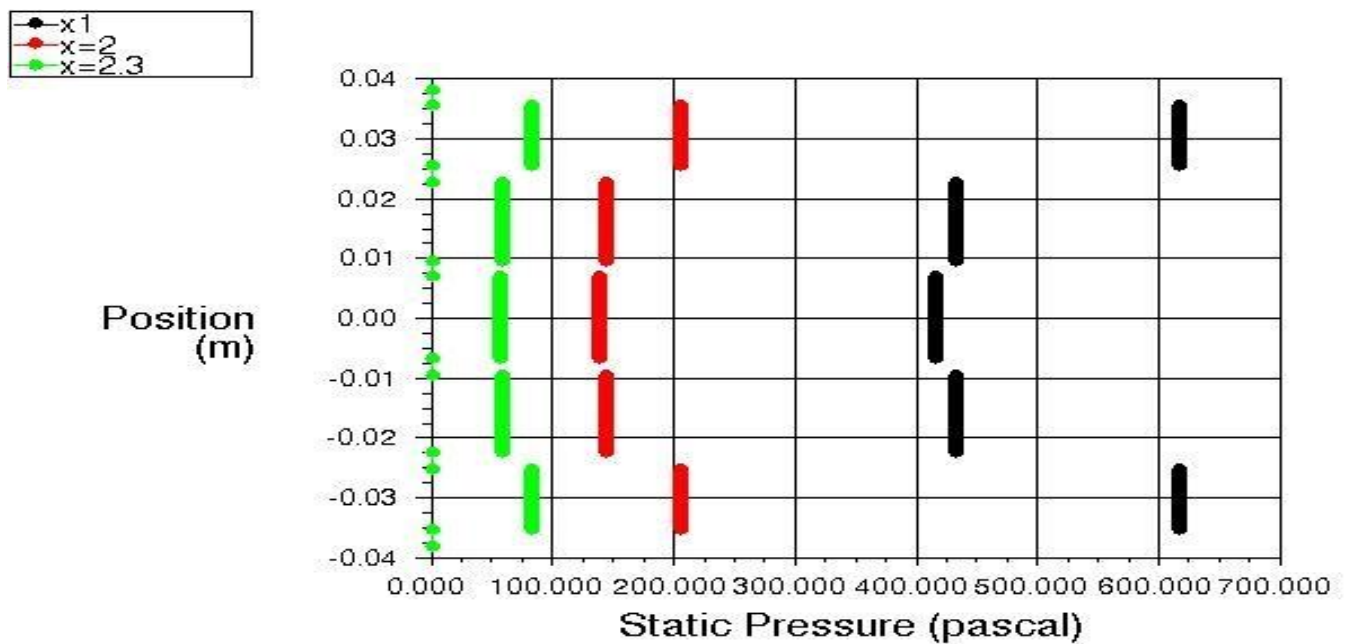


Figure 82:Contour de pression avec vitesses constantes à l'entrée.

La Figure 82 présente les profils de pression statique dans un échangeur de chaleur à triple tube à différentes positions longitudinales, avec des vitesses constantes à l'entrée. À la position $X = 1$ m, on observe que la pression est presque identique dans les tubes intérieur et intermédiaire, avec une valeur de 431,88 Pa, tandis que dans le tube extérieur, elle atteint 619,54 Pa. À $X = 2$ m, la pression dans les tubes intérieur et intermédiaire est d'environ 139,11 Pa, contre 203,66 Pa dans le tube extérieur. Enfin, à $X = 2,3$ m, la pression diminue à 80,4 Pa dans les tubes intérieur et intermédiaire, et à 50,4 Pa dans le tube extérieur. Cette diminution progressive de la pression au fil des positions longitudinales résulte des pertes de charge dues aux frottements.

VI.8 Coefficients de convection

m [kg/s]	h [W/m ² K]	
	vitesses variables	vitesses constantes
0.1	2921.133	5187.72
0.115	3232.28	5455.37
0.13	3570.13	5974.158

Tableau 11:Variations de Coefficients de convection en fonction de débit massique.

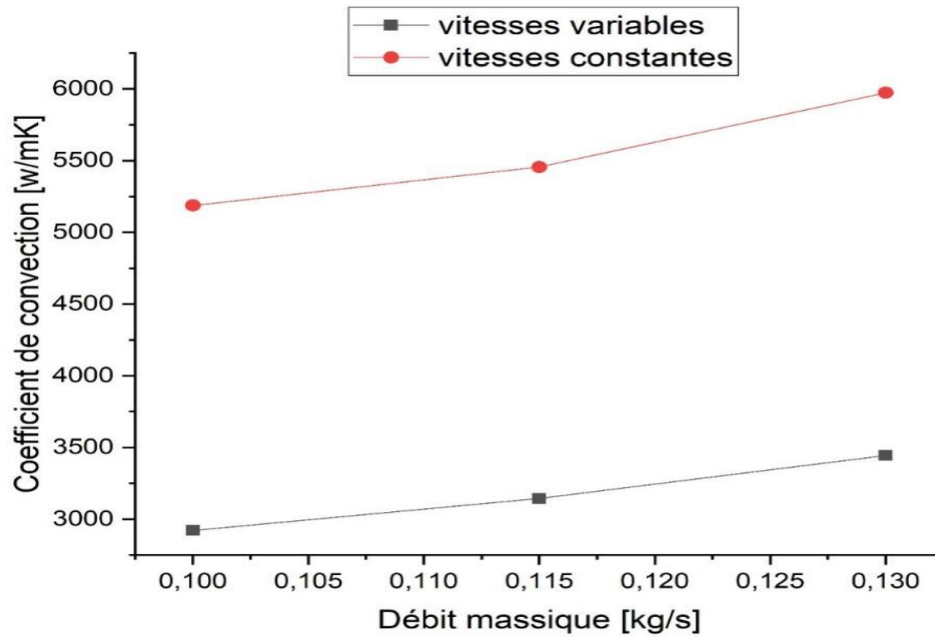


Figure 83: Variation de Coefficient de convection en fonction de débit massique

La Figure 83 illustre la variation du coefficient de convection dans un échangeur à triple tube, en fonction du débit massique, sous deux régimes : vitesses constantes et vitesses variables.

Pour un débit massique de 0,1 kg/s, le coefficient de convection est de 2921,133 W/m²K en régime à vitesses variables et de 5187,72 W/m²K en régime à vitesses constantes. Lorsque le débit massique atteint 0,115 kg/s, ces valeurs passent respectivement à 3232,28 W/m²K et 5455,37 W/m²K. Enfin, pour un débit de 0,13 kg/s, le coefficient de convection est de 3570,14 W/m²K sous vitesses variables et de 5974,158 W/m²K sous vitesses constantes.

Ces résultats montrent que, dans un échangeur à triple tube, le transfert de chaleur par convection est nettement plus performant sous vitesses constantes comparativement aux vitesses variables. De plus, l'augmentation du débit massique entraîne une hausse du coefficient de convection, particulièrement marquée lorsque les vitesses constantes sont maintenues.

VI.9 Nombre de Nusselt

m [kg/s]	Nu	
	Vitesses variables	Vitesses constantes
0.1	65.774	116.81
0.115	72.78	122.83
0.13	80.38	134.51

Tableau 12: Variation de nombre de Nusselt en fonction de débit massique.

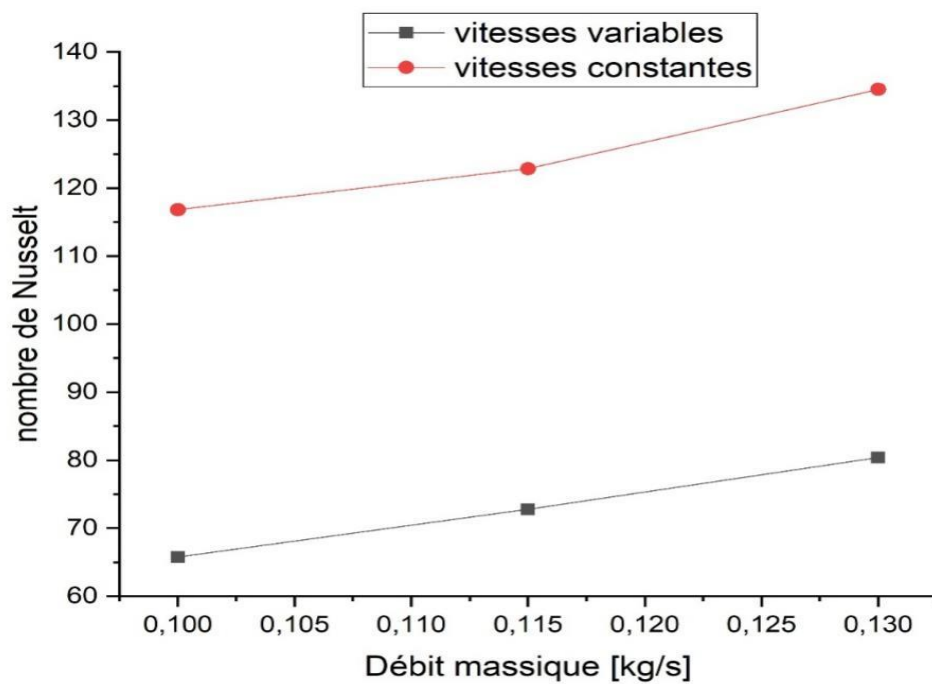


Figure 84: Variation de nombre de nusselt en fonction de débit massique.

La Figure 84 illustre la variation du nombre de Nusselt dans un échangeur à triple tube pour trois débits massiques distincts, avec des valeurs comparées sous deux conditions : vitesses variables et vitesses constantes à l'entrée.

Pour un débit massique de 0,1 kg/s, le nombre de Nusselt est de 65,774 en régime à vitesses variables, tandis qu'il s'élève à 116,81 en régime à vitesses constantes. Lorsque le débit massique atteint 0,115 kg/s, ces valeurs passent respectivement à 72,78 et 122,83. Enfin, pour un débit de 0,13 kg/s, le nombre de Nusselt est de 80,38 sous vitesses variables, contre 134,51 sous vitesses constantes.

Ces résultats montrent que, pour chaque débit massique, le nombre de Nusselt est nettement plus élevé en régime à vitesses constantes, ce qui indique que ces conditions favorisent un transfert de chaleur plus performant dans l'échangeur à triple tube.

VI.10 Coefficient de frottement

m [kg/s]	f	f
	Vitesses variables	Vitesses constantes
0.1	0.0318	0.0501
0.115	0.0309	0.0498
0.13	0.0302	0.0487

Tableau 13: Variation de Coefficient de frottement en fonction de débit massique.

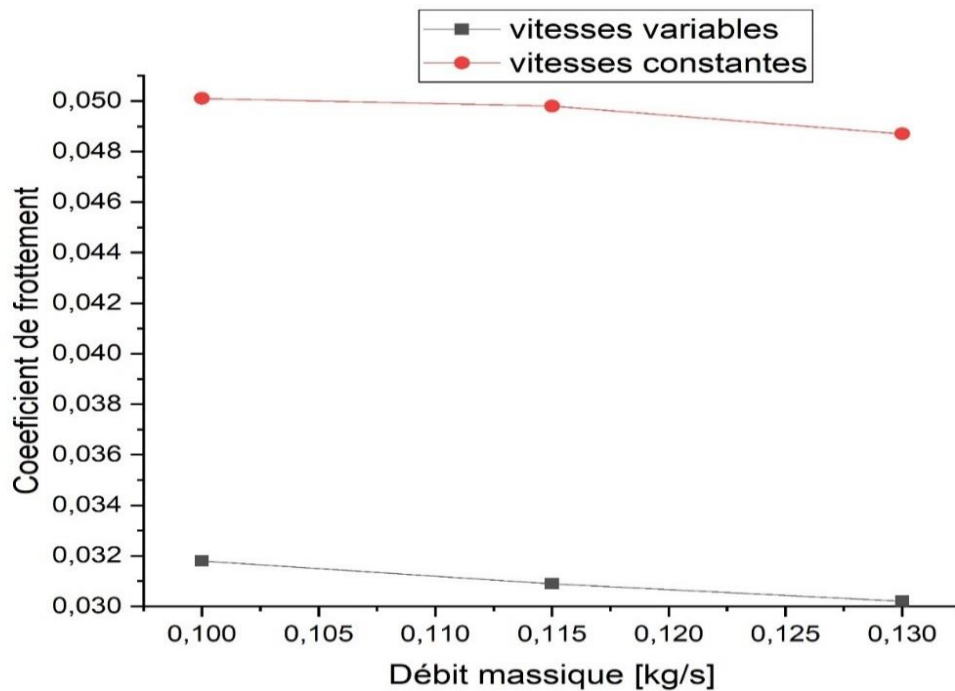


Figure 85: Variation de Coefficient de frottement en fonction de débit massique.

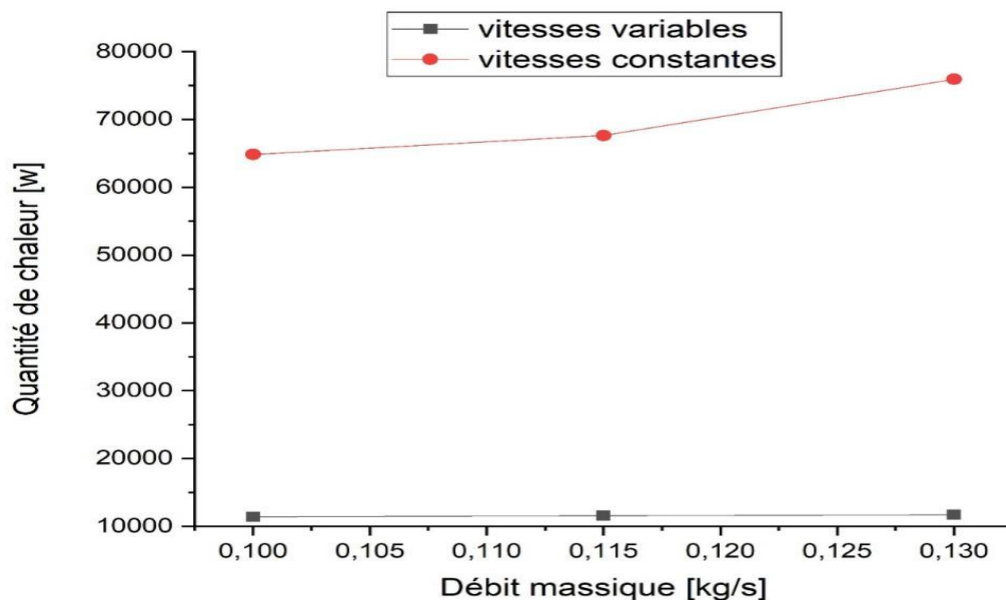
La Figure 85 illustre la variation du coefficient de frottement dans un échangeur à triple tube pour trois débits massiques distincts, avec des valeurs correspondant à des régimes de vitesses variables et constantes à l'entrée.

Pour un débit massique de 0,1 kg/s, le coefficient de frottement est de 0,0318 en régime à vitesses variables et de 0,0501 en régime à vitesses constantes. Lorsque le débit massique atteint 0,115 kg/s, ces valeurs sont respectivement de 0,0309 et 0,0498. Enfin, pour un débit de 0,13 kg/s, le coefficient de frottement est de 0,0302 sous vitesses variables et de 0,0487 sous vitesses constantes.

Ces résultats montrent que le coefficient de frottement est systématiquement plus élevé en régime à vitesses constantes, ce qui pourrait provoquer une perte de charge plus importante dans l'échangeur. Toutefois, l'augmentation du débit massique tend à diminuer le coefficient de frottement, favorisant ainsi un meilleur écoulement au sein du système.

VI.11 Quantité de chaleur

m [kg/s]	Q[W]	Q[W]
	Vitesses variables	Vitesses constantes
0.1	11392.421	64846.5
0.115	11555.409	67646.605
0.13	11710.045	75931.56

Tableau 14: Variation de la quantité de chaleur en fonction de débit massique.**Figure 86:** Variation de la quantité de chaleur en fonction de débit massique.

La **Figure 86** illustre la quantité de chaleur transférée pour trois débits massiques distincts, présentée dans deux conditions : vitesses variables et vitesses constantes.

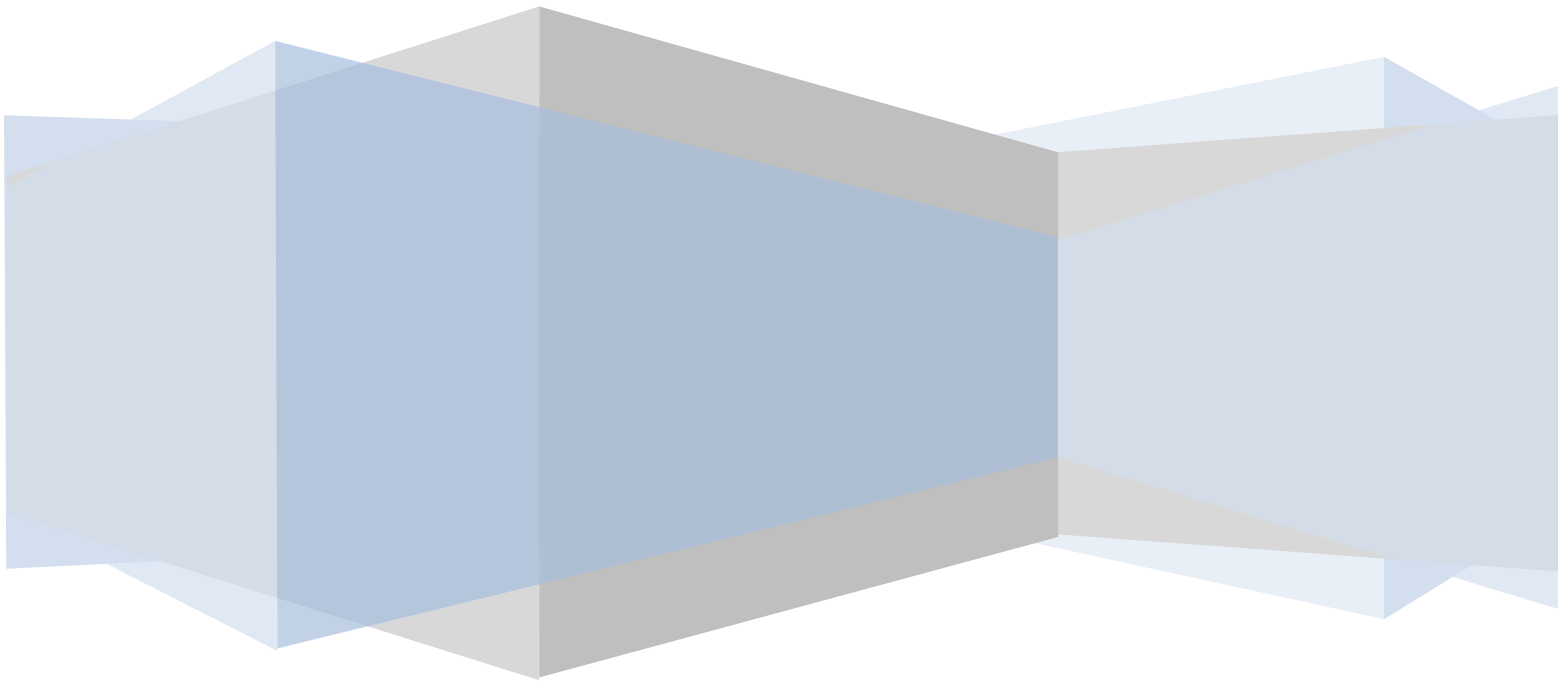
Pour un débit massique de 0,1 kg/s, la quantité de chaleur est de 11 392,421 W en régime à vitesses variables, contre 64 846,5 W en régime à vitesses constantes. Lorsque le débit massique atteint 0,115 kg/s, ces valeurs passent respectivement à 11 555,409 W et 67 646,605 W. Enfin, pour un débit de 0,13 kg/s, la quantité de chaleur est de 11 710,045 W sous vitesses variables, et de 75 931,56 W sous vitesses constantes.

Ces données révèlent que dans un échangeur à triple tube, le transfert de chaleur est significativement plus performant lorsque des vitesses constantes sont maintenues, en comparaison avec des vitesses variables. De surcroît, l'augmentation du débit massique engendre une hausse de la quantité de chaleur transférée, particulièrement marquée dans le cas des vitesses constantes.

VI.12 Conclusion

Cette recherche s'intéresse à l'analyse numérique de la convection forcée turbulente dans un échangeur de chaleur à triple tube. Les résultats obtenus offrent des perspectives d'optimisation du fonctionnement de l'échangeur en ajustant les paramètres de débit et de vitesse, permettant ainsi de maximiser le transfert de chaleur par convection selon les exigences spécifiques du système.

CONCLUSION GÉNÉRALE



Conclusion générale

Cette recherche a mené une simulation numérique d'un échangeur de chaleur à triple tube à l'aide du logiciel Fluent, afin d'évaluer ses performances sous deux types de régimes : trois à vitesse constante et trois à vitesse variable à l'entrée. Les résultats obtenus montrent que les régimes à vitesse constante permettent un transfert de chaleur plus efficace comparativement aux régimes à vitesse variable. En effet, les coefficients de convection, la quantité de chaleur transférée, le nombre de Nusselt ainsi que le coefficient de frottement se révèlent nettement plus élevés dans les conditions de vitesse constante. Plus précisément, il a été observé que :

Le coefficient de convection a augmenté respectivement de 51,31 %, 59,24 % et 59,76 % pour des débits massiques de 0,1 kg/s, 0,115 kg/s et 0,13 kg/s.

Le nombre de Nusselt, indicateur du transfert de chaleur par convection, a également connu une augmentation respectivement de 56,31 %, 59,25 % et 59,76 % dans ces mêmes conditions.

Le coefficient de frottement a, quant à lui, diminué de 63,47 %, 62,04 % et 62 %, à mesure que le débit massique augmentait.

La quantité de chaleur transférée a progressé de 15,42 %, 17,8 % et 17,56 % pour ces mêmes débits massiques.

Ces données soulignent que des coefficients de convection plus élevés en conditions de vitesse constante conduisent à un transfert de chaleur plus performant entre les fluides, un aspect essentiel pour les applications où la gestion thermique doit être optimisée. L'augmentation de la chaleur transférée confirme une meilleure efficacité énergétique sous ce régime. De plus, le nombre de Nusselt, qui évalue le transfert de chaleur par convection, se révèle plus élevé, confirmant ainsi une performance supérieure en matière de transfert thermique. Le coefficient de frottement, bien qu'indicateur de pertes de charge accrues, reflète une dynamique des fluides plus intense, ce qui contribue également à une amélioration du transfert thermique.

Ainsi, pour optimiser l'efficacité du triple échangeur de chaleur, il est recommandé de maintenir une vitesse constante à l'entrée. Cela permet d'optimiser le transfert de chaleur par convection et d'améliorer globalement les performances du système. Ces résultats peuvent constituer un atout précieux pour les ingénieurs cherchant à concevoir des échangeurs de

chaleur plus performants, que ce soit pour des applications industrielles ou dans le cadre de la recherche. En somme, l'adoption de vitesses constantes à l'entrée non seulement améliore les performances thermiques mais optimise également l'ensemble des paramètres de fonctionnement de l'échangeur, faisant de cette approche une solution avantageuse.

Références :

- [1] A. Bontemps, et al. "Échangeur de chaleur- description des échangeurs", Technique de l'ingénieur, Traité génie énergétique B2341, pp.1-7.10 mai (1995).
- [2] <https://schoolou.com/2020/06/01/0140-etude-comparative-dechangeurs-co-contre-courant/> (08/10/2024)
- [3] https://www.researchgate.net/figure/Echangeur-a-courants-croises-par-52-modifie-par-lauteur_fig6_344508316 (08/10/2024)
- [4] N. Benayad, (2008). Etude et optimisation des échangeurs de chaleur. Thèse de Magistère. Université Mentouri Constantine.
- [5] <https://www.totalenergies.fr/particuliers/parlons-energie/dossiers-energie/comprendre-le-marche-de-l-energie/comprendre-la-conductivite-thermique-des-materiaux> (08/10/2024)
- [6] <https://parlonssciences.ca/ressources-pedagogiques/documents-dinformation/les-transferts-de-chaleur> (08/10/2024)
- [7] <https://castelct.com/echangeur-chimie/> (08/10/2024)
- [8] <https://www.barriquand.com/echangeurs-thermiques-applications/echangeurs-thermiques-chimie/echangeurs-chaleur-petrochimie/> (08/10/2024)
- [9] <https://castelct.com/type-dechangeur-agro-industrie/> (08/10/2024)
- [10] <https://adenr.com/nos-produits/guide-pompe-a-chaleur/pompe-a-chaleur-fonctionnement/principe-pompe-a-chaleur/> (08/10/2024)
- [11] <http://www.educauto.org/ressources-mediatheque/condenseurjpg> (08/10/2024)
- [12] <https://fr.phe-heat-exchanger.com/disassembly-plate-heat-exchanger-for-the-hvac-industry.html> (08/10/2024)
- [13] <https://castelct.com/energie-renouvelable-et-echangeur-environnement/> (08/10/2024)
- [14] <https://www.barriquand.com/echangeurs-traitement-eaux/> (08/10/2024)
- [15] <https://www.azwatt.com/fr/echangeur-a-plaques-et-joints> (08/10/2024)
- [16] <https://www.tradeindia.com/products/k-series-multitube-heat-exchanger-2173458.html> (08/10/2024)
- [17] https://www.researchgate.net/figure/Schematic-of-the-coaxial-geothermal-heat-exchanger_fig1_324513602 (08/10/2024)
- [18] <https://medium.com/@kineticengineeringcorporation/shell-and-tube-heat-exchangers-best-choice-for-liquid-cooled-oil-coolers-43c48c7c07c0> (08/10/2024)
- [19] <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/compact-heat-exchanger> (08/10/2024)

- [20] <https://www.linkedin.com/pulse/working-principle-finned-tube-heat-exchanger-engineering-updates> (08/10/2024)
- [21] S.Sall ,Introduction général échangeur de chaleur ; Mémoire de fin d'étude ; université de Tlemcen (2014).
- [22] B.ANDRE ,« ECHANGEUR DE CHALEUR » Université Joseph Fourier, Institut universitaire de Technologie, Département Génie thermique et Énergie (Grenoble)
- [23] M.Christophe, et al, “Echangeurs Thermiques : Technologies, Conception & Dimensionnement ”, Techniques de l'ingénieur, traité Génie énergétique, Références B2340, B2341, B2342, B2343, B2344.
- [24] R.Sinziana et al; Heat transfert coefficient solver for a triple concentric-tube heat exchanger in transition regime. Revista de chimie-Bucharest. Vol 63, N° 8 (2012).
- [25] R.Raghavan, Experimental studies of a double-pipe helical heat exchanger, Experimental Thermal and Fluid Science 29 (2005) 919–924.
- [26] R. Raghavan, Numerical studies of a double-pipe helical heat exchanger, Applied Thermal Engineering 26 (2006) 1266–1273.
- [27] H. Sammeta et al, Effectiveness charts for counter flow corrugated plate heat exchanger, Simul. Model. Pract. Theory 19 (2) (2011) 777e784.
- [28] E.Batmaz, et al, Calculation of overall heat transfer coefficients in a triple tube heat exchanger, Heat Mass Transfer 41 (2005) 271–279.
- [29] M.Virani, et al. (2017), Experimental Analysis of Triple Tube Heat Exchanger. Journal for Research .Vol.3. no 3, pp 18-20.
- [30] A.Ünal, Effectiveness-NTU Relations for Triple Concentric-Tube Heat Exchanges, International Communications in Heat and Mass Transfer, 30 (, Issue 2, 2003, Pages 261-272, [https://doi.org/10.1016/S0735-1933\(03\)00037-X](https://doi.org/10.1016/S0735-1933(03)00037-X)
- [31] B.Nihat et al ,“Performance of a shell and helically coiled tube heat exchanger with variable inclination angle: Experimental study and sensitivity analysis” International Journal of Thermal Sciences 164 (2021): 106869
- [32] H. Shokouhmand et al, Experimental investigation of shell and coiled tube heat exchangers using wilson plots, International Communications in Heat and Mass Transfer 35 (2008) 84–92.
- [33] G.Singh, et al (2018). Performance Analysis of Triple Concentric Tube Heat Exchanger with Ribs. International Journal of Research and Scientific Innovation, vol. 7. no 09, pp 106-109.
- [34] O.García-Valladares, Numerical simulation of triple concentric-tube heat exchangers, International Journal of Thermal Sciences 43 (2004) 979–991.

- [35] K. Nema, et al, Improved milk fouling simulation in a helical triple tube heat exchanger, *Int. J. Heat Mass Transf.* 49 (2006) 3360–3370.
- [36] R. Mohapatra, et al. (2017) Experimental investigation of convective heat transfer in an inserted coiled tube type three fluid heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, vol. 117, pp 297-307. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.02.023>.
- [37] A. Gomaa, et al, Experimental and numerical investigations of a triple concentric-tube heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, 99 (2016) 1303–1315.
- [38] B. Ünal. Numerical evaluation of a triple concentric-tube latent heat thermal energy storage. *Sol Energy* 2013;92:196e205.
- [39] D. Aulds, et al, Efficacité des échangeurs de chaleur à trois fluides, *Int. J. Chaleur Transfert de masse*. 10 (10) (1967) 14571462.
- [40] G. Vicente, et al, Mixed convection heat transfer and isothermal pressure drop in corrugated tubes for laminar and transition flow, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 31 (2004) 651-662.
- [41] T. Sorlie, Théorie de conception d'échangeurs de chaleur à trois fluides .compteur et flux parallèle. Rapport technique n° 54, Université de Stanford, Stanford, Californie, 1 962.
- [42] P. Peigné et al, Ventilation heat recovery from wood-burning domestic flues: A theoretical analysis based on a triple concentric tube heat exchanger, *Energies* 6 (2013) 351-373.
- [43] S. Saraireh, et al. (2018). Experimental and Numerical Thermal Study of Triple Pipe Heat Exchanger. *International Journal of Simulation--Systems, Science & Technology*. Vol 19, no4.
- [44] S. Laohalertdecha et al, Correlations for evaporation heat transfer coefficient and two-phase friction factor for R-134a flowing through horizontal corrugated tubes, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 38 (2011) 1406-1413.
- [45] A. El Maakoul et al, “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).
- [46] K. Kamel : Etude des écoulements autour des obstacles : étude de simulation. Thèse de Magistère, Université Abou Bekr Belkaid-TLEMEN Faculté de Technologie Département de Génie Mécanique, année 2012
- [47] Y Ahmed , “ETUDE NUMERIQUE DE LA CONVECTION FORCEE TURBULENTE DANS UN ECHANGEUR DE CHALEUR A FAISCEAU ET CALANDRE MUNI DES CHICANES TRANSVERSALES” (Doctoral dissertation)., université de Tlemcen, 2019

- [48] G. Mabrouk : Modélisation de la convection naturelle laminaire dans une enceinte avec une paroi chauffée partiellement, Thèse de Magistère, Université Constantine, 2010.
- [49] V. Gnielinski, "New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow." Int. Chem. Eng. 16, no. 2 (1976): 359-368.
- [50] F. Dittus, et al, 1930, Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type, University of California Publications on Engineering, 2 443, Berkley.
- [51] L. Moody, 1944, "Friction Factors for Pipe Flow," Trans. ASME, 66, 671–687.