

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université M'Hamed Bougara-Boumerdes
Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie



Département Transport et Equipements des Hydrocarbures

Mémoire de fin d'études
En vue de l'obtention du diplôme de

Master

Domaine : Sciences et Technologies
Filière : Hydrocarbure
Option : Mécanique des unités pétroliers

Présenté par :

NOUIBAT Elamine
ELAIERCH Ali

THEME

Etude numérique et expérimentale d'un échangeur de chaleur à calandre avec différentes configurations de l'écoulement côté calandre

Soutenu publiquement le 23 / 06 / 2024

Devant le jury :

	Nom et Prénom	Grade	Université/Affiliation
Président de jury	MEFTAH LAOUAR	Dr	UMBB
Examinateur	TALAMALI ANISSA	MAA	UMBB
Examinateur	HARKAT YAMINA	MAA	UMBB
Encadreur	FERROUDJI HICHAM	MCB	UMBB

Remerciements

Nous remercions en premier lieu Allah le tout puissant de nous avoir accordé la puissance et la volonté pour achever ce travail.

Nous tenons à exprimer tout notre respect et reconnaissance à notre encadreur Mr.

Hicham FERROUDJI pour ses efforts, ses conseils, ses remarques et pour le temps qu'il nous a accordé le long de cette période.

Nous tenons ainsi à remercier chaleureusement les ingénieurs du complexe RA2K, Sonatrach, pour leur soutien, leur aide, leur partage et explication, et leur présence tout le temps malgré leurs obligations professionnelles.

Nos vifs remerciements vont aux membres du jury d'avoir accepté d'examiner notre travail.

Nous tenons également à remercier tous nos enseignants du département Transport et équipements des hydrocarbures qui ont fait de leur mieux pour nous assurer une bonne formation en ingénierie pétrolière.

Nous tenons à saisir cette occasion pour adresser nos profonds remerciements à nos familles et nos amis qui par leurs encouragements, nous avons pu surmonter tous les obstacles.

Enfin, nous remercions toutes les personnes qui ont participé de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

Elamine et Ali

Dédicace

Ce travail est dédié à ma mère, source inépuisable de soutien et d'encouragement, à mes frères, compagnons de toujours et premiers amis, à mes sœurs, âmes bienveillantes et confidentes, à mes amis, pour leur présence précieuse et leur humour, et à mes camarades, pour leur collaboration fructueuse et leur dynamisme. Que chacun d'entre vous trouve dans ces lignes l'expression de ma profonde gratitude pour votre contribution inestimable à mon parcours.

El amine

Ce travail est le fruit d'un long voyage, et je tiens à exprimer ma profonde gratitude à ceux qui ont illuminé mon chemin. À ma mère, pilier indéfectible de ma vie, dont l'amour et le soutien inconditionnels ont été ma source de force. À mon frère Oussama, pour sa présence fraternelle et ses encouragements constants. À ma famille, pour son cocon chaleureux et ses valeurs fondamentales. À mes amis et camarades, pour les rires partagés, la solidarité et l'inspiration mutuelle qui ont enrichi cette expérience.

Ali

Tables des matières

Introduction Générale.....	1
Etude Bibliographique	2
Introduction	2
Historique	2
Études Et Recherches Sur Les Échangeurs À Calandre Et Tubes.....	2
Objectif De Ce Travail	7
Organisation De Ce Travail.....	7

Chapitre I : Présentation de le complexe RA2K

I.1 Introduction.....	9
I.2 Historique Du Complexe Ra2k.....	9
I.3 Implantation	9
I.4 Activités	10
I.5 Capacité De Production Journalière Du Complexe Topping.....	11
I.6 Conception Générale Du Complexe	11
I.6.1 Unité De Distillation Atmosphérique Du Condensat (U100)	11
I.6.2 Unité De Purification Et Traitement Du Kérosène (U200).....	13
I.6.3 Installation De Stockage Et De Transfert Des Produits (U300)	15
I.6.4 Système Torche (U400)	19
I.6.5 Unité De Production Des Utilités Et De Traitement Des Eaux (U500).....	20
I.6.6 Stockage Et Transfert Des Produits (U600)	22
I.6.7 Unité Électrique	23
I.6.8 Salle De Contrôle Dcs.....	23
1.7 Conclusion	25

Chapitre II : L'étude théorique

II.1 Généralités Sur Le Transfert De Chaleur	26
II.1.1 Introduction	26
II.1.2. Conduction.....	26
II.1.3. Convection.....	28
II.1.4. Rayonnement	29
II.2 Généralités Sur Les Échangeurs De Chaleur	30
II.2.1 Introduction.....	30

Tables des matières

II.2.2 Définition D'un Échangeur Thermique	30
II.2.3 Applications	30
II.2.4. Classification Des Échangeurs De Chaleur	31
II.2.4.1. Classification Par Sens D'écoulement.....	31
II.2.4.2 Classification Par État D'échange	33
II.2.4.3 Classification Par Type	34
II.2.5 Echangeur À Tube Et Calandre Au À Faisceaux Tubulaires.....	35
II.2.6 Echangeur De Chaleur À Tête Flottante.....	38
II.2.7 Echangeur À Plaque Tubulaires Fixes.....	38
II.2.8 Echangeur À Tubes En U	39
II.3 Méthode Numérique « Méthode Des Éléments Finis »	39
II.3.1 Définition.....	39
II.3.2 Analyse Par Éléments Finis	40
II.3.2.1 Pré-Traitement	41
II.3.2.2 Les Éléments Utilisés Par Ansys.....	41
II.3.2.3 Post-Traitement.....	42
II.4 Présentation Des Logiciels De Simulation.....	43
II.4.1 Le Logiciel Ansys	43
II.4.1.1 Utilisations D'ansys	43
II.4.1.2 Ansys Workbench	44
II.4.1.3 Ansys « Static Structural »	44
II.4.1.4 Utilisation D'ansys « Static Structural ».....	44
II.5 Conclusion.....	44
Chapitre III : Description de l'échangeur de chaleur	
III.1 Description De L'échangeur De Chaleur H100c :	45
III.1.1 Introduction	45
III.1.2 Présentation Général De L'échangeur De Chaleur H100c.....	45
III.1.2.1 Système De Distribution.....	46
III.1.2.2 Système De Contrôle Et D'affichage.....	46
III.1.2.3 Système De Chauffage Et Pompes.....	47
III.1.2.4 L'unité D'échangeur De Chaleur A Calandre De Banc D'essais	47

Tables des matières

III.1.3 Conclusion.....	48
Chapitre IV : Méthodes de calcul des échangeurs de Chaleur	
IV.1 Introduction	49
IV.2 Expression Du Flux De Chaleur Échangé.....	49
IV.3 Grandeurs Thermiques	49
IV.4 Grandeurs Physiques	50
IV.5 Étude D'un Échangeur	52
IV.5.1 Coefficient Global De Transfert De Chaleur	53
IV.5.2 Méthodes Analytiques.....	53
IV.6 Étude Des Pertes De Charge	58
IV.6.1 Pertes De Charge Coté Tube	58
IV.6.2 Perte De Charge Cotée Calandre.....	59
Chapitre V : Calcul analytique de l'échangeur H100C	
V.1.Introduction.....	61
V.2 Principe De Dimensionnement	61
V.3 Principes De Calcul	61
V.4 Schéma De Calcul.....	62
V.5 Les Données Et Les Propriétés Thermo Physiques De Chaque Fluide	63
V.6 Présentation De Calcul	64
V.6.1 Calcul Coté Tube (Fluide Chaud)	64
V.6.2 Calcul Coté Calandre Sans Chicanes (Fluide Froid)	65
V.7 Calcul de F (facteur de correction).....	66
V.8 Calcul Hydraulique.....	67
V.8.1 Pertes de charge coté tube.....	67
V.8.2 Pertes De Charge Coté Calandre.....	68
V.9 Les Résultats De Calcul.....	68
Chapitre VI : Simulation numérique et analyse des résultats.	
VI.1 Introduction.....	70
VI.2 Choix Du Logiciel De Simulation	70
VI.3 Modélisation Et Maillage.....	70
VI.3.1 Modélisation Géométrique.....	70

Tables des matières

VI.3.2 Maillage.....	73
VI.4 Configuration D'une Simulation D'échangeur De Chaleur	75
VI.5 Validation Des Résultats	76
VI.6 Résultats Et Interprétations	77
VI.6.1 Interprétations Des Pertes De Charge Coté Calandre	79
VI.6.1.1 Interprétations Des Graphes Des Pertes De Charge	79
VI.6.1.2 Interprétation De Figures Des Streamlines De Vitesse.....	80
VI.6.2 Interprétations De Coefficient Global De Transfert De Chaleur (U)	81
VI.6.2.1 Interprétations Des Graphes De Coefficient Global De Transfert De Chaleur (U) 81	
VI.6.2.2 Interprétations Des Figures Des Contours Des Températures	83
VI.6.3 Interprétations Des Températures De Fluide Chaud	84
VI.6.3.1 Interprétations Des Graphes Des Températures	86
VI.6.3.2 Interprétations Des Figures Des Contours Des Températures	87
Conclusion Générale	89

Liste des figures

FIGURE A: DESIGNATION STANDARDISEE DES ELEMENTS D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR TUBES/CALANDRE SELON TEMA [4].....	3
FIGURE B: QUELQUES DISPOSITIONS DE CHICANE DANS UN ECHANGEUR DE CHALEUR TUBES/CALANDRE CITES PAR TEMA [4].....	4
FIGURE C: ILLUSTRATION DES PASSE CÔTE CALANDRE ET COTÉ TUBES DANS UN ÉCHANGEUR DE TYPE TUBES/CALANDRE	5
FIGURE D: ILLUSTRATION DES DISPOSITIONS LES PLUS FRÉQUENTE POUR LES ÉCHANGEURS À FAISCEAUX	5
FIGURE E: CONFIGURATIONS GEOMETRIQUES ETUDIEES DANS L'ARTICLE [5].....	6

CHAPITRE I

FIGURE I. 1: TRAITEMENT DE CONDENSAT DEPUIS LE DEMARRAGE DE RA2K JUSQU'EN 2019 (EN TM)	9
FIGURE I. 2: LOCALISATION GEOGRAPHIQUE DE LA RAFFINERIE RA2K	10
FIGURE I. 3 : SCHÉMA DU PROCESS DE L'UNITÉ 100	13
FIGURE I. 4 : SCHÉMA DE L'UNITÉ 200	15
FIGURE I. 5 : SCHÉMA DE PROCESS BAC DE STOCKAGE CONDENSAT	16
FIGURE I. 6 : SCHÉMA DE PROCESS BAC DE STOCKAGE NAPHTA.....	16
FIGURE I. 7 : SCHÉMA DE PROCESS BAC DE STOCKAGE KÉROSÈNE	17
FIGURE I. 8 : SCHÉMA DE PROCESS BAC DE STOCKAGE GASOIL LÉGER ET LOURD	18
FIGURE I. 9 : SCHÉMA DE PROCESS BAC DE STOCKAGE BUTANE.....	19
FIGURE I. 10 : SCHÉMA D'UNITÉ 400.....	20
FIGURE I. 11 : STOCKAGE DES DIFFÉRENTS PRODUITS AU COMPLEXE RA2K.....	22
FIGURE I. 12 : ARCHITECTURE GLOBALE DE RÉSEAU DCS DU LA RAFFINERIE RA2K.	24

CHAPITRE II

FIGURE II. 1 : TRANSFERT THERMIQUE PAR CONDUCTION	27
FIGURE II. 2 : TRANSFERT THERMIQUE PAR CONVECTION	28
FIGURE II. 3 : SCHÉMA REPRÉSENTE LES 3 MODES DE TRANSFER DE CHALEURS.....	30
FIGURE II. 4 : EVOLUTION QUALITATIVE DES TEMPERATURES DANS UN ECHANGEUR TUBULAIRE CO-COURANTS.....	31
FIGURE II. 5 : EVOLUTION QUALITATIVE DES TEMPÉRATURES DANS UN ÉCHANGEUR TUBULAIRE O A PLAQUE À CONTRE-COURANT. [6].....	32
FIGURE II. 6 : EXEMPLES D'ECHANGEURS A COURANTS CROISES.[6]	32
FIGURE II. 7 : CONFIGURATION D'ÉCOULEMENTS DES ÉCHANGEURS DE CHALEUR.....	33
FIGURE II. 8 : COMPOSITION D'UN ECHANGEUR A PLAQUES.....	34

Liste des figures

FIGURE II. 9 : PRINCIPE DE L'ÉCHANGEUR TUBULAIRE	35
FIGURE II. 10 : FAISCEAU TUBULAIRE	35
FIGURE II. 11 : LA CALANDRE	36
FIGURE II. 12 : CHICANE DE LA CALANDRE	36
FIGURE II. 14 : PRINCIPE D'UN ECHANGEUR 2 – 4.	37
FIGURE II. 13 : PRINCIPE D'UN ECHANGEUR TUBULAIRE 1- 2.	37
FIGURE II. 15 : SCHÉMA TYPIQUE D'UN ÉCHANGEUR TUBES CALANDRE	37
FIGURE II. 16 : ECHANGEUR A TETE FLOTTANTE	38
FIGURE II. 17 : ECHANGEUR A PLAQUE TUBULAIRE FIXE [7]	38
FIGURE II. 18 : ECHANGEUR A TUBE EN U [7]	39
FIGURE II. 19: LES ETAPES DE L'ANALYSE PAR ELEMENTS FINIS [9]	41
FIGURE II. 20 : LES TYPES DES ELEMENTS UTILISES PAR LE LOGICIEL ANSYS [9]	42

CHAPITRE III

FIGURE III. 1 : PRESENTATION DE L'ECHANGEUR DE CHALEUR H100C	45
FIGURE III. 2 : SYSTEME DE DISTRIBUTION DES CALOPORTEURS	46
FIGURE III. 3 : PANEL DE CONTROLE	47
FIGURE III. 4 : VUE DE L'ÉCHANGEUR DE CHALEUR A CALANDRE	48

CHAPITRE IV

FIGURE IV. 1 : RÉGIMES D'ÉCOULEMENT	52
FIGURE IV. 2 : DISTRIBUTION DE TEMPÉRATURE DANS UN ÉCHANGEUR CO-COURANT	54
FIGURE IV. 3 : DISTRIBUTION DE TEMPÉRATURE DANS UN ÉCHANGEUR CONTRE –COURANT	54
FIGURE IV. 4 : PROFIL DES TEMPÉRATURES DANS UN ÉCHANGEUR TUBULAIRE À CONTRE-COURANT	55
FIGURE IV. 5 : ORGANIGRAMME DE CALCUL PAR LA MÉTHODE NUT	56

CHAPITRE VI

FIGURE VI. 1 : ÉTAPES DE SIMULATION DANS ANSYS WORKBENCH	70
FIGURE VI. 2 : LES FONCTIONS ET LES OUTILS UTILISÉS DE DISIGN MODELER	71
FIGURE VI. 3 : VUE ISOMÉTRIQUE DE LA GÉOMÉTRIE DE VALIDATION	72
FIGURE VI. 4 : VUE DE FACE DE LA GÉOMÉTRIE DE VALIDATION	73
FIGURE VI. 5 : DETAILS DE MAILLAGE	74
FIGURE VI. 6 : VUE ISOMÉTRIQUE DE LA CALANDRE MAILLÉE	74
FIGURE VI. 7 : VUE DE FACE DE L'ÉCHANGEUR DE CHALEUR À CALANDRE	75

Liste des figures

FIGURE VI. 8 : DIAGRAMME DE COMPARAISON ENTRE LES RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX ET LES RÉSULTATS DES SIMULATIONS DE FLUIDE CHAUD.....	77
FIGURE VI. 9 : DIAGRAMME DE COMPARAISON ENTRE LES RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX ET LES RÉSULTATS DES SIMULATIONS DE FLUIDE FROID.....	77
FIGURE VI. 10 : CONFIGURATIONS GÉOMÉTRIQUES DE L'ÉCHANGEUR DE CHALEUR À TUBES ET CALANDRE AVEC VARIATION DU NOMBRE DE CHICANES (2, 3 ET 4 CHICANES).....	78
FIGURE VI. 11 : EVOLUTION DES PERTES DE CHARGE CÔTÉ CALANDRE EN FONCTION DU NOMBRE DE REYNOLDS POUR DIFFÉRENTES CONFIGURATIONS DE CHICANES.	79
FIGURE VI. 12 : VISUALISATION DES LIGNES DE COURANT DU FLUIDE CÔTÉ CALANDRE POUR DIFFÉRENTES CONFIGURATIONS DE CHICANES (2, 3 ET 4 CHICANES).....	80
FIGURE VI. 13 : VARIATION DU COEFFICIENT GLOBAL DE TRANSFERT DE CHALEUR EN FONCTION DU NOMBRE DE REYNOLDS POUR DIFFÉRENTES CONFIGURATIONS DE CHICANES.	82
FIGURE VI. 14 : DISTRIBUTION DE LA TEMPÉRATURE DANS UNE SECTION TRANSVERSALE DE L'ÉCHANGEUR DE CHALEUR À TUBES ET CALANDRE POUR DIFFÉRENTES CONFIGURATIONS DE CHICANES (2, 3 ET 4 CHICANES). 83	
FIGURE VI. 15 : DÉFINITION D'UNE LIGNE DE TRACÉ SUR LA SURFACE D'UN TUBE DANS ANSYS MESHING	84
FIGURE VI. 16 : PROFIL DE TEMPÉRATURE STATIQUE LE LONG D'UNE LIGNE DE TRACÉ SUR LA SURFACE D'UN TUBE DANS ANSYS FLUENT	85
FIGURE VI. 17 : INFLUENCE DU NOMBRE DE CHICANES SUR LE PROFIL DE TEMPÉRATURE DU FLUIDE CHAUD LE LONG DE LA LIGNE CENTRALE D'UN TUBE.....	86
FIGURE VI. 18 : DISTRIBUTION DE LA TEMPERATURE DANS L'ECHANGEUR DE CHALEUR A TUBES ET CALANDRE POUR DIFFERENTES CONFIGURATIONS DE CHICANES (2, 3 ET 4 CHICANES).	87

Liste des tableaux

CHAPITRE I

Tableau I. 1 : Capacité de production journalière de la ra2k.....	11
Tableau I. 2 : Réservoirs du SC2.....	23
Tableau I. 3 : Contrôleur du dcs du la raffinerie ra2k.....	23

CHAPITRE V

Tableau V. 1 : Propriétés Thermodynamique De Chaque Fluide	63
Tableau V. 2 : Mesure Et Propriété De L'échangeur À Étudier.....	63
Tableau V. 3 : Résultat De Calcul 1.....	68
Tableau V. 4 : Résultat De Calcul 2.....	69

CHAPITRE IV

Tableau IV. 1 : Paramètres Géométriques, Thermiques Et Hydrauliques	72
Tableau IV. 2 : Tableau Des Données D'entrée	75
Tableau IV. 3 : Tableau De Validationom	76

Nomenclature

Symboles	Definition	Unité (SI)
Cp	chaleur massique à pression constante	J / kg. K
e	épaisseur de la paroi	m
E	efficacité thermique	/
h	coefficient d'échange par convection	W / m ² .K
H	hauteur	m
L	longueur des tubes	m
Nu	nombre de Nusselt	/
NUT	nombre d'unités de transfert	/
P	pression	Pa
m	débit massique	Kg/s
Re	nombre de Reynolds	/
R _{th}	résistance thermique	m ² . K/W
S	surface d'échange	m ²
U _g	coefficient d'échange global	W/m ² .K
T	température	K
U	vitesse débitante	m/s
G	flux massique	Kg/m ² .s
D _H	diamètre hydraulique	m
D _E	diamètre équivalent	m

Symboles grecques

φ	Flux de chaleur (puissance thermique)	W
ε	Émissivité thermique du matériau	/
μ	viscosité dynamique du fluide	Pa.s
ν	viscosité cinématique	m ² /s
ρ	masse volumique	Kg/m ³

Nomenclature

λ	conductivité thermique	W/m.K
S	surface totale d'échange	m^2

Indices

C	chaud
C_e	Chaud à l'entrée
C_s	Chaud à la sortie
F	froid
F_e	froid à l'entrée
F_s	froid à la sortie

Résumé

Résumé

Ce travail présente une étude numérique et expérimentale approfondie visant à évaluer l'impact du nombre de chicanes sur les performances d'un échangeur de chaleur à tubes et calandre, spécifiquement le modèle H100C disponible au sein de notre faculté. Les données géométriques détaillées de l'échangeur H100C, ainsi que les mesures expérimentales, ont été obtenues directement à partir de cet équipement.

Trois configurations distinctes, intégrant respectivement 2, 3 et 4 chicanes côté calandre, ont été modélisées et simulées à l'aide du logiciel ANSYS Fluent. L'étude s'est focalisée sur l'analyse comparative des pertes de charge et du coefficient global de transfert de chaleur pour chaque configuration. Les simulations numériques ont permis de visualiser les champs de vitesse et de température, offrant ainsi une compréhension approfondie des phénomènes hydrodynamiques et thermiques en jeu.

Abstract

This work presents a comprehensive numerical and experimental study aimed at evaluating the impact of the number of baffles on the performance of a shell and tube heat exchanger, specifically the H100C model available within our faculty. Detailed geometric data for the H100C exchanger, as well as experimental measurements, were obtained directly from this equipment.

Three distinct configurations, incorporating 2, 3, and 4 baffles on the shell side respectively, were modeled and simulated using ANSYS Fluent software. The study focused on the comparative analysis of pressure drop and overall heat transfer coefficient for each configuration. Numerical simulations allowed for the visualization of velocity and temperature fields, providing a deeper understanding of the hydrodynamic and thermal phenomena involved.

ملخص

ملخص هذه الدراسة تحليل حراري من نوع الأنبوب مُفصّل، عددياً تقدم وتجريبياً، لتأثير عدد الحواجز على المتوفر في كليتنا. تم الحصول على البيانات الهندسية التفصيلية للمبادل C100H أداء مبادل والصدفة، وتحديدًا نموذج تم نمذجة ثلاثة تكوينات متميزة، تضم 2 و 3 و 4. ، بالإضافة إلى القياسات التجريبية، مباشرة من الجهاز C100H الحراري ركزت الدراسة على التحليل Fluent ANSYS. حواجز على التوالي على جانب الصدفة، وتم محاكاتها باستخدام برنامج الظواهر الهيدروديناميكية أتاحت عمليات المحاكاة العددية. المقارن لفقدان الضغط ومعامل انتقال الحرارة الكلي لكل تكوين تصور حقول السرعة ودرجة الحرارة، مما وقر فهما معمقاً والحرارية.

Introduction générale

Les échangeurs de chaleur à tubes et calandre sont des composants essentiels dans de nombreux procédés industriels, assurant un transfert thermique efficace entre différents fluides. Leur performance est fortement influencée par la configuration de l'écoulement côté calandre, notamment par le nombre et la disposition des chicanes.

Ce mémoire présente une étude approfondie, combinant simulations numériques et validations expérimentales, visant à analyser l'influence du nombre de chicanes sur les performances thermo-hydrauliques d'un échangeur de chaleur à tubes et calandre. Trois configurations distinctes, intégrant respectivement 2, 3 et 4 chicanes côté calandre, ont été modélisées et simulées à l'aide du logiciel de mécanique des fluides numérique (CFD) ANSYS Fluent.

L'étude se focalise sur l'analyse comparative des pertes de charge et du coefficient global de transfert de chaleur pour chaque configuration. Les simulations CFD ont permis de visualiser et de quantifier l'impact du nombre de chicanes sur les champs de vitesse et de température au sein de l'échangeur.

Les résultats numériques ont été ensuite confrontés à des données expérimentales obtenues sur un banc d'essai dédié, équipé d'un échangeur de chaleur à tubes et calandre de type H100C disponible au sein de notre faculté. Cette démarche a permis de valider le modèle numérique et d'appuyer les conclusions de l'étude par des mesures réelles effectuées sur un équipement industriel représentatif.

Ce travail vise à fournir aux ingénieurs et concepteurs des éléments concrets pour l'optimisation des échangeurs de chaleur à calandre, en identifiant la configuration de chicanes optimale permettant de maximiser le transfert thermique tout en minimisant les pertes de charge, et donc la puissance de pompage requise.

Introduction générale

Etude bibliographique

Introduction :

Les échangeurs de chaleur à calandre et tubes sont des dispositifs de transfert de chaleur largement utilisés dans diverses industries, telles que la pétrochimie, la production d'énergie, la chimie et l'alimentation. Ils sont essentiels pour des applications où des quantités importantes de chaleur doivent être transférées entre deux fluides, souvent dans des conditions de pression et de température élevées.

Historique :

La conception de base d'échangeur de chaleurs tubulaires a été introduite au début des années 1900 pour répondre aux besoins des centrales électriques en matière de grandes surfaces d'échange de chaleur comme condenseurs et réchauffeurs d'eau d'alimentation capables de fonctionner sous des pressions relativement élevées. Ces deux applications sont devenues très sophistiquées et spécialisées, soumises à divers codes et pratiques spécifiques. En 1939 date de la fondation de l'Association tubulaire échangeur fabricants (TEMA), qui publie les règles de la classification, du dimensionnement et de la construction des échangeurs, enveloppe et faisceau de manchon de tube, et en 1942 il est introduit dans le procédé ϵ -NTU (utilisé pour estimer le rendement thermique d'un échangeur de chaleur) de Londres et Sebban. [1]

Études et recherches sur les échangeurs à calandre et tubes

Benayad Optimisation des échangeurs de chaleur à calandre et tubes : cette étude utilise le logiciel FLUENT pour simuler les performances d'un échangeur de chaleur à calandre et tubes. Combinant des essais expérimentaux avec de l'eau en écoulement turbulent et des simulations numériques, l'étude vise à valider les résultats expérimentaux et à mieux comprendre l'effet des paramètres tels que le débit, la température et le diamètre des tubes. Les résultats montrent une bonne concordance entre les données expérimentales et numériques, suggérant que l'optimisation de ces paramètres peut améliorer significativement le coefficient de transfert de chaleur. [2]

John D. Jackson Étude de l'impact des configurations d'écoulement sur les performances des échangeurs de chaleur à calandre et tubes, cette recherche examine l'effet des configurations d'écoulement, telles que co-courant et contre-courant, sur les performances thermiques des échangeurs de chaleur à calandre et tubes. Les simulations CFD sont utilisées pour modéliser les écoulements et les transferts de chaleur, et des expériences sont menées pour valider les résultats numériques. L'étude conclut que l'écoulement en contre-courant offre une efficacité thermique supérieure comparée à l'écoulement en co-courant, mettant en évidence l'importance de la configuration de l'écoulement pour optimiser les performances des échangeurs de chaleur. [3]

Introduction générale

Standardisation TEMA

Avant de se lancer dans un travail de recherche ou d'ingénierie sur les échangeurs de chaleur de type tubes et calandre, il est impératif de consulter en premier lieu les solutions et modélisations proposées par TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) [4], qui est une standardisation et normalisation internationale de la conception de ces échangeurs de chaleur.

Cette dernière est un catalogue fondé sur les recherches les plus pertinentes et utilisées sur les plans thermique, hydraulique et mécanique mis à jour en fonction de l'actualité et de l'avancement des recherches sur le sujet (aujourd'hui à sa 10e édition de publication) et présente les configurations types définies par 3 lettres.

Type de chambre de distribution	Type de calandre	Type de tête flottantes et de fond de calandre
A  Chambre avec couvercle démontable	G  Flux divisé	N  Plaque tubulaire fixe identique au type C chambre
B  Chambre à fond et bride monobloc	H  Double flux divisé	P  Tête flottante avec presse étoupe extérieur
C  Chambre monobloc avec plaque tubulaire et couvercle démontable	J  Flux divisé à deux sorties	S  Tête flottante avec couronne de fixation en deux éléments
	K  Rebouilleur type chaudière	T  Tête flottante avec passage libre
	Type de tête flottantes et de fond de calandre	
	L  Plaque tubulaire fixe identique au type A chambre	U  Faisceau tubulaire avec tubes en épingles U
Type de calandre	M  Plaque tubulaire fixe identique au type B chambre	W  Tête flottante avec joint type lanterne
E  Une passe calandre		
F  Deux passes calandre avec chambre longitudinale		

Figure A: Désignation standardisée des éléments d'un échangeur de chaleur tubes/calandre selon TEMA [4].

Elle est considérée comme la documentation de l'ingénieur chargé de choisir et dimensionner un échangeur de chaleur tubes/calandre pour une industrie.

Parmi les classes de configurations œuvrant à optimiser l'échange de chaleur expliquées dans le anuel de la norme TEMA :

Introduction générale

- **Ajout et disposition de chicanes** : il a été révélé que la pose de chicanes améliore considérablement le transfert thermique dans un échangeur Tubes/Calandre doublé d'une Stabilisation des tubes contraints aux vibrations.

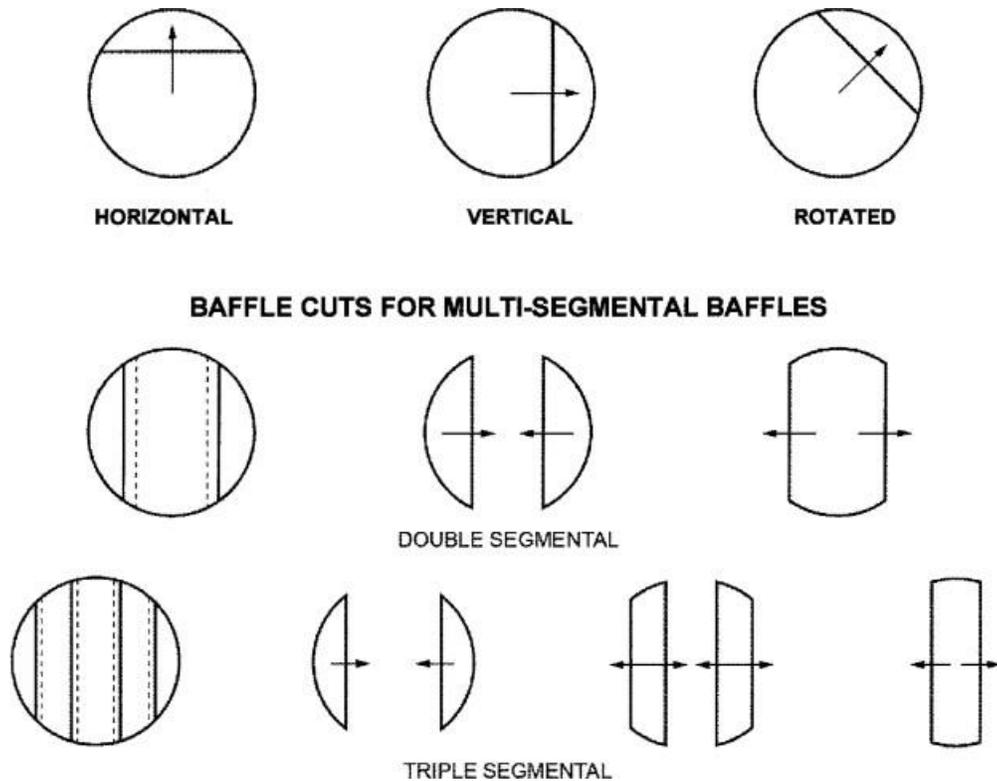


Figure B: Quelques dispositions de chicane dans un échangeur de chaleur tubes/calandre cités par TEMA [4].

- **Nombre de passe** : une passe est une traversée d'une extrémité à l'autre du fluide dans l'échangeur, ils sont aussi présents sur les tubes que sur la calandre. Plus un échangeur comporte de passe côté tube ou côté calandre, plus le taux d'échange thermique est élevé dû au temps de transit décuplé pour un même volume global de l'échangeur. Cette solution est par contre très marquée par les pertes de charges ainsi qu'une division. Proportionnelle au nombre de passe des débits d'écoulement.

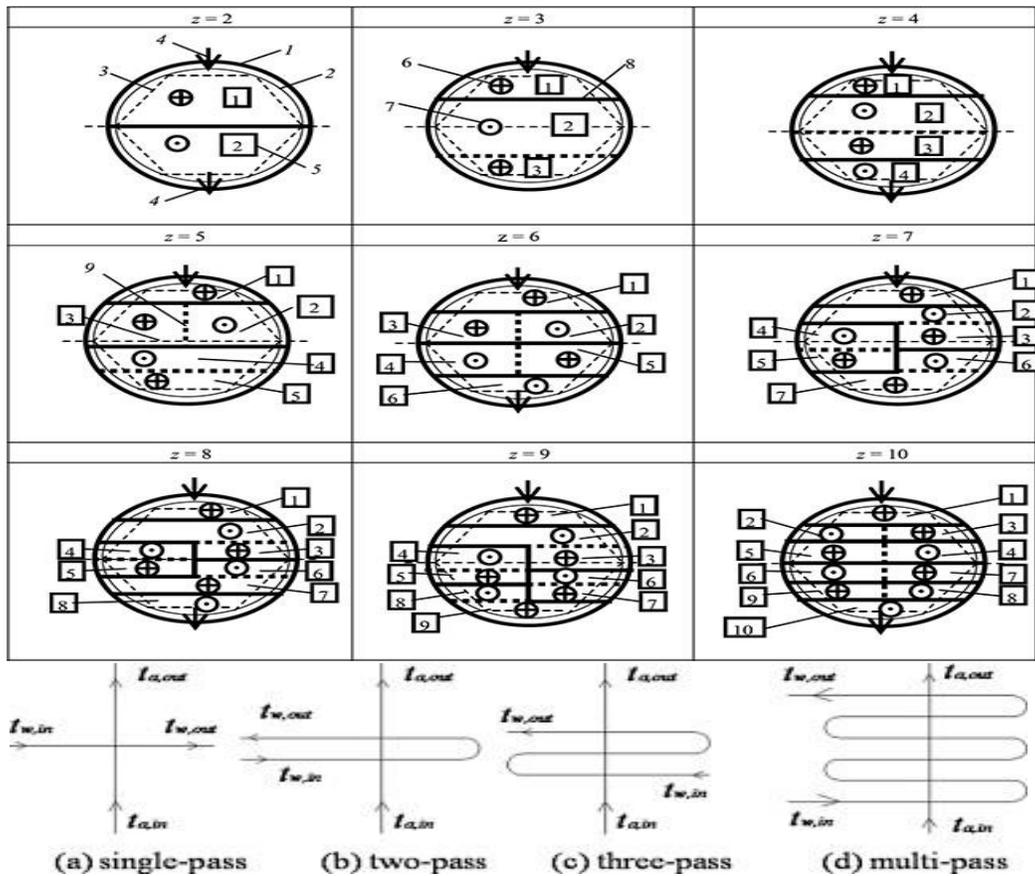


Figure C: Illustration des passe Côte calandre et coté tubes dans un échangeur de type tubes/calandre.

Disposition des tubes : en ligne ou croisés, cette disposition sert essentiellement pour les échangeurs de chaleur en mode courants croisés.

Il a été remarqué que la disposition en triangle est favorable pour une optimisation hydrothermique des échangeurs de chaleur à courant croisé.

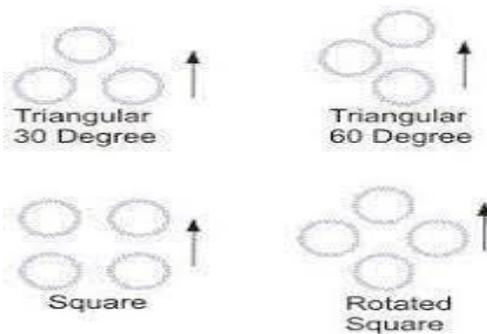


Figure D: Illustration des dispositions les plus fréquente pour les échangeurs à faisceaux

Introduction générale

A.A.Shrikant&Al [5] ont comparé numériquement différentes configurations de chicanes (Mono-segment, Bi-segments, Tri-segments, hélicoïdale, En fleurs horizontales/verticales, En fleurs inclinées), disposées dans un échangeur de chaleur de type tubes/calandre afin d'évaluer l'efficacité d'échange thermique côté calandre.

Leurs conclusions sont les suivantes :

- Les chicanes en double segments sont préférables à celles en mono-segment avec une Température de sortie inférieure et une réduction de 25% à 30% des pertes de charges.
- Les chicanes hélicoïdales montrent une réduction de 30% à 35% des pertes de charges contre 40% de réduction du taux de transfert thermique par rapport aux chicanes mono-segment.
- Les chicanes en triple segments sont inefficaces.

Les chicanes en fleurs réduisent de 25% à 35% les pertes de charges quand au taux global d'échange thermique est diminué de 30 à 35% par rapport aux chicanes mono-segment.

Les chicanes en fleurs horizontales/verticales sont meilleures que celles inclinées.

M.R.Safarian & Al [5] ont étudié des configurations de tubes de sections différentes et des combinaisons entre elles.

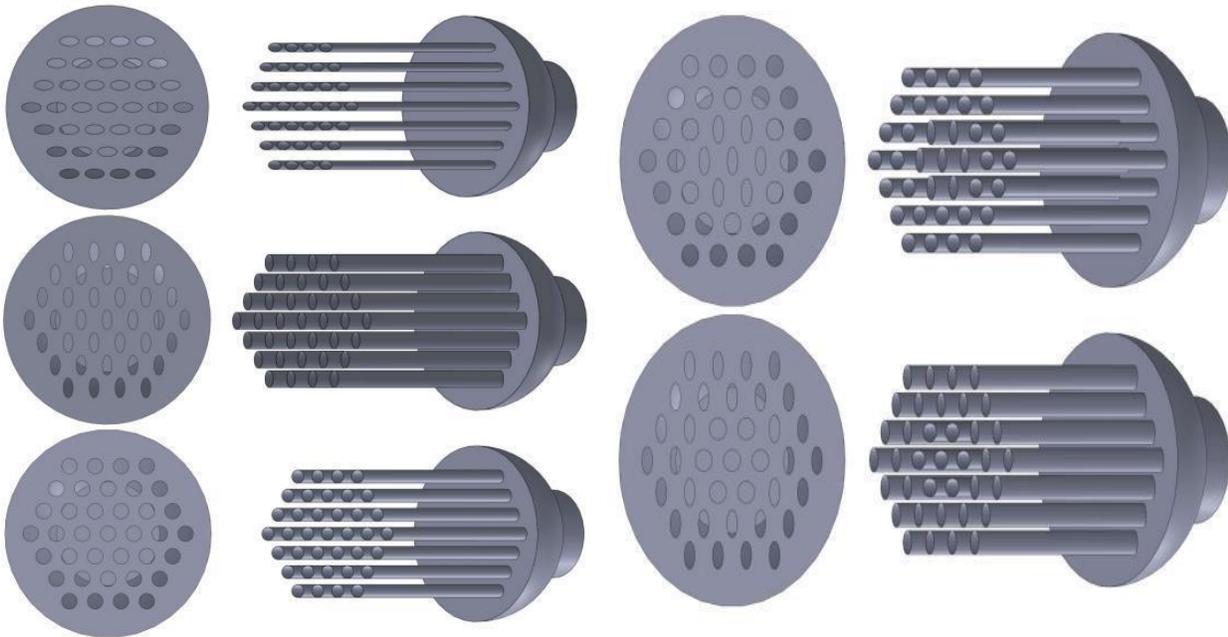


Figure E : Configurations géométriques étudiées dans l'article [5]

Ils ont trouvé que la configuration avec des tubes elliptiques à la périphérie et des tubes cylindriques au centre offrait une nette amélioration du transfert de chaleur pour les nombres de Reynolds élevés.

Ils trouvent aussi que les pertes de charges sont maximales dans cette configuration pour la La partie du fluide qui coule dans la calandre est élevée pour la partie qui coule dans les tubes.

Introduction générale

Objectif de ce travail :

Le travail que nous avons réalisé dans le cadre de l'obtention d'un diplôme de master en mécanique des unités pétrochimiques a comme objectif d'étudier l'influence du nombre de chicanes sur les performances d'un échangeur de chaleur à calandre. Une approche combinant simulations numériques (logiciel ANSYS Fluent) et validations expérimentales sera adoptée pour analyser trois configurations distinctes de l'écoulement côté calandre, impliquant respectivement 2, 3 et 4 chicanes.

L'étude se focalisera sur la quantification des pertes de charge et du coefficient global de transfert de chaleur pour chaque configuration, permettant ainsi une comparaison approfondie de leurs performances thermiques et hydrodynamiques. Les résultats obtenus fourniront des informations cruciales pour la conception optimale d'échangeurs de chaleur à calandre, en identifiant la configuration de chicanes optimale pour maximiser l'efficacité du transfert thermique tout en minimisant les pertes de charge.

Organisation de ce travail :

Afin de mener à bien cette étude, une approche méthodique a été adoptée, structurée en six chapitres distincts :

- Une introduction générale présente le contexte des échangeurs de chaleur, leur importance industrielle et les enjeux liés à leur optimisation. Les différentes recherches et avancées technologiques en lien avec le sujet seront également abordées.
- Chapitre 1 : Présentation du lieu de stage – Complexe Topping RA2k. Ce chapitre présente le complexe Topping RA2k situé dans la wilaya de Skikda, en Algérie. Il détaille les activités du complexe et situe l'importance des échangeurs de chaleur dans ce processus industriel.
- Chapitre 2 : Étude théorique contient : Ce chapitre introduit les généralités sur le transfert de chaleur, concepts fondamentaux du transfert thermique. Les trois modes de transfert de chaleur – conduction, convection et rayonnement – y sont expliqués en détail, en insistant sur leurs mécanismes physiques et leurs équations caractéristiques. Ainsi, généralités sur les échangeurs de chaleur. Ce chapitre se focalise sur les échangeurs de chaleur. Il en propose une définition, présente leurs applications industrielles et détaille les différentes classifications possibles (selon le type d'écoulement, le mode de transfert de chaleur, etc.). Une présentation du logiciel de simulation ANSYS Fluent, utilisé pour la modélisation numérique de l'échangeur, conclut ce chapitre.
- Chapitre 3 : Description de l'échangeur de chaleur H100C : Ce chapitre est dédié à la présentation détaillée de l'échangeur de chaleur H100C étudié dans ce mémoire. Les caractéristiques géométriques, les matériaux utilisés, les différents composants et les systèmes auxiliaires de l'échangeur y sont décrits avec précision.
- Chapitre 4 : Méthodes de calcul des échangeurs de chaleur. Ce chapitre expose les différentes méthodes de calcul utilisées pour dimensionner et évaluer les performances des échangeurs de chaleur. Les équations fondamentales du transfert thermique, les relations empiriques et les méthodes de calcul des pertes de charge y sont présentées et expliquées.

Introduction générale

– Chapitre 5 : Calcul analytique de l'échangeur H100C : Ce chapitre présente les résultats du calcul analytique de l'échangeur H100C. Les différents paramètres thermiques et hydrauliques de l'échangeur, tels que le coefficient global de transfert de chaleur, les pertes de charge, l'efficacité et la puissance thermique échangée, sont déterminés analytiquement en utilisant les corrélations et les méthodes de calcul appropriées.

– Chapitre 6 : Ce chapitre décrit la méthodologie complète de l'étude, incluant les étapes de la simulation numérique, la validation du modèle et l'analyse des résultats. Les résultats obtenus sont discutés en détail, en les comparant aux données de la littérature et en soulignant les conclusions clés de l'étude.

- Conclusion générale. Synthétise les principaux résultats du mémoire, met en lumière les contributions originales de l'étude et propose des perspectives de recherche futures.

Chapitre I

Présentation de le complexe RA2K

I.1 Introduction :

Le complexe Topping de condensat est destiné à traiter cinq millions de tonnes métriques pendant une période continue de trois cent trente jours par an de condensat provenant du terminal de la Direction Région Transport Est de Skikda.

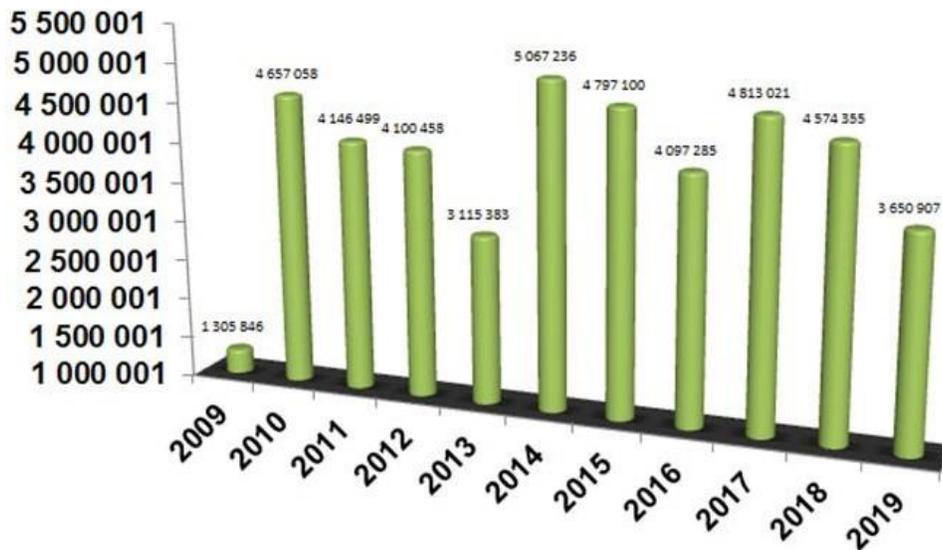


Figure I. 1: Traitement de Condensat depuis le démarrage de RA2K jusqu'en 2019 (en TM)

I.2 Historique du complexe RA2K :

Dans le cadre de l'augmentation de la capacité de traitement et de production, et afin de satisfaire le besoin local en énergie consommable, le ministère de l'énergie algérien a décidé en 2005 d'ajouter de nouvelles installations de traitement, d'où vient l'idée de la raffinerie du topping de condensat RA2K. Ce complexe a été réalisé par la société chinoise CPECC en qualité de contractant EPC pour SONATRACH, filiale de l'entreprise CNPC entre les années 2005 et 2010. Le démarrage des unités processus a eu lieu en 2009 et la réception des installations en 2010.

Chiffres clés :

- Superficie du site : 45 hectares
- Capacité de production : 5 millions de tonnes
- Produits finis : 5 produits
- Capacité de stockage : 16 780 millions M³

I.3 Implantation :

Le complexe topping de condensat RA2K est situé dans la wilaya de Skikda au Nord- Est de l'Algérie, en dehors du tissu urbain. Il est considéré comme l'un des plus importants projets

lancés par l'activité AVAL de SONATRACH. Ce complexe est localisé dans la zone industrielle située à l'est de Skikda sur le site de développement DEV4. Il est localisé par rapport à la borne de référence N° 52 de la zone industrielle, dont les coordonnées Lambert sont X : 897243,92 et Y : 404101,02. [AE]

La raffinerie RA2K est délimitée comme suit :

- Au Nord, par la zone de développement DEV 2, SOMIK et DRIK, Eng/ZIK et le parc de stockage SAMSUNG ;
- À l'EST par la raffinerie RA1K ;
- Au Sud par le terminal TRC/RTE et la commune d'Hamadi Krouma ;
- Et à l'ouest par Oued Safsaf et la ville de Skikda.

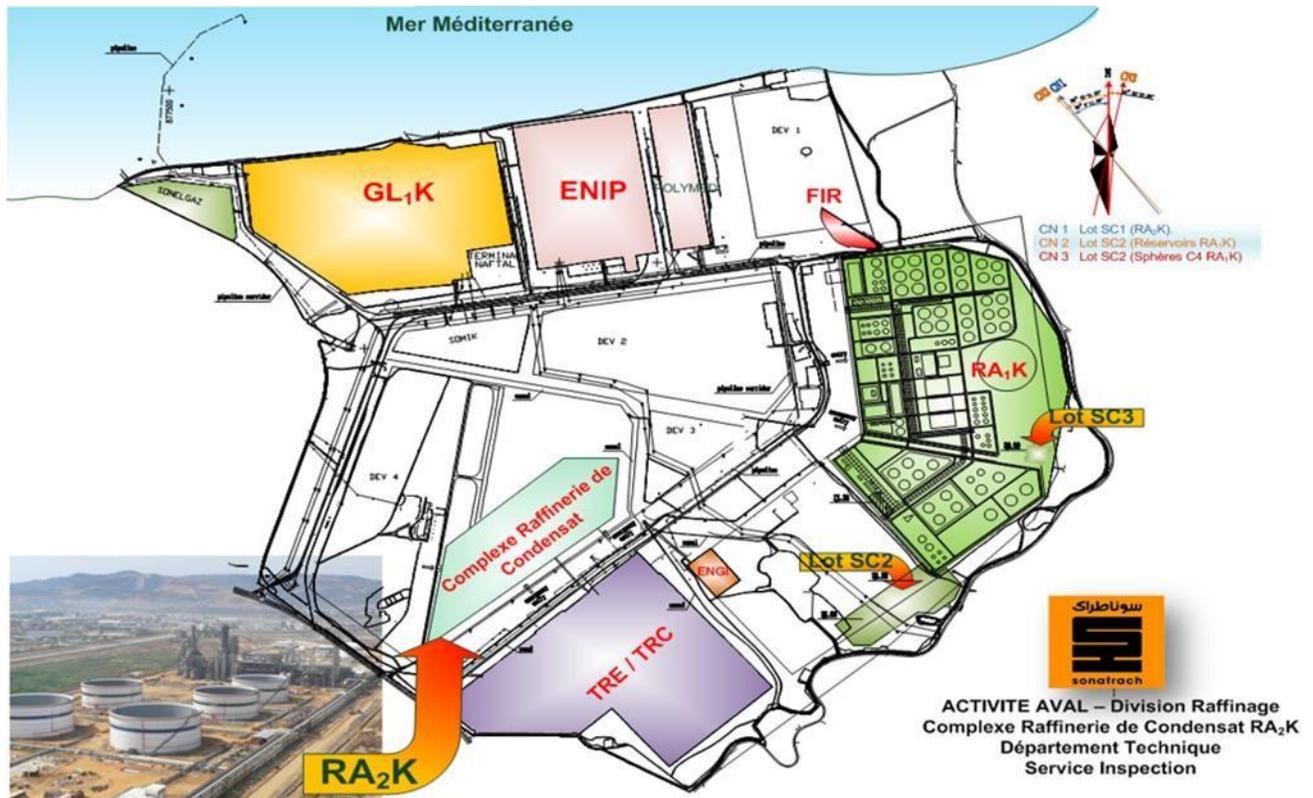


Figure I. 2: Localisation géographique de la raffinerie RA2K

I.4 Activités :

Le complexe Topping de condensat RA2K a pour objet le traitement du condensat issu des champs pétroliers algériens en vue de produire :

- Naphta à 83 % (4.150.000 TM/A)
- Kérosène à 12 % (600.000 TM/A)
- LGO à 03 % (150.000 TM/A)
- HGO à 01 % (50.000 TM/A)
- Butane à 01 % (50.000 TM/A)

I.5 Capacité de production journalière du complexe Topping :

Le Complexe fonctionne selon trois cas de marche définis ci-après :

Cas A : production maximale de Naphta et production maximale de Gasoil (cas de base).

Cas B : production maximale de Kérosène.

Cas C : production maximale de Naphta et production minimale de Gasoil.

Tableau 1. 1 : Capacité de production journalière de la RA2K

Désignation	Cas de Marche		
	Cas A	Cas B	Cas C
Produits Finis :			
- Butane (T)	339.2	339.2	339.2
- Naphta (T)	12236.8	10515.6	12236.8
- Jet A1 (T)	-	3007.7	1289.8
- Gasoil Léger (T)	2196.8	908.8	908.8
- Gasoil lourd (T)	349.1	349.1	349.1
- Pertes (T)	30.1	31.6	28.3
Total	15152.0	15152.0	15152.0

Ce complexe est conçu pour le traitement de cinq charges différentes de condensât :

OB#1, ALRAR, BEJAIA, RHOURE-NOUSS, New OB#1

I.6 Conception générale du complexe :

Le complexe est constitué principalement de :

I.6.1 Unité de distillation atmosphérique du condensat (U100) :

L’objectif de cette unité est de distiller la charge de condensat et la séparation en plusieurs produits, butane, kérosène, naphta (75 à 80 % de rendement) et gasoil (léger LGO et lourd HGO).

Les principales installations qui constituent cette unité sont :

- Colonne de préfractionnement 100-T-101 ;
- Colonne de distillation atmosphérique : 100-T-103 ;
- Colonne de distillation sous vide : 100-T-401 ;
- Colonne de stabilisation des essences : 100-T-201 ;
- Fours : 100-F-101, 100-F-102 et 100-F-103 ;
- Échangeurs : 100-E-101 à 100-E-108 (au nombre de 20) ;
- Système d’injection pour traitement chimique : amine, agent inhibiteur et de l'eau.

Fonctionnement

✓ Étape 1 : Trains de préchauffé de brut – Transmission de chaleur par échangeurs

Le condensat à basse température (30°C) est préchauffé par 8 niveaux d’échangeurs.

Le procédé d'échange thermique est effectué sous forme de deux voies en parallèle pour permettre le traitement de charge entre 50 %-100 %

✓ Étape 2 : Préfractionnement

La colonne T-101 a pour rôle de préfractionner le condensat en 03 coupes :

- Coupe de tête (Gaz + Naphta).
- Coupe de Naphta Stable.
- Coupe de fond.

La colonne a été conçue avec un ensemble de 35 plateaux de contactage liquide-vapeur.

La colonne reçoit le Condensat partiellement vaporisé au plateau 28.

✓ Étape 3 : Distillation atmosphérique

La colonne T-103 a pour rôle de préfractionner la coupe de fond de colonne T-101 en quatre coupes :

- Coupe de tête Naphta.
- Coupe de kérosène.
- Coupe de gasoil léger.
- Coupe de fond.

La colonne est conçue avec un ensemble de 48 plateaux de contactage liquide vapeur. Elle a deux soutirages latéraux et trois reflux circulants.

La colonne reçoit la charge au plateau 41.

✓ Étape 4 : Distillation sous vide

La colonne sous vide T-401 reçoit le fond de colonne T-103. Elle a pour rôle de récupérer le composant de Gasoil léger non fractionné pendant la distillation atmosphérique.

Le fractionnement est effectué au moyen de 2 zones de garnissages assurant le contactage liquide vapeur et séparé en deux coupes :

- Coupe de Gasoil léger
- Coupe de fond – Gasoil lourd

Les garnissages utilisés ont une structure régulière et sont agencés dans la colonne.

Les Garnissages structurés se caractérisent par des pertes de charge très faibles.

✓ Étape 5 : Stabilisation des essences

Cette étape est assurée par la colonne T-201 (Débutaniseur ou colonne de stabilisation) qui produit deux coupes :

- En tête, la coupe Gaz de pétrole liquéfiés
- En fond, la coupe essence dite "stabilisée"

✓ Étape 6 : Dépropaniseur

La coupe gaz en tête de la colonne T-201 est ensuite fractionnée dans le dépropaniseur. Cette étape permet d'obtenir en tête une coupe Propane et en fond une coupe Butane.

La coupe butane entre ensuite dans l'unité PKG-301, suivie d'un traitement de séchage, et sort comme le produit fini vers le stockage.

La coupe Propane est récupérée comme le combustible pour l'alimentation des fours.

✓ Étape 7 : Unité de séchage de Butane

Le système de séchage de butane contient deux colonnes de séchage à tamis moléculaire, une est utilisée pour le séchage et l'autre pour la régénération.

✓ Étape 8 : Système d'injection

Le système d'injection est utilisé seulement sur la tête de la colonne de préfractionnement.

- 1- injection d'ammine
- 2- injection d'inhibiteur
- 3- injection d'eau

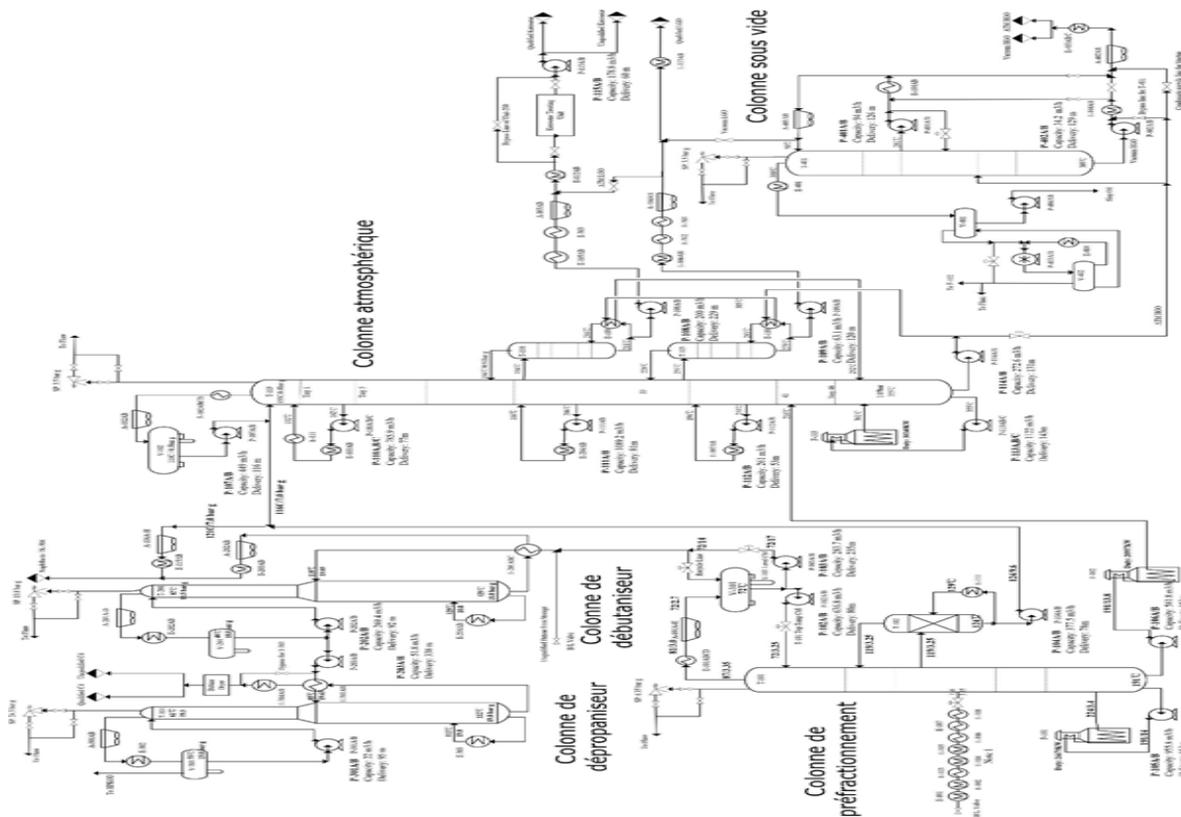


Figure I. 3 : Schéma du process de l'unité 100

I.6.2 Unité de purification et traitement du kérosène (U200)

Cette unité est destinée à la purification du kérosène produit par la colonne de distillation atmosphérique T-103. Sa mise en service dépendra des caractéristiques du kérosène (l'acidité qui

doit être inférieure à 0,0015 mg KOH /g). Elle ne peut être démarrée qu'après la mise en service d'unité 100, au cas où le kérosène nécessiterait des traitements.

Cette unité fonctionne comme suit :

- Traitement de kérosène ;
- Traitement de résidus caustiques ;
- Préparation et stockage soude caustique sur acide, ainsi que le transfert.

✓ Étape 1 : Traitement du Kérosène

Le but de ce traitement est d'éliminer l'acidité, l'eau et l'impureté du Kérosène. Les principaux équipements sont :

- Précipitation électrostatique.
- Filtres.
- Colonne d'argile.

✓ Étape 2 : Préparation de la soude caustique

Cette étape est pour la dissolution et la préparation de soude caustique NaOH qui a une concentration de 3 %, ensuite envoyée au niveau de traitement du Kérosène.

✓ Étape3 : Traitement des résidus de sel

Procédé de traitement :

- Éliminer l'odeur par l'oxydation.
- Éliminer le sel caustique par l'acidification en injectant l'acide.
- Neutraliser l'effluent par l'injection de soude caustique fraîche 10 %.

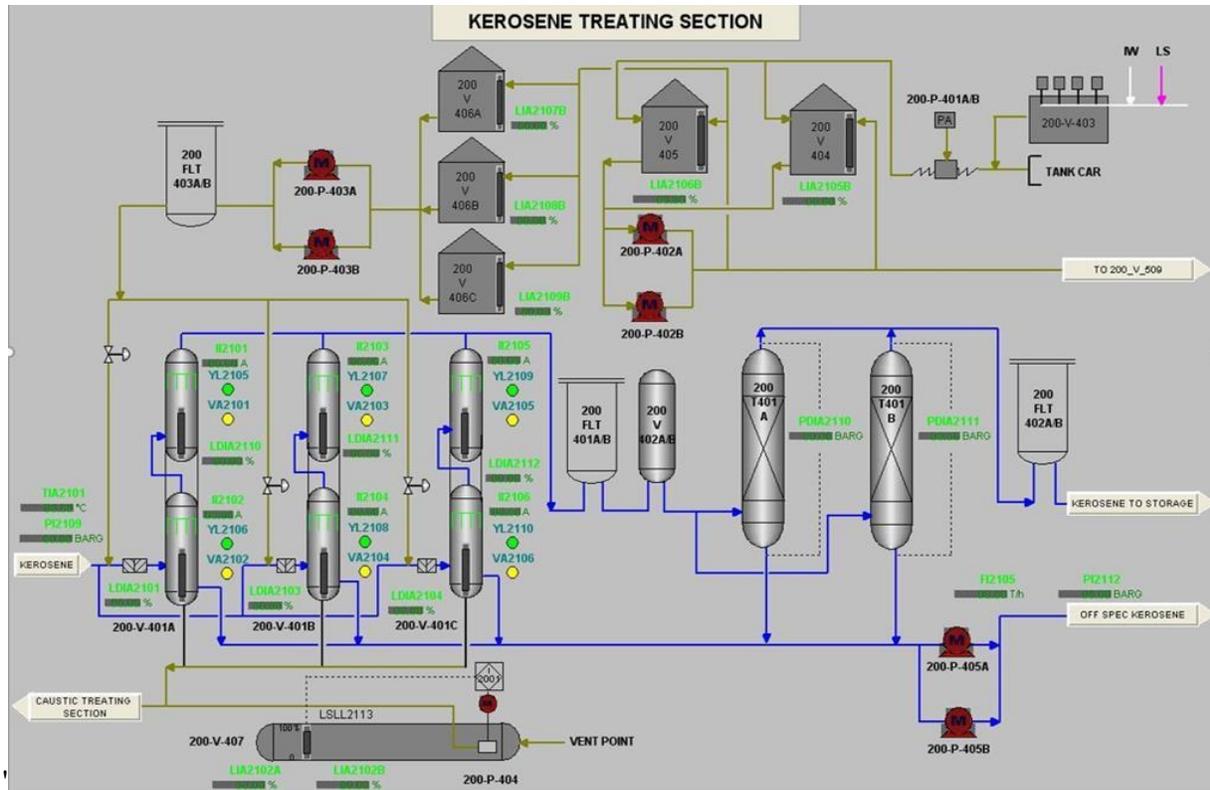


Figure I. 4 : Schéma de l'unité 200

I.6.3 Installation de stockage et de transfert des produits (U300)

L'unité 300 est située au sein de l'usine Topping condensat (SC1). Elle s'assume la réception, le stockage et l'alimentation de condensat pour les unités de production, ainsi que la réception, le stockage et le transfert de tous les produits finis.

Le condensat sera livré à l'usine à partir du terminal TRC. Les trois réservoirs de 25 000 m³ assurent une autonomie de trois jours environ de stockage.

Capacité globale de stockage de la charge : 75 000 m³.

Les autres produits finis seront stockés dans des bacs de stockage intermédiaire correspondant à une autonomie d'exploitation de quatre jours environ. Ces produits finis seront transférés vers des installations de stockage correspondantes au niveau de la Raffinerie RA1K.

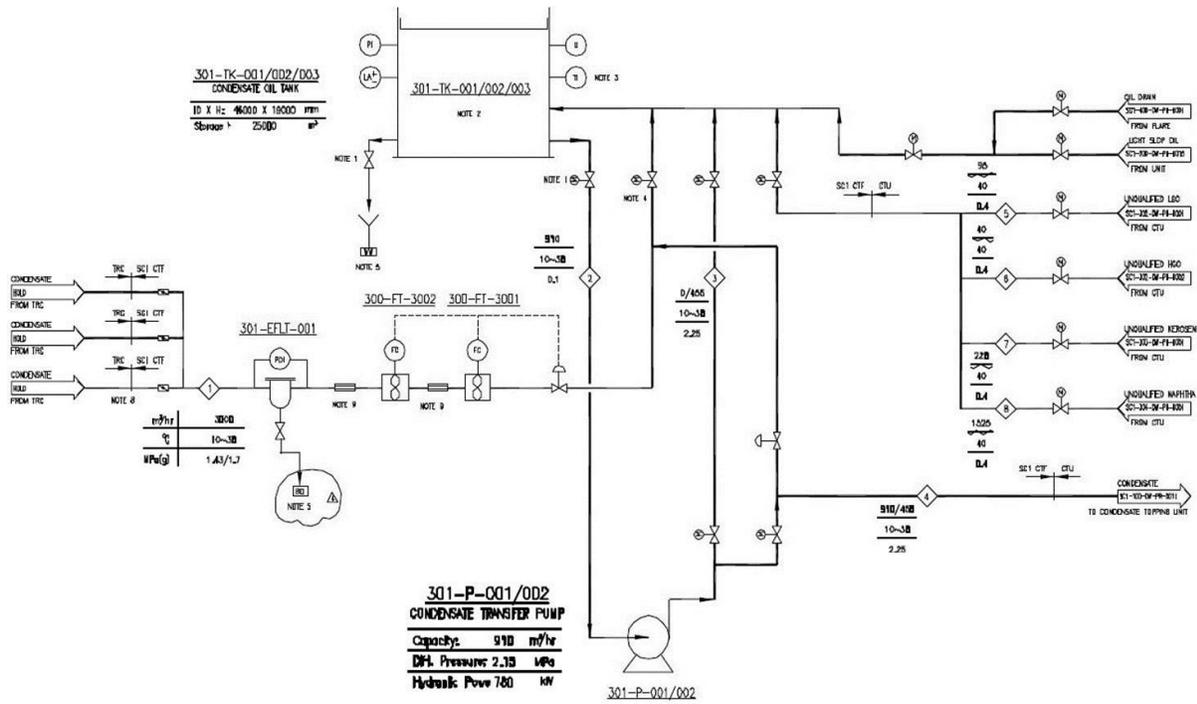


Figure I. 5 : Schéma de process bac de stockage condensat

• Naphta

Le naphta est stocké dans deux (02) réservoirs de stockage d'une capacité unitaire utile de 36.600 m^3 . Le naphta sera transféré des bacs de stockage intermédiaire du complexe vers le point de réception des produits finis RA1K par l'intermédiaire de deux (02) pompes, dimensionnées chacune pour $1.525 \text{ m}^3/\text{h}$

Capacité globale de stockage de la Naphta : $73\ 200 \text{ m}^3$.

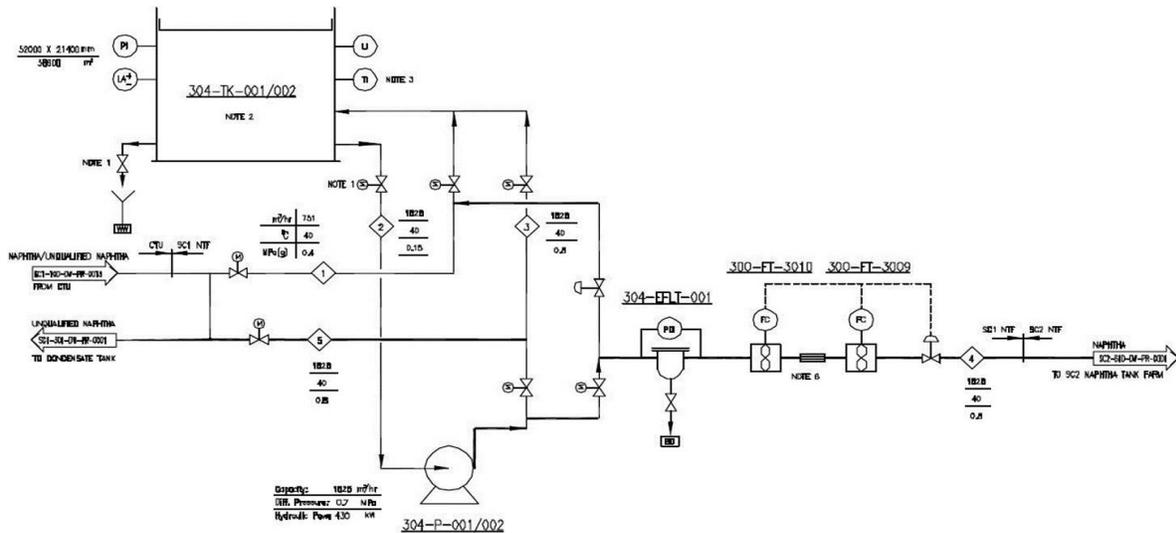


Figure I. 6 : Schéma de process bac de stockage naphta

- **Kérosène JET A1**

Le jet A1 est stocké dans deux (02) réservoirs de stockage d'une capacité unitaire utile de 5.360 m³.

Le jet A1 sera transféré des bacs de stockage intermédiaire du complexe Topping vers le point de réception des produits finis RA1K par l'intermédiaire de deux (02) pompes,

Dimensionnées chacune pour 225 m³/h

Capacité globale de stockage de la Naphta : 10 720 m³.

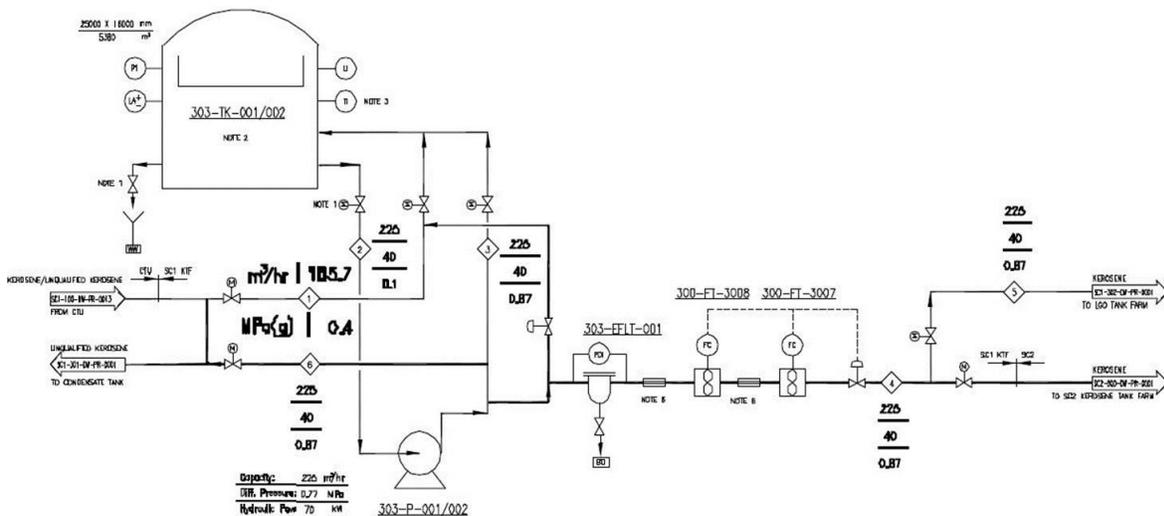


Figure I. 7 : Schéma de process bac de stockage kérosène

- **Gasoil Léger**

Le gasoil léger est stocké dans deux (02) réservoirs d'une capacité unitaire utile de 2.180 m³

Le gasoil léger aura transféré des bacs de stockage intermédiaire du complexe Topping vers le point de réception des produits finis RA1K par l'intermédiaire de deux (02) pompes,

dimensionnées chacune pour 95 m³/h

Capacité globale de stockage de la Naphta : 4360 m³.

- **Gasoil Lourd**

Le gasoil lourd est stocké dans deux (02) réservoirs d'une capacité unitaire utile de 860 m³.

Le gasoil lourd aura transféré des bacs de stockage intermédiaire du complexe Topping vers le point de réception des produits finis RA1K par l'intermédiaire de deux (02) pompes,

dimensionnées chacune pour 40 m³/h

Capacité globale de stockage de la Naphta : 1720 m³.

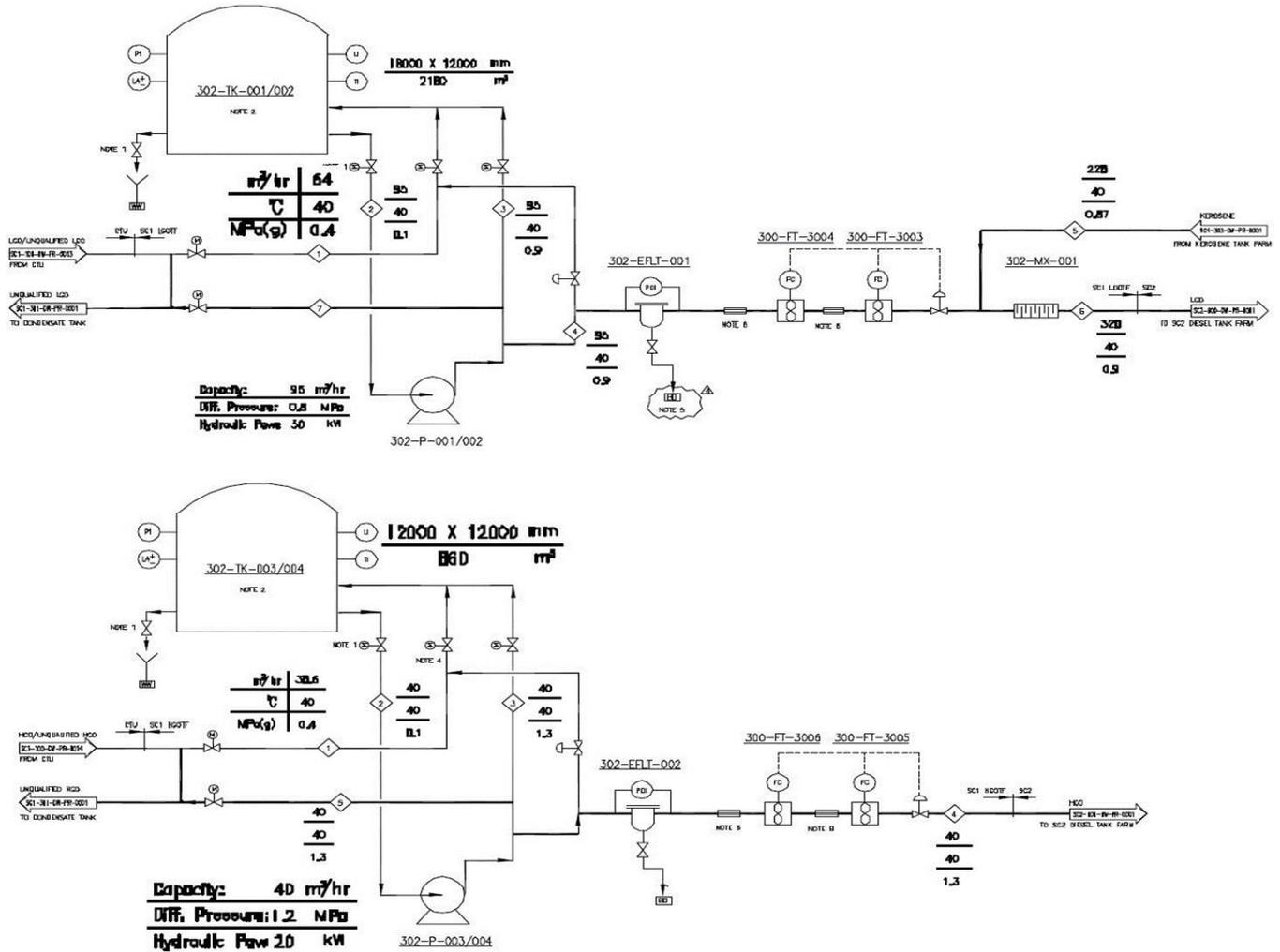


Figure I. 8 : Schéma de process bac de stockage gasoil léger et lourd

- **Butane**

Le butane est stocké dans deux (02) sphères de stockage d'une capacité unitaire utile de 1.400 m³. Le Butane sera transféré des sphères de stockage du complexe Topping vers les installations de stockage de la RA1K par l'intermédiaire de deux (02) pompes d'une capacité unitaire de 33 tonnes/h. Capacité globale de stockage de la Naphta : 2800 m³.

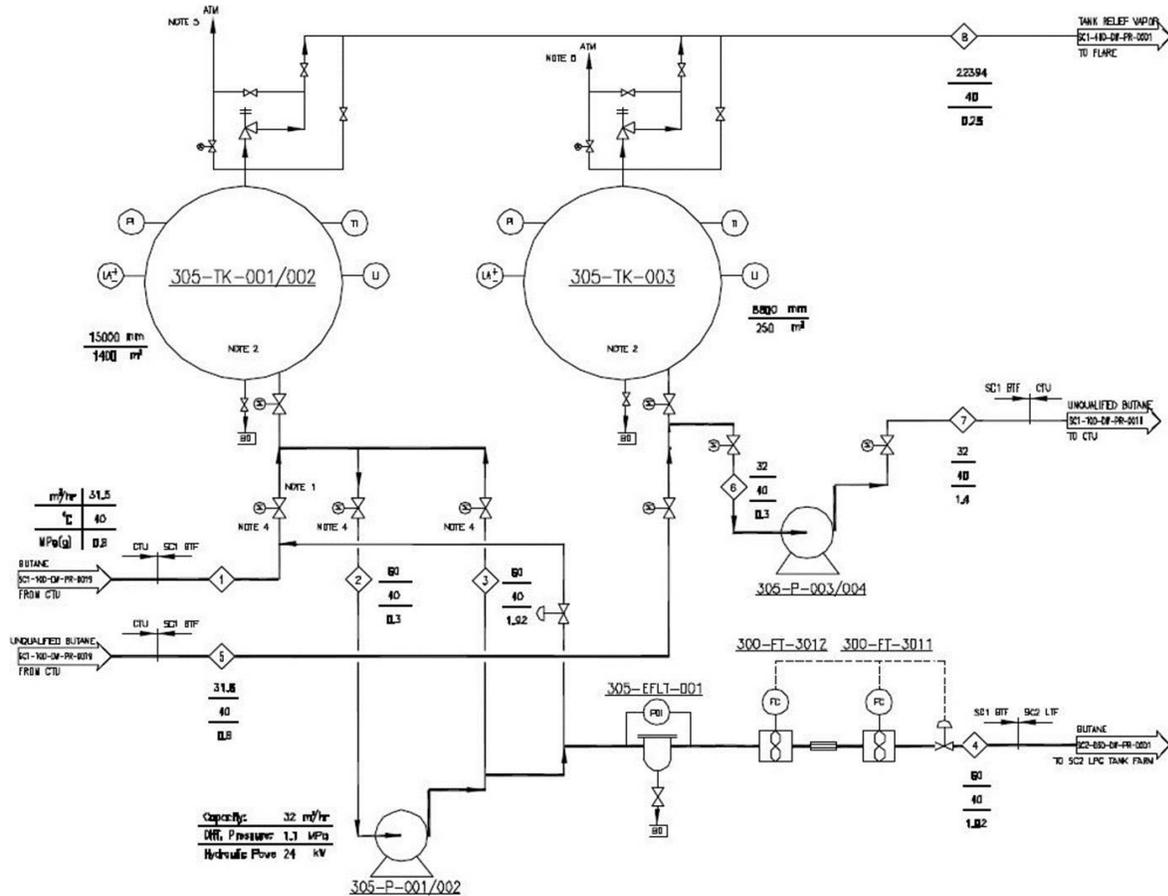


Figure I. 9 : Schéma de process bac de stockage butane

I.6.4 Système torche (U400) :

L'unité 400 est le réseau de torche. Ce système a pour rôle d'assurer l'évacuation du gaz combustible en cas d'urgence et en fonctionnement normal. Il est à 500 m de distance de l'unité principale.

Ce système se compose d'un ballon tampon 400-V-001 dont le rôle est de prévenir l'entraînement de condensats, d'un autre ballon 400-V-002 dont l'arrête-flamme et de la tête de torche 400-FS-001 dont le brûleur.

La capacité de torche est de 528,8 t/h.

Les sources de ce système sont des dégazages de :

- Réseau gaz naturel avec une ligne de 8"
- Des sphères de butane avec une ligne de 10"
- Des unités de production avec une ligne collecteur de 40"

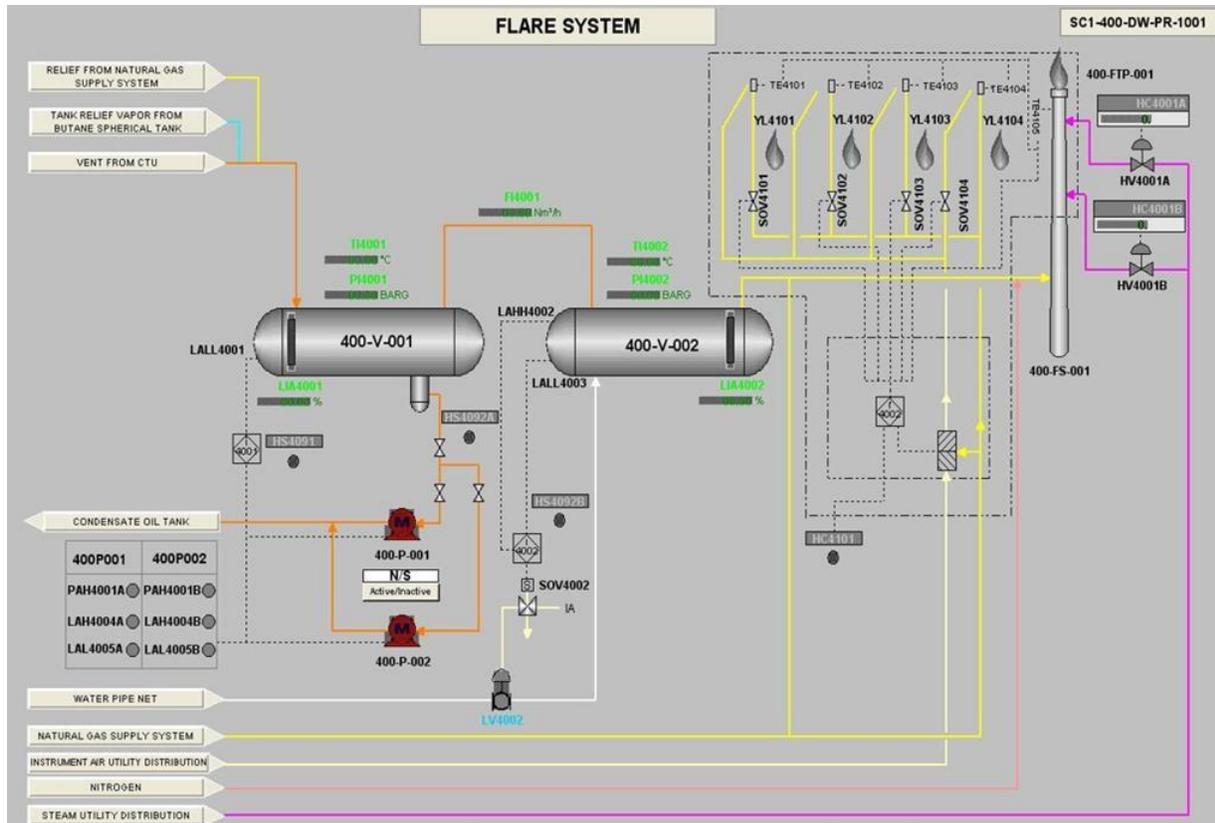


Figure I. 10 : Schéma d'unité 400

Dimension des équipements

400-V-001 : 4500mm x 13000mm

400-V-002 : 3500mm x 8000mm

La torche 400-FS-001 : D=1000mm, H=120m, avec 4 pilotes.

Pour assurer sans fumée, une alimentation de vapeur au brûleur.

I.6.5 Unité de production des utilités et de traitement des eaux (U500) :

L'unité 500 comporte les utilités de l'usine.

❖ **501 Système de traitement des eaux usées**

L'installation du traitement des eaux usées est un système de protection d'environnement auxiliaire de l'usine Topping de Condensat.

La capacité de traitement des eaux usées est de 60m³/h.

La provenance des eaux usées est :

- Unité 100
- Unité 200
- Zone de stockage (unité 300)
- Eaux usées de la maintenance et du personnel

Procédé de traitement

- Prétraitement
- Traitement biologique
- Traitement des boues
- Récupération des huiles

❖ 502 Système d'eau de refroidissement

Ce système a pour rôle d'assurer le traitement et le conditionnement des eaux de refroidissement pour des unités de production.

La capacité de traitement est de 1000m³/h.

Les paramètres de cette eau :

- Température d'eau froide (aller) : 35 °C
- Pression d'aller : 0,5 MPa
- Température d'eau chaude (retour) : 42 °C
- Pression de retour : 0,5 MPa
- Débit de bypass : 50m³/h
- Taux de concentration : 2,5

❖ 503 Système d'alimentation et de drainage d'eau

L'eau industrielle de l'usine est livrée à partir du réseau de distribution d'eau de la zone industrielle de Skikda pour :

- L'appoint du système du réseau de lutte contre l'incendie
- La maintenance et l'exploitation
- Les besoins de consommation domestique du personnel

Un système de traitement d'eau potable est équipé dans l'usine. Il a une capacité de traitement de 7,5m³/h.

❖ 504 Réseau anti-incendie

L'usine est équipée des moyens mobiles et fixes de lutte contre l'incendie ainsi que des systèmes de détection des fuites, de feu, de fumée et de gaz.

Des moyens fixes comprenant notamment :

- ✓ Un réseau maillé d'eau d'incendie composé de :
 - Réservoir d'eau anti-incendie (504-TK-101)
 - Pompes électriques (504-P-101A/ B)
 - Pompes à diesel (504-P-101C/D)
 - Jockey Pumps (maintien de pression du réseau 504-P-102A/B)
 - Bouches d'incendie
 - Systèmes d'arrosage des bacs de stockage
- ✓ Des systèmes de mousse

❖ 505 Système d'air comprimé, vapeur et azote

a- Air comprimé

La production de l'air comprimé (air service et air instruments) est assurée par deux compresseurs d'air.

L'air service est de 10,37Nm³/min.

L'air instrument est de 13,93Nm³/min.

L'air des instruments est préalablement séché et stocké dans deux ballons de stockage tampon avec une autonomie de fonctionnement de 30 minutes.

b- Vapeur

Le vapeur est livré par la raffinerie RA1K de Skikda pour les besoins de la torche et de la maintenance.

La pression de la conduite principale est de 2,84 MPa.

En passant un détendeur de pression, la vapeur entre dans le réseau de distribution de vapeur avec la pression de 1.0 MPa et la température 275 °C.

Une vanne sécurité est installée sur le réseau. La valeur de déclenchement est de 1,18 MPa.

c- Azote

L'azote est alimenté par ENGI de Skikda.

La pression de la conduite principale est de 1,2 MPa.

En passant un détendeur de pression, l'azote entre dans le réseau de distribution avec une pression de 0,6MPa.

I.6.6 Stockage et transfert des produits (U600) :

L'unité 600 se trouve au niveau de la Raffinerie RA1K. C'est une partie de SC2. Elle assume la réception des produits provenant de SC1, ainsi que les stocker et les expédier vers le port pour la commercialisation.

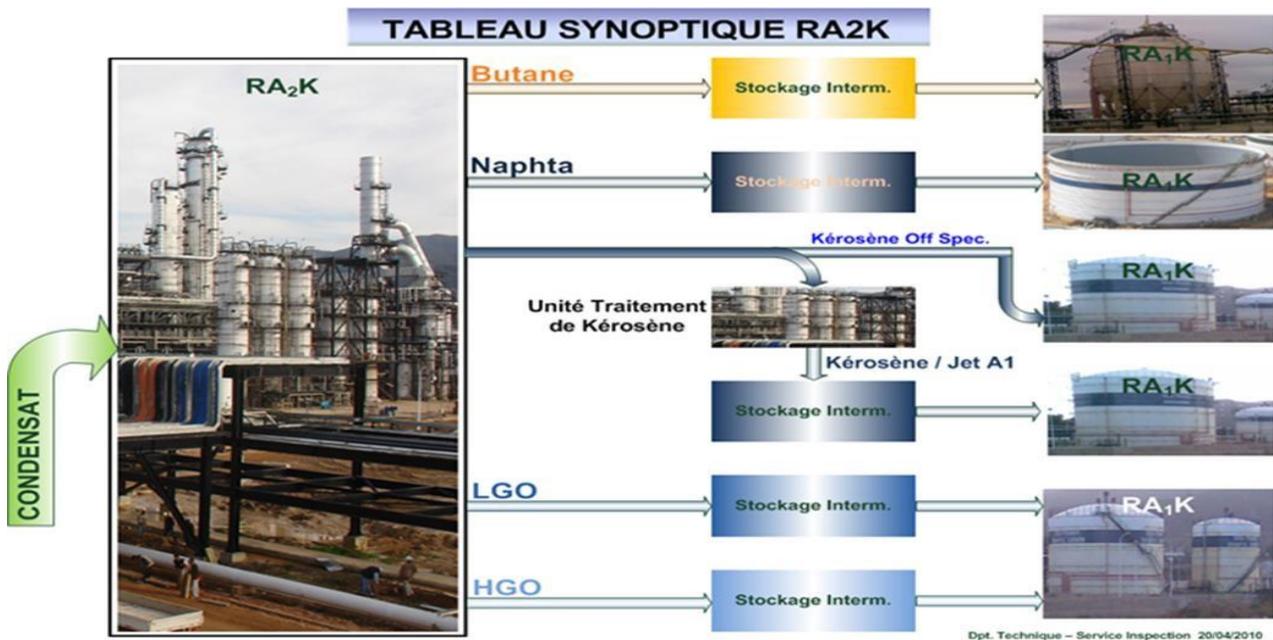


Figure I. 11 : Stockage des différents produits au complexe RA2K

Tableau 1. 2 : Réservoirs du SC2

Nom	Produits	Nombres	Capacité m ³	Type
610-TK-171-175	Naphta	5	60000	Toit flottant
660-TK-176/177	Kérosène Off-spec	2	40000	Toit interne flottant
630-S-181/182/183	Butane	3	3000	Sphère

I.6.7 Unité électrique :

À des installations pour recevoir l'alimentation principale du Système d'alimentation électrique de SONELGAZ et sa distribution aux divers consommateurs dans le complexe. Un système d'alimentation d'urgence en Diesel a été fourni pour fournir l'alimentation aux équipements/systèmes critiques tels que les lampes de secours, les systèmes d'UPS de DCS, etc. en 30 secondes de coupure de courant.

I.6.8 Salle de Contrôle DCS :

Le complexe RA2K a adopté le système de contrôle distribué DCS SIEMENS PCS 7 qui est principalement composé de :

1. Contrôleurs AS400H (Figure 3.1).
2. Stations ingénieurs.
3. Stations opérateurs.
4. Serveurs.
5. Commutateurs Ethernet.
6. Interfaces de communication PROFIBUS.
7. Système E/S (ET200M).

Le système de contrôle commande est partagé en cinq (05) stations AS1...AS5 chaque station occupe la surveillance et le contrôle d'une partie de l'usine, les stations et les unités à contrôler sont présentées dans le tableau 3.2 ci-dessous :

Tableau 1. 3 : Contrôleur Du DCS du la Raffinerie RA2K.

Contrôleurs	Description	N° d'ordre
AS1	Unités 300,400,502,503,504,	6ES7 654-2PG67-0XC0
AS2	Unités100,200.	6ES7 654-2PG67-0XC0
AS3	ESD	6ES7 654-2PE67-0XC0
AS4	FGS	6ES7 654-2PE67-0XC0
AS5	Unité 501.	6ES7 654-2PE67-0XC0

Le complexe est constitué aussi :

- Laboratoire de contrôle qualité des produits ;
- Ateliers de Maintenance, bloc Technique, bloc Approvisionnement & bloc Administratif ;
- Bloc HSE, bureau de coordination & parc de matériels de sécurité et de lutte anti incendie.
- Poste de garde ASI et bureau d'ordre général ;

1.7 Conclusion

Dans ce chapitre, on va présenter une description de la raffinerie Topping Condensat de Skikda. Nous avons présenté en général les différentes unités et installations de traitement d'hydrocarbure au niveau de cette raffinerie RA2K. Les aéroréfrigérants sont une partie importante des systèmes de transfert de chaleur industriels, sont utilisés dans les raffineries et usines pétrochimiques, dans des conditions de haute pression et de haute température, ainsi que des fluides et des environnements corrosifs ; dont ce dernier est le thème de mon étude pour la réalisation du projet professionnel.

Le chapitre suivant porte une description générale de la technologie des aéroréfrigérants globalement et des fours installés au niveau de la raffinerie RA2K essentiellement.

Chapitre II

L'étude théorique

II.1 Généralités sur le transfert de chaleur

II.1.1 Introduction :

Il est fréquent dans l'industrie de procéder à un transfert de chaleur entre un fluide chaud et un fluide froid qui ne doivent pas être en contact. En général, cette procédure est réalisée dans des dispositifs où les deux fluides se déplacent de part et d'autre des parois solides. On désigne ces appareils sous le nom d'échangeurs de chaleur.

Un échangeur de chaleur est une machine qui permet de transmettre de l'énergie thermique d'un liquide à un autre sans les mélanger. La surface d'échange qui sépare les fluides est traversée par le flux thermique. Cette technique sert généralement à refroidir ou à chauffer un liquide ou un gaz qu'il est impossible ou difficile de refroidir ou de chauffer directement.

En général, pour les échangeurs les plus fréquents dans l'industrie, les deux fluides se déplacent dans des espaces séparés par une paroi ou une cloison à faible inertie thermique, où les échanges se font par conduction. Effectivement, la chaleur que l'un des fluides transmet à la paroi par convection, le long de la surface de contact, est transmise par conduction, puis transmise à l'autre fluide par convection le long de l'autre face.

Trois types de transfert de chaleur sont identifiés : la conduction, la convection et le rayonnement.

II.1.2. Conduction :

La conduction est le mode de transfert de la chaleur privilégié dans un corps « solide ». La transmission d'énergie se fait d'un atome à atome, sans déplacement de ces derniers. La condition fondamentale de transfert de chaleur par ce mode est l'existence d'un gradient de température. Le flux de chaleur sera dirigé dans le sens des températures décroissantes, du point le plus chaud au point le plus froid.

Le bilan énergétique d'un volume élémentaire dv , de surface ds dans le temps dt , donne :

$$\text{div}(\lambda \cdot \text{grad}T) + p = \rho \cdot C \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.1)$$

Tel que :

- λ : conductivité thermique.
- P : densité de la source.
- ρ : masse volumique.
- C : chaleur massique

- **Loi de Fourier :**

Fourier a supposé qu'il existe une relation linéaire entre la densité de flux et le gradient de température, dans le cas d'un milieu isotrope, la densité de flux est proportionnelle au

gradient de température:

$$\vec{\Phi} = -\lambda \times \vec{\text{grad}} T \quad (2.2)$$

• **Cas particulier :**

Dans le cas de transfert de chaleur en régime permanent unidirectionnel, on peut écrire la loi de Fourier sous forme très simple :

$$\Phi = -\lambda \cdot S \frac{T_2 - T_1}{e} \quad (2.3)$$

On remarque que le flux de chaleur est proportionnel à :

- L'écart de température existant entre deux points.
- S : la surface d'échange.
- λ : conductivité thermique.
- e : distance entre les deux points.

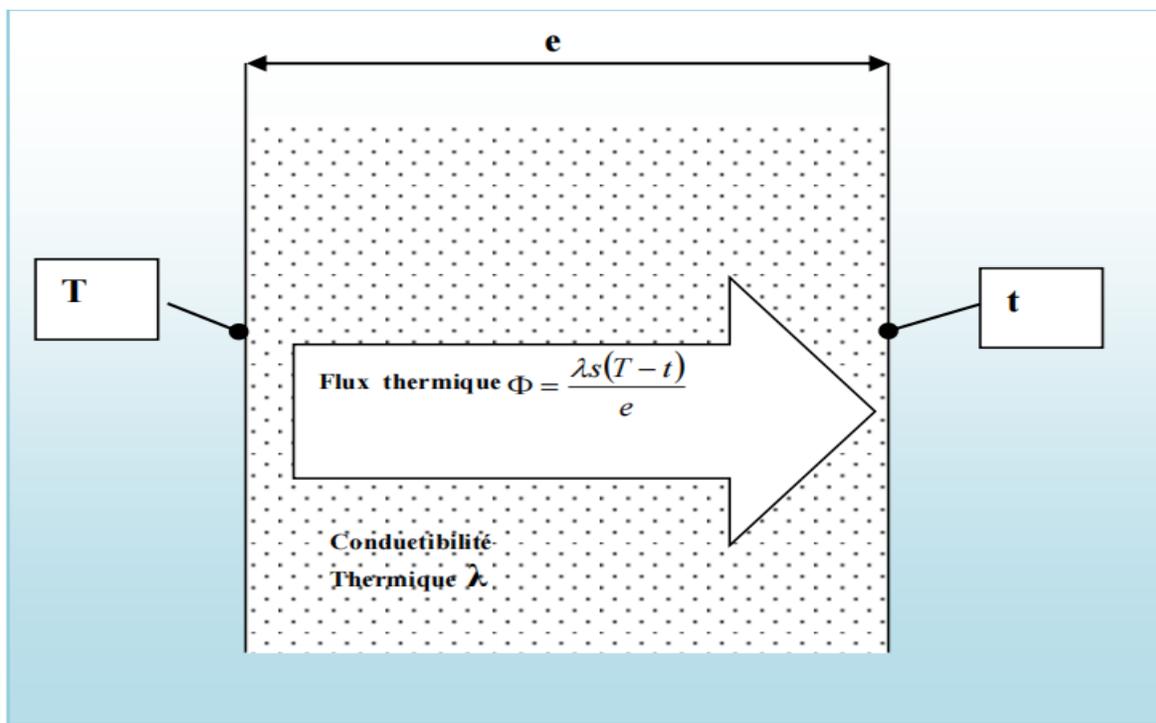


Figure II. 1 : Transfert thermique par conduction

- **La conductivité thermique (λ) :**

La conductivité thermique dépend de la température, du point considéré, de la phase du matériau (solide, liquide, gaz) et de la pression des gaz. Dans un milieu homogène, la conductivité thermique dépend principalement de la température. [6]

II.1.3. Convection :

La convection thermique est le résultat du mouvement d'un fluide. Effectivement, la transmission de chaleur se produit grâce à l'interaction entre la conduction dans le fluide et le mouvement de ce fluide. Ainsi, la conduction joue un rôle essentiel dans la convection, mais le mouvement du fluide comporte des lois distinctes d'un phénomène de conduction sans déplacement de matière.

Le flux de chaleur transmise par convection est donné par la deuxième (2eme) loi de Newton :

$$\Phi = h \cdot S \cdot \Delta T \quad (2.5)$$

- Φ : flux de chaleur transportée.
- h : coefficient de convection.
- S : surface d'échange.
- ΔT : représente la chute de température entre la paroi et le fluide égale à la valeur absolue de la différence entre les températures du fluide et de la paroi du corps.

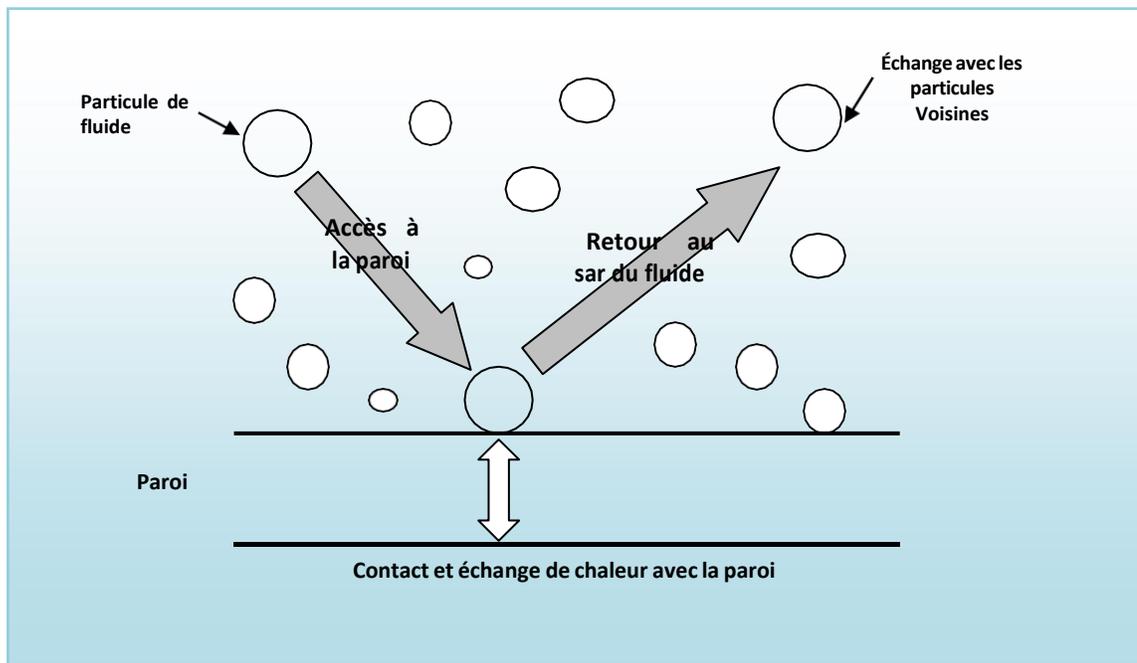


Figure II. 2 : Transfert thermique par convection.

On distingue deux types de L'échange thermique par convection :

- a) **Convection naturelle (Natural convection)** : on parle de convection naturelle ou convection libre lorsque le mouvement s'effectue sous l'influence de différences de densités dues à des différences de températures au sein du fluide.
- b) **Convection forcée (Forced convection)** : on parle de convection forcée lorsque le mouvement du fluide s'effectue grâce à l'action de forces externes (pompes, ventilateurs, agitateurs...).

II.1.4. Rayonnement :

Le rayonnement thermique est le troisième mode de transfert de chaleur. Contrairement à la conduction et la convection qui exigent un milieu matériel pour s'effectuer, le rayonnement thermique permet la propagation de l'énergie thermique dans le vide. On dit qu'un rayon lumineux est porteur d'énergie thermique lorsque sa longueur d'onde est comprise entre 0,1 μm et 100 μm . Ce spectre lumineux s'étend des micro-ondes aux ondes ultra violettes et englobe l'ensemble du spectre visible.

- **Loi de STEPHANE-BOLTZMAN :**

La relation de base de rayonnement thermique est celle de STEPHANE-BOLTZMAN et qui exprime que le flux d'énergie variant émis par une surface idéale appelé (corps noir) est proportionnel à l'air de cette surface et la puissance quatrième de la température absolue T de surface:

$$\Phi = s. \sigma. T^4 \quad (2.6)$$

- Φ : densité du flux de chaleur émise par le corps (w / m^2).
- δ : constante universelle appelée constante de STEPHANE-BOLLTZMAN et qui vaut $5,67 \cdot 10^{-8} (\text{W} / \text{m}^2 \cdot \text{k}^4)$.
- T : température du corps en (K).

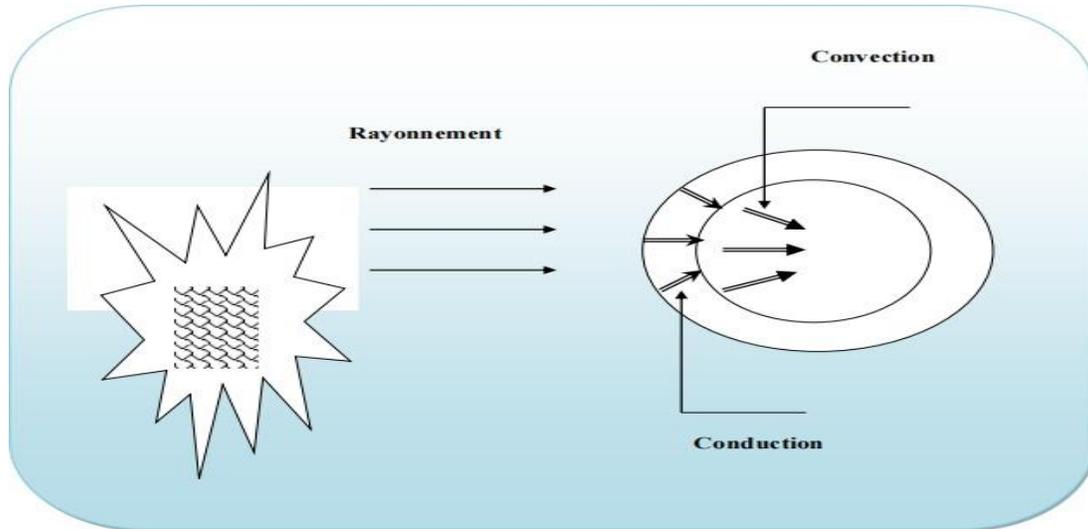


Figure II. 3 : Schéma représente les 3 modes de Transfer de chaleurs.

II.2 Généralités sur les échangeurs de chaleur :

II.2.1 Introduction :

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie. Une grande partie (90%) de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, que ce soit dans les procédés eux-mêmes ou dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés. Le choix d'un échangeur de chaleur pour une application donnée dépend de plusieurs paramètres : domaine de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité des fluides, maintenance et encombrement.

II.2.2 Définition d'un échangeur thermique :

Un échangeur thermique est un dispositif qui permet de transmettre de la chaleur entre deux ou plusieurs fluides. Ce dispositif chauffe un fluide de procédé et en refroidit fréquemment un autre sans modifier la phase de l'un et de l'autre.

Les échangeurs thermiques offrent la possibilité de transmettre de la chaleur entre deux liquides, deux gaz ou un gaz et un liquide. Si un transfert de chaleur est associé à un changement de phase, les échangeurs thermiques peuvent être utilisés pour évaporer ou condenser.

II.2.3 Applications :

Les échangeurs de chaleur dominent un large éventail d'applications allant des équipements domestiques aux centrales nucléaires.

- **Applications Domestiques :**
 - Réfrigérateurs.
 - Chauffage et la climatisation.
 - Chauffe-eau sanitaire.
- **Applications Industrielle**
 - Industries de production d'électricité : évaporateurs, condenseurs, régénérateurs.
 - Industries gazo-pétrolières : refroidissement et condensation du gaz ...
 - Industries agroalimentaires : pasteurisation, réfrigération/congélation ...
 - Industries automobiles : refroidissement du moteur.
 - Industries aérospatiales : refroidissement de la tuyère + vaporisation des ergoles.
 - Industries pharmaceutiques : procédés de fabrication et stockage des médicaments....

On trouve aussi les échangeurs de chaleur dans les systèmes de conversion d'énergie via des sources renouvelables, notamment pour les centrales géothermiques et les installations solaires thermiques et thermodynamiques.

II.2.4. Classification des échangeurs de chaleur

Les échangeurs de chaleur sont classés selon différents critères de sélection.

II.2.4.1. Classification par sens d'écoulement

1. Les échangeurs à co-courant :

Le sens d'écoulement des deux fluides est parallèle et dans la même direction. La particularité de ces échangeurs est l'existence d'une température théorique limitante comprise entre les deux températures d'entrée des deux fluides.

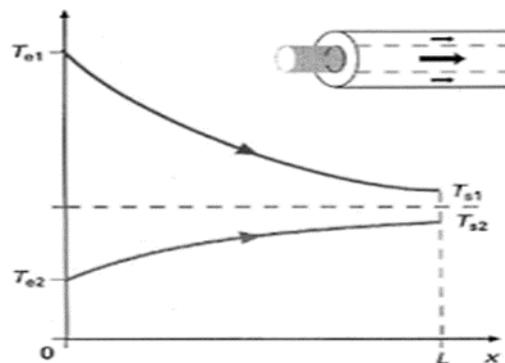


Figure II. 4 : Évolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire co-courants

2. Les échangeurs à contre-courant

Comme pour les échangeurs de chaleur à co-courant, les échangeurs à contre-courant ont deux écoulements parallèles mais à sens contraire. Cette différence leur permet de dépasser la température limitante en la repoussant aux températures d'entrée des deux fluides qui est cette fois une limite théorique en transfert de chaleur.

Cette particularité les rend plus performants et plus pratiques que les échangeurs de chaleur à Co-courant.

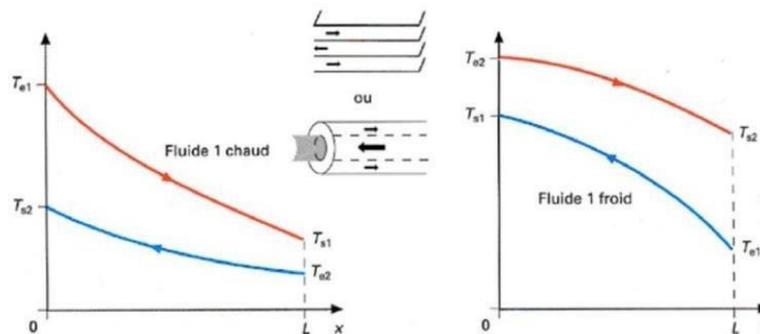


Figure II. 5 : Évolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire ou à plaque à Contre-courant. [6]

3. Les échangeurs à courants croisés

Contrairement aux échangeurs de type co-courant et contre-courant où les fluides ont un écoulement parallèle, les échangeurs à courants croisés ont deux écoulements perpendiculaires l'un à l'autre.

Il existe deux classes d'échangeurs à courants croisés :

- L'un des fluides n'est pas brassé tandis que l'autre l'est.
- Les deux fluides ne sont pas brassés.

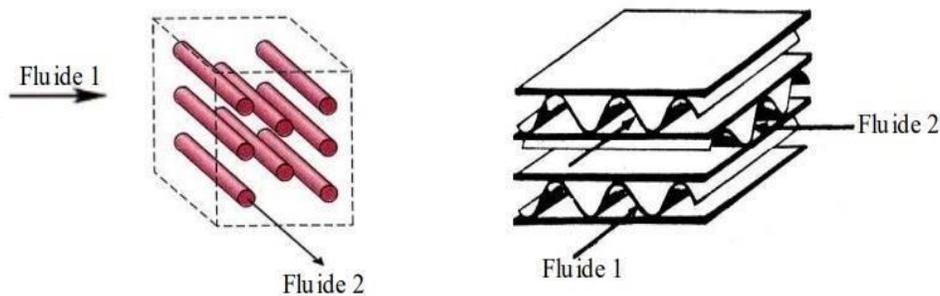


Figure II. 6 : Exemples d'échangeurs à courants croisés.[6]

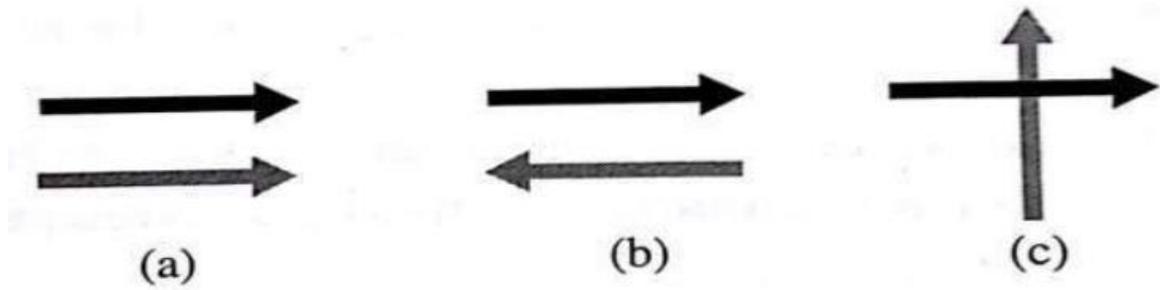


Figure II. 7 : Configuration d'écoulements des échangeurs de chaleur.

II.2.4.2 Classification par état d'échange

Le choix d'un échangeur de chaleur est d'abord défini par l'état physique des matières entre lesquelles se produit l'échange souhaité.

Échangeurs Liquide/Liquide : Lorsque l'échange de chaleur se produit entre deux liquides.

Échangeurs Liquide/gaz : Ces échangeurs de chaleur sont principalement présents dans les radiateurs pour des applications domestiques ou industriels ou l'échange de chaleur se produit entre l'eau à l'intérieur du radiateur et l'air.

Échangeurs gaz/gaz : Lors d'échange entre deux gaz (air généralement). L'entreprise Barriquand [6] en propose des modèles en vente :

- **Fumée – air** : récupérer les fumées de chaudière pour préchauffer l'air comburant et donc améliorer le rendement de la chaudière
- **Air propre – air vicié** : chauffer l'air propre à injecter à partir de l'air vicié rejeté (cabine de peinture, par exemple)
- **Air humide – air sec** : réchauffer le débit d'air sécheur à partir du débit d'air séchant

Échangeurs Liquide/solide : Lorsque l'échange de chaleur se produit entre un liquide et un solide, on retrouve cette classe d'échange pour le refroidissement des composantes électroniques avec un circuit de liquide caloporteur ou encore pour les applications de chauffage d'eau par source d'énergie géothermique.

Échangeurs Gaz/solide : On retrouve ce type d'échangeur principalement pour le refroidissement d'une ailette avec de l'air comme par exemple lors du refroidissement du processeur d'un ordinateur.

Échangeurs avec changement de phase : Conçus pour la liquéfaction d'un gaz ou l'évaporation d'un liquide, ces échangeurs sont présents dans toutes les installations cryogéniques, frigorifiques, de puissances à turbine à vapeur.

II.2.4.3 Classification par type :

1) LES ÉCHANGEURS À PLAQUES

Un échangeur à plaques est constitué d'un ensemble de plaques métalliques embouties au travers desquelles s'effectue le transfert de chaleur entre deux fluides.

- **Les plaques sont serrées** entre un bâti fixe et un bâti mobile. Elles sont positionnées et guidées par 2 barres support inférieure et supérieure.
- **Les bâtis maintiennent** les plaques serrées au moyen de tirants. Les deux barres guides sont-elles même supportées par un pied support.
- **Un joint par plaque** assure l'étanchéité de l'échangeur ainsi que la répartition des fluides dans les canaux formés par deux plaques.

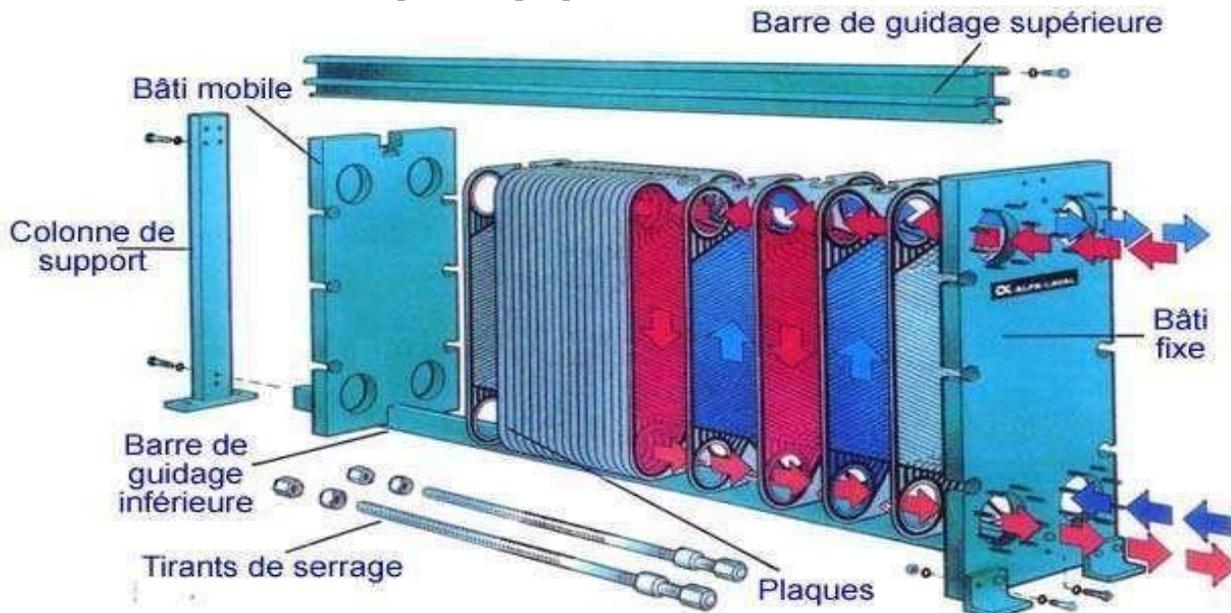


Figure II. 8 : Composition d'un échangeur à plaques.

Détail de plaques d'un échangeur à plaques :

- Grande compacité $300 \text{ m}^2/\text{m}^3$
- Surface jusqu'à 1500 m^2 en un seul appareil
- Pressions maximales de 21 bars
- Températures maximales de 180°C
- Pour des débits jusqu'à $2500 \text{ m}^3/\text{H}$

2) Les échangeurs tubulaires :

Les échangeurs qui utilisent les tubes comme composant principal de la paroi d'échange sont les plus courants, tant sur le plan historique qu'économique. Trois catégories peuvent être identifiées en fonction du nombre de tubes et de leur disposition, toujours conçus pour obtenir la meilleure efficacité possible pour une utilisation spécifique.

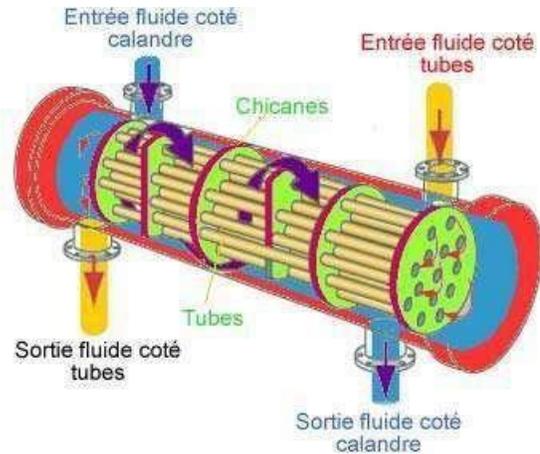


Figure II. 9 : Principe de l'échangeur tubulaire

II.2.5 Echangeur à tube et calandre au à faisceaux tubulaires :

Ce sont les plus utilisés et les plus fréquents en industrie du fait de la simplicité de leur conception et maintenance.

Ces échangeurs sont comme leur nom l'indique constitués d'un faisceau de tubes à l'intérieur desquels circule le premier fluide et d'une calandre qui englobe les tubes dans laquelle circule le second fluide.

Initialement à des températures différentes, les deux fluides connectent la chaleur avec la paroi des tubes qui est en contact avec eux (paroi externe des tubes/fluide côté calandre ; paroi interne des tubes/fluide côté tubes). Et ces parois conduisent cette chaleur entre elles (de la plus chaude vers la plus froide).

Les principales modifications célèbres et effectuées pour améliorer l'efficacité des échangeurs de chaleur à faisceaux tubulaires sont :

▪ **Faisceau tubulaire**

C'est un groupe de tubes qui constitue un faisceau tubulaire, l'épaisseur des tubes et la perforation des trous de la plaque tubulaire sont normalisées ; il est basé sur la disposition de pas carré ou de pas triangulaire. Le pas est la distance entre deux centres de tubes adjacents. Le pas triangulaire peut placer environ 10 % plus de tubes que le pas carré, la disposition des tubes triangulaire Ils ne peuvent pas être nettoyés de l'extérieur. Pour ces appareils, il est nécessaire de recourir au nettoyage chimique.

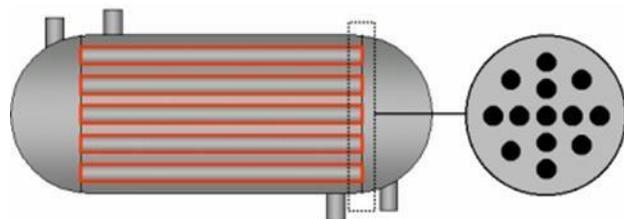


Figure II. 10 : Faisceau tubulaire

- **Calandre**

Il s'agit de l'enveloppe métallique entourant le faisceau de tubes. L'acier au carbone est le matériau le plus couramment utilisé pour fabriquer des calandres. Des brides sont soudées à chaque extrémité qui portera le couvercle et le boîtier de distribution. Les tuyaux d'entrée et de sortie sont soudés avec des plaques de renfort en fonction de la pression de travail. Enfin, la calandre pourra être équipée d'anneaux de levage et portera l'étiquette d'identification de l'appareil.

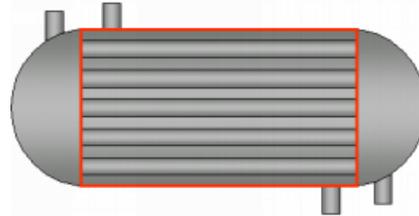


Figure II. 11 : La calandre.

- **Chicane**

Les chicanes transversales sont généralement constituées d'un disque de diamètre légèrement inférieur au diamètre de la calandre et comportent une section libre dont la surface représente 20 à 45 % de la section totale. Le but de ces chicanes est d'allonger le chemin de circulation du fluide à l'intérieur de la calandre, améliorant ainsi le transfert de chaleur. Pour les échangeurs de chaleur horizontaux, il y a une encoche dans la partie inférieure de la plaque déflectrice pour faciliter la vidange et le nettoyage, et elle est rapidement bloquée lorsque la partie inférieure est stagnante. Les chicanes transversales assurent la rigidité des faisceaux tubulaires, elles sont fixées aux plaques tubulaires au moyen de tirants et d'entretoises à la place des tubes. Les déflecteurs longitudinaux sont

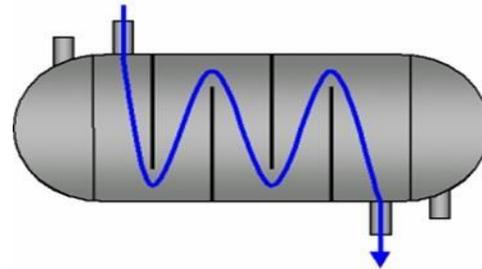


Figure II. 12 : Chicane de la calandre

Généralement constitués de simples plaques minces insérées au milieu des poutres, cette disposition oblige le fluide à faire des allers retours dans la calandre. [7]

- **Nombre de passes :**

Est le nombre de fois que le fluide traverse transversalement la calandre depuis l'intérieur des tubes, l'extérieur des tubes ou les deux à la fois.

1 passage en enveloppe

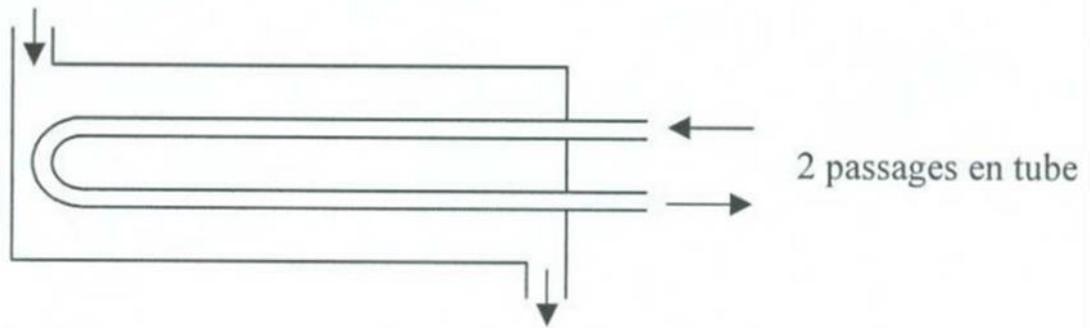


Figure II. 14 : Principe d'un échangeur tubulaire 1- 2.

2 passages en enveloppe

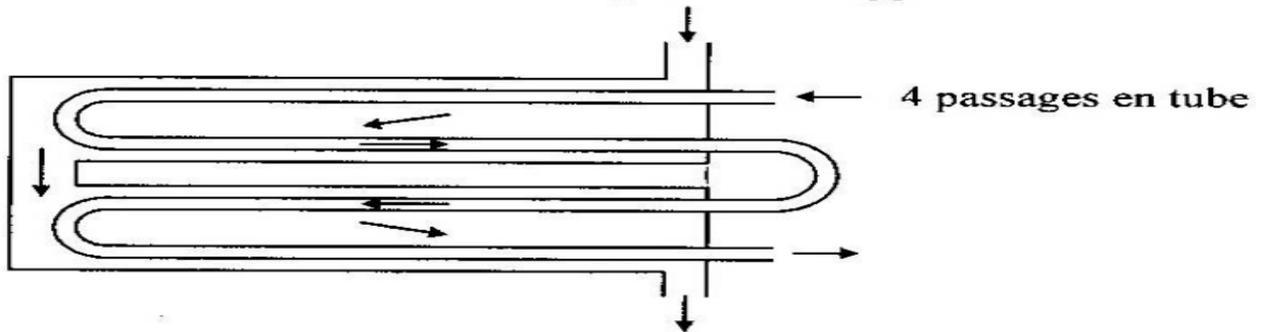


Figure II. 13 : Principe d'un échangeur 2 – 4.

▪ Schéma d'un échangeur tubes calandre :

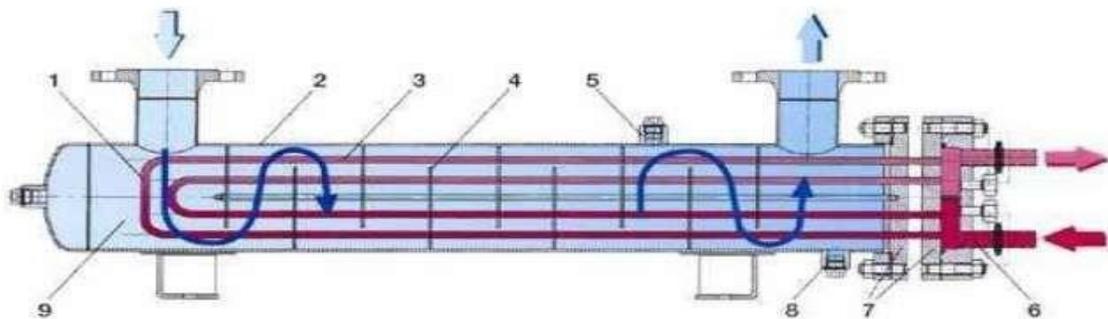


Figure II. 15 : Schéma typique d'un échangeur tubes calandre.

- 1. Faisceau tubulaire.
- 2. Enveloppe (calandre).
- 3. Intérieur tube.
- 4. Chicane.
- 5. Raccord évent.
- 6. Intérieur boîte à eau.

7. Plaque tubulaire.
8. Raccord vidange.
9. Intérieur enveloppe.

II.2.6 Echangeur de chaleur à tête flottante :

L'une des plaques tubulaires est fixe, bloquée entre les brides de la calandre et de la boîte de distribution. La seconde plaque, d'un diamètre inférieur, porte la boîte de retour et peut coulisser librement à l'intérieur du capot qui ferme la calandre.

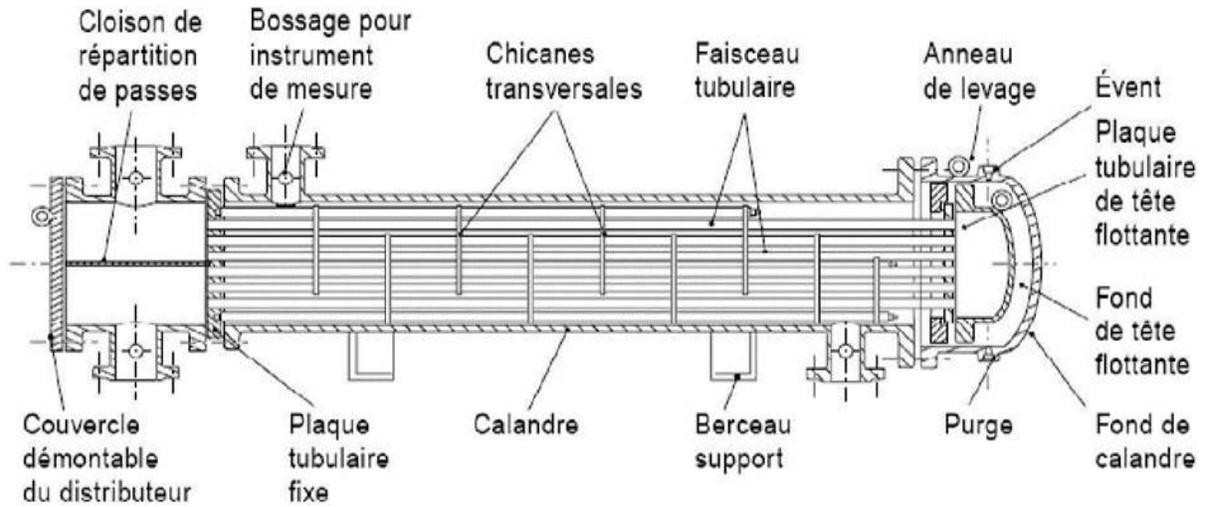


Figure II. 16 : Échangeur à tête flottante.

II.2.7 Echangeur à plaque tubulaires fixes :

Dans ce cas, les plaques tubulaires peuvent être directement soudées sur la calandre [7].

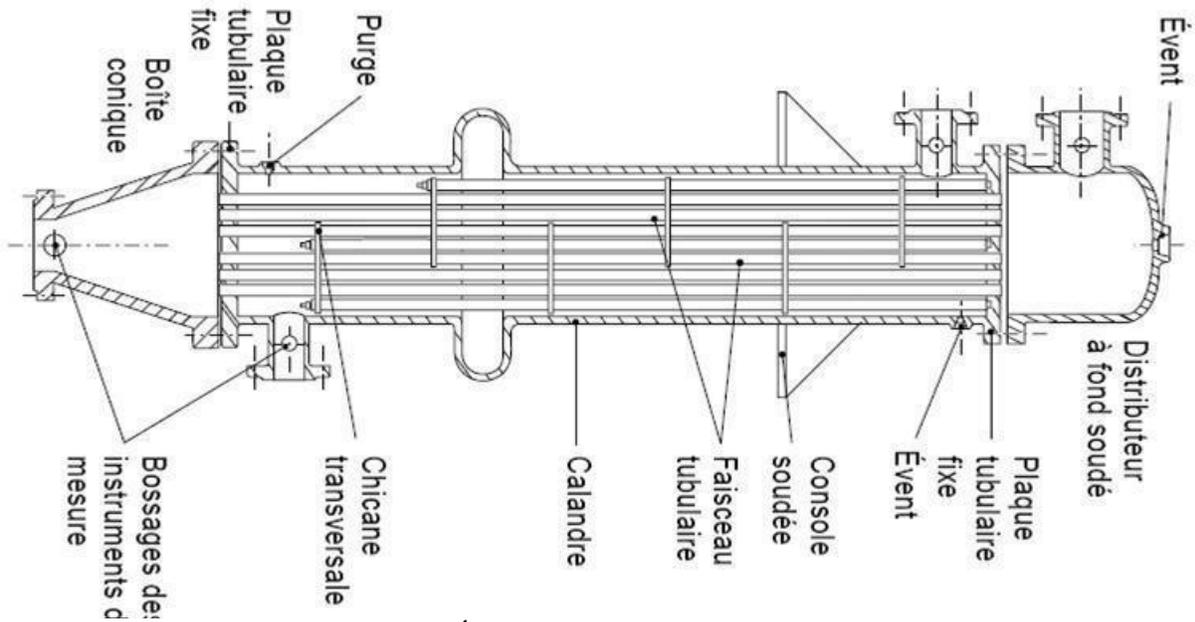


Figure II. 17 : Échangeur à plaque tubulaire fixe [7].

II.2.8 Echangeur à tubes en U :

Le faisceau est constitué de tubes coudés en forme d'épingle, il n'est donc porté que par une seule plaque tubulaire. Ce système permet la libre dilatation du faisceau. En revanche, le nettoyage des tubes est difficilement réalisable autrement que par voie chimique .[7]

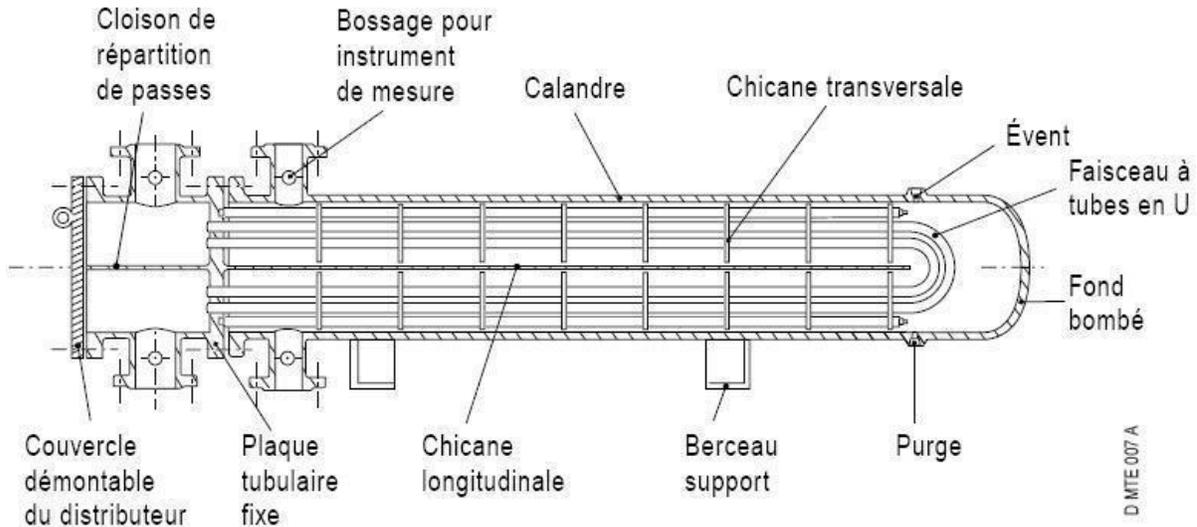


Figure II. 18 : Échangeur à tube en U [7].

II.3 Méthode numérique « méthode des éléments finis »

II.3.1 Définition :

Choisie par le logiciel ANSYS Workbench, est une méthode générale pour résoudre les problèmes industriels en construisant très efficacement des modèles de simulation. Elle est actuellement appliquée dans des domaines très divers pour résoudre des problèmes de mécanique des solides et/ou de mécanique des fluides, des problèmes thermiques, d'électricité, d'électromagnétisme etc. La réalisation du modèle éléments finis est obtenue par l'assemblage d'éléments. Cette opération est appelée discrétisation ou maillage du modèle mécanique de la structure à étudier. La qualité des résultats est très fortement conditionnée par le maillage adopté. C'est une des raisons pour lesquelles il n'est pas suffisant de disposer d'un programme pour produire des simulations convenables de la réalité. Les problèmes qui se posent peuvent être caractérisés comme bidimensionnels (dans le cas particulier de distributions planes de contraintes ou de déformations, de l'étude de solides de révolution, de la flexion des plaques ou des coques) ou plus généralement tridimensionnels (solide de forme quelconque). Dans tous ces cas, le nombre des jonctions entre un « élément fini » quelconque, supposé isoler par des frontières imaginaires, et les éléments qui l'entourent, est infini. Il est donc difficile à première vue de percevoir de quelle manière ce type de problème peut faire l'objet d'une discrétisation analogue. On peut surmonter cette difficulté (et obtenir ainsi l'approximation cherchée) de la manière suivante :

- A. Le milieu continu est divisé par des lignes ou des surfaces imaginaires en un certain nombre d'éléments fini « Maillage » ;
- B. Les éléments sont supposés reliés entre eux en un nombre fini de points nodaux situés sur leurs frontières. Les déplacements de ces points nodaux seront les inconnus de base du problème, exactement comme en simple calcul des structures discrètes ;
- C. On choisit une (ou des) fonctions permettant de définir de manière unique le champ des déplacements à l'intérieur de chaque « élément fini » en fonction des déplacements de ses nœuds :

$$Q = \sum N_i \cdot q_i e = [N_i, N_j \dots] \{q_i, q_j \dots\} e \quad (2.7)$$

- Expression dans laquelle les fonctions N sont appelées fonctions de formes et qe est un vecteur formé de l'ensemble des déplacements nodaux de l'élément considéré
- D. Ces fonctions de déplacement définissent maintenant sans ambiguïté l'état des déformations à l'intérieur d'un élément en fonction des déplacements nodaux. Ces déformations, jointes à d'éventuelles déformations initiales, et compte tenu des propriétés élastiques du matériau, définissent l'état des contraintes en tout point de l'élément et, par voie de conséquence, également sur ses frontières ;

L'expression de déformation écrite en notation matricielle sous la forme :

$$\{s\} = [B]\{q\} \quad (2.8)$$

[B] : Matrice des dérivées partielles des coefficients de pondération

Si on suppose le comportement élastique le plus général, la relation entre contraintes et déformations est linéaire et peut être mise sous la forme :

$$\{\sigma\} = [D]\{s\} \quad (2.9)$$

Dans laquelle [D] est une matrice d'élasticité où entrent les propriétés des matériaux.

On détermine un système de forces concentrées aux nœuds qui équilibre les contraintes s'exerçant aux frontières et d'éventuelles forces réparties : Si on spécifie un comportement linéaire qui se traduit par la loi précédente, on peut alors écrire :

$$\{\sigma\} = [D]\{s\} \quad (2.10)$$

[K] est la matrice de rigidité. [8]

II.3.2 Analyse par éléments finis :

L'analyse par éléments finis est une représentation mathématique d'un système physique comprenant une pièce/un assemblage (modèle), les propriétés des matériaux et les conditions aux limites applicables {communément appelés prétraitement}, la solution de cette représentation mathématique {solution} et l'étude des résultats de cette solution {posttraitement}. Les formes simples et les problèmes simples peuvent être, et sont souvent, réalisés à la main. La plupart des pièces et des assemblages du monde réel sont beaucoup trop complexes pour être réalisés avec précision, et encore moins rapidement, sans l'utilisation d'un ordinateur et d'un logiciel d'analyse approprié.

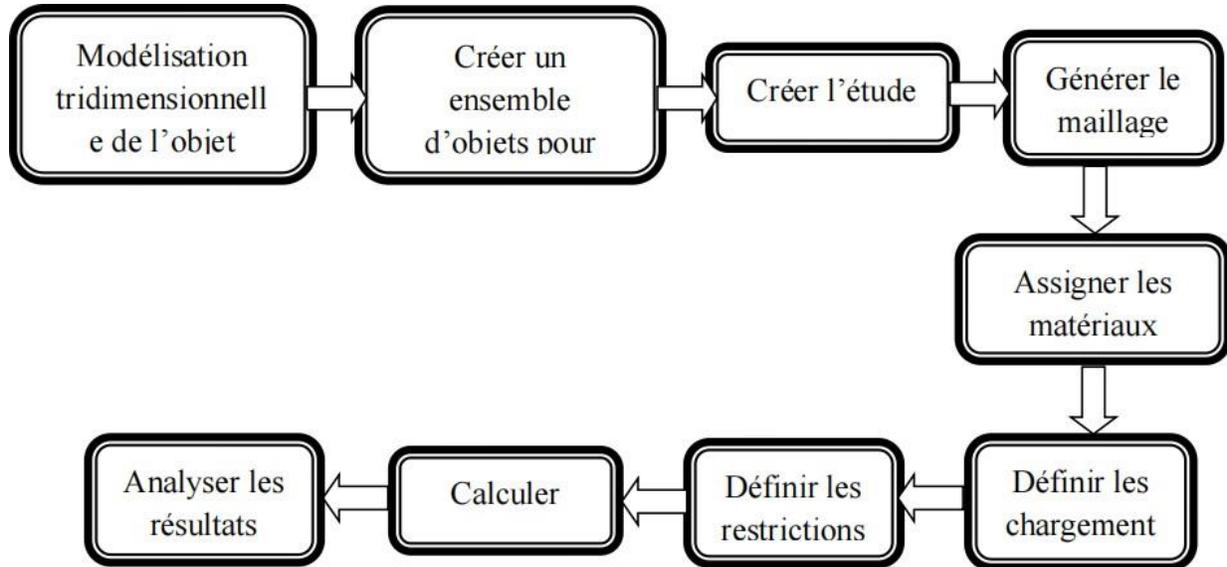


Figure II. 19: Les étapes de l'analyse par éléments finis [9]

II.3.2.1 Pré-traitement :

Le logiciel d'analyse par éléments finis utilise une représentation CAO du modèle physique et le divise en éléments finis, semblables à des pièces d'un puzzle en 3D. Ce processus est appelé "maillage" et vise à obtenir une représentation mathématique précise du modèle physique. Chaque élément relie des nœuds à l'aide d'équations basées sur la rigidité entre ces nœuds. Le choix de l'élément dépend du problème à résoudre. Chaque élément est bien compris individuellement. En combinant les comportements de tous les éléments à l'aide d'équations simultanées, on peut prédire le comportement de formes qui ne peuvent pas être analysées avec des calculs basés sur des formules "en forme fermée" traditionnelles utilisées dans l'ingénierie classique.

II.3.2.2 Les éléments utilisés par ANSYS :

Les programmes modernes d'analyse par éléments finis, tels que ANSYS Workbench Simulation, utilisent une variété d'éléments sélectionnés pour leur polyvalence, leur robustesse et leur convivialité. Par défaut, Workbench Simulation utilise des éléments tétraédriques d'ordre supérieur (SOLID 187) pour les modèles solides et des éléments brique d'ordre supérieur (SOLID 186) pour les géométries balayables. Pour les modèles à surface fermée, des éléments de coque quadri-dominés (SHELL 181) sont utilisés, offrant une précision et une efficacité équilibrées tout en s'adaptant aux algorithmes de maillage automatique de Workbench Simulation. Pour les interactions entre les pièces dans les assemblages, des éléments de contact surface à surface (CONTACT 170/174) haut de gamme sont utilisés. Les modèles comprenant des éléments mixtes poutre/coque ou des caractéristiques de soudage par points utilisent des éléments de poutre (BEAM 188). ANSYS Workbench Simulation applique automatiquement ces différents types d'éléments en fonction de la géométrie et des caractéristiques du modèle.

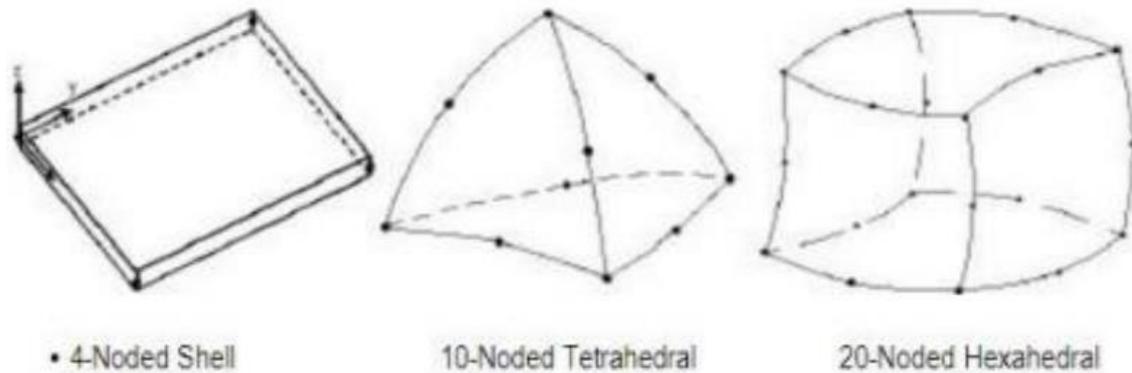


Figure II. 20 : Les types des éléments utilisés par le logiciel ANSYS [9]

II.3.2.3 Post-traitement :

La sortie d'un solveur est généralement une quantité très importante de données brutes. Cette quantité de données brutes serait normalement difficile et fastidieuse à interpréter sans le tri des données et la représentation graphique que l'on appelle le post-traitement. Le post-traitement est utilisé pour créer des représentations graphiques qui montrent la distribution des contraintes, des déformations, des températures et d'autres aspects du modèle. L'interprétation de ces résultats post-traités est la clé de l'identification des zones potentiellement préoccupantes (zones faibles d'un modèle), des zones de gaspillage de matériaux (zones du modèle supportant peu ou pas de charge), ou des informations précieuses sur d'autres caractéristiques de performance du modèle (thermiques, modales) qui ne seraient pas connues avant la construction et l'essai d'un modèle physique.

La phase de post-traitement de l'analyse par éléments finis est celle où la réflexion la plus critique doit avoir lieu, où l'utilisateur examine les résultats (les chiffres par rapport aux contours en couleur, les mouvements, etc.) et compare les résultats avec ce à quoi on pourrait s'attendre. On n'insistera jamais assez sur le fait que c'est à l'utilisateur de déterminer si les résultats ont un sens, d'être capable d'expliquer les résultats en se basant sur le "bon sens" de l'ingénierie. Si les résultats sont différents de ceux escomptés, il faut chercher jusqu'à ce qu'une explication soit trouvée avant de pouvoir faire entièrement confiance aux résultats.

L'utilisateur peut visualiser et interroger un ensemble de résultats sélectionnés. Les résultats sont les suivants : contraintes fondamentales, déformation thermique, optimisation de la forme et fatigue. L'interrogation comporte plusieurs options :

- **Scoping**: Isoler des pièces d'un assemblage ou des faces d'une pièce et afficher les résultats uniquement sur ces zones.
- **Slicing** : Dessiner un plan de coupe à travers n'importe quelle figure de résultats, puis faire pivoter le modèle pour que la coupe soit visible. Plusieurs tranches à travers une même figure sont autorisées, tout comme la possibilité de faire glisser une tranche à travers la pièce.

- **Probe** : Affichez dynamiquement les résultats à la pointe du curseur. Le bouton gauche de la souris permet d'afficher les "étiquettes de sonde" des résultats sur le mode. [9]

II.4 Présentation des logiciels de simulation :

II.4.1 Le logiciel ANSYS :

ANSYS est une suite logicielle qui permet aux ingénieurs et aux chercheurs de modéliser, de simuler et d'analyser le comportement de systèmes physiques dans divers domaines tels que la mécanique, la dynamique des fluides, l'électromagnétisme, l'acoustique et bien d'autres.

ANSYS offre de puissantes fonctionnalités permettant de résoudre des problèmes complexes à l'aide de méthodes de calcul et de modélisation numériques. Il est fréquemment utilisé dans l'industrie pour la conception et l'optimisation de produits, ainsi que pour la recherche et le développement dans divers domaines de l'ingénierie. [10]

II.4.1.1 utilisations d'ANSYS :

ANSYS est utilisé dans une grande variété d'applications et des secteurs :

- **Ingénierie des systèmes mécaniques** : ANSYS permet de simuler des phénomènes mécaniques, notamment d'évaluer les fractures, la fatigue, les vibrations, les contraintes et les déformations. Les objets mécaniques tels que les voitures, les avions, les bâtiments et les équipements industriels l'utilisent tous dans leurs processus de conception et d'optimisation.
- **Dynamique des fluides** : Les outils de simulation d'ANSYS pour la dynamique des fluides permettent d'analyser l'écoulement des fluides, la combustion, la convection thermique, les turbomachines, la ventilation, etc. La conception de systèmes de refroidissement, de conduites d'eau, d'aérostructures, de moteurs, etc. peut en bénéficier.
- **La modélisation et l'analyse des phénomènes électromagnétiques** : tels que la propagation des ondes électromagnétiques, la compatibilité électromagnétique (CEM), la conception d'antennes, la magnétostatique, etc. sont réalisées à l'aide d'ANSYS. Les domaines des télécommunications, de l'électronique et de l'électromobilité peuvent tous en bénéficier.
- La propagation du son, les vibrations acoustiques, l'isolation acoustique: sont tous simulés et examinés par ANSYS. Il est utilisé pour créer des environnements et des produits acoustiques, notamment dans les domaines du transport, de la construction et de l'ameublement.
- **Génie civil** : analyser et créer des constructions civiles telles que des ponts, des barrages, des tunnels, des gratte-ciels, etc. Pour garantir la sécurité et l'efficacité des structures, il est utilisé pour modéliser les charges, les contraintes, les déformations et la stabilité des structures.

Ces exemples d'utilisation ne couvrent qu'un petit pourcentage des applications d'ANSYS ; le programme est également utilisé dans un large éventail d'autres secteurs, notamment l'énergie, l'aérospatiale, l'automobile, l'électronique, la biomécanique et bien d'autres encore. Il est apprécié pour son adaptabilité ainsi que pour ses capacités de modélisation et de simulation sophistiquées.[10]

II.4.1.2 ANSYS Workbench :

ANSYS Workbench est une plateforme de gestion de projet intégrée et d'analyse de simulation développée par ANSYS. Il possède une interface graphique simple qui permet aux utilisateurs de développer, de configurer, d'exécuter et d'analyser des modèles de simulation complexes.

ANSYS Workbench intègre une variété de technologies analytiques, de pré- et posttraitement, y compris ANSYS Mechanical, ANSYS Fluent, ANSYS Static Structural, ANSYS CFX et ANSYS HFSS. Les utilisateurs ont ainsi accès à un ensemble varié de capacités de simulation dans un environnement de travail unique.

Les utilisateurs peuvent rapidement gérer et organiser leurs simulations à l'aide des outils de gestion de projet de Workbench, qui permettent de créer des projets, de stocker et d'organiser les fichiers de simulation, de gérer les configurations des modèles et d'effectuer des analyses paramétriques. [10]

II.5 Conclusion :

Ce chapitre a permis d'établir les fondements théoriques essentiels à la compréhension des phénomènes de transfert thermique et du fonctionnement des échangeurs de chaleur.

Après avoir introduit les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection et rayonnement) et leurs équations caractéristiques, une attention particulière a été portée sur les échangeurs de chaleur. Leur définition, leurs applications industrielles variées et les différentes classifications possibles ont été détaillées, soulignant leur importance cruciale dans de nombreux procédés industriels.

Enfin, le logiciel de simulation ANSYS Fluent, outil puissant pour la modélisation et l'analyse des écoulements fluides et du transfert thermique, a été présenté. Sa capacité à simuler des phénomènes complexes en jeu dans les échangeurs de chaleur en fait un outil précieux pour l'optimisation de leur conception et de leurs performances.

Chapitre III

Description de l'échangeur de chaleur H100C

III.1 Description de l'échangeur de chaleur H100C :

III.1.1 Introduction :

L'échangeur de chaleur H100C est un modèle miniature monté sur un panneau. Il utilise un réservoir de chauffe-eau électrique et une pompe pour fournir de l'eau chaude à un débit contrôlé, tandis que l'eau froide est fournie à partir du réseau. Le système est équipé de thermocouples pour mesurer les températures d'entrée et de sortie de l'eau chaude et froide, permettant ainsi des calculs précis de transfert de chaleur.

III.1.2 Présentation général de L'échangeur de chaleur H100C :

A partir de la figure (3.1) Nous donnons un aperçu de L'échangeur de chaleur Hilton H100C.

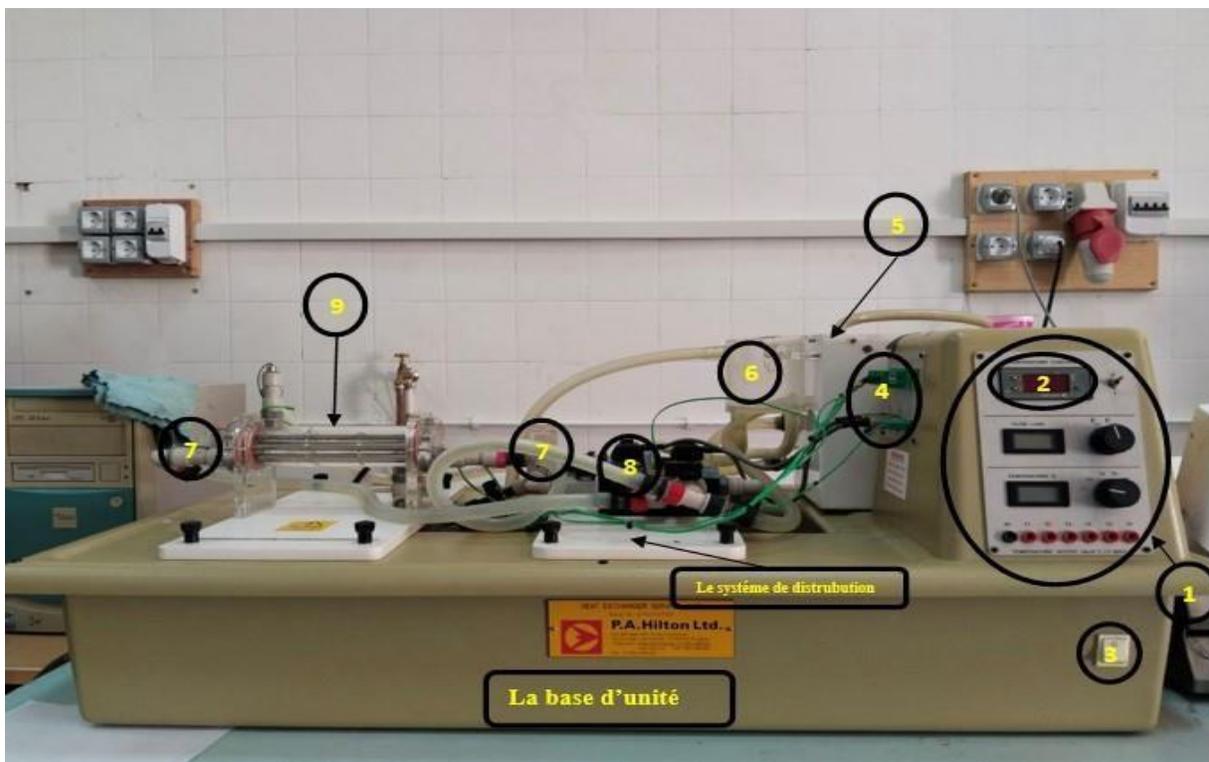


Figure III. 1 : présentation de l'échangeur de chaleur H100C.

- 1- le système d'affichage et de contrôle.
- 2- le panel de contrôle.
- 3- le switcher principal.
- 4- les plages de connexion des captures.
- 5- le système de pompage.
- 6- le réservoir à eau chaude.
- 7- les thermocouples.
- 8- la vanne de fermeture.
- 9- échangeur a calandre.

III.1.2.1 Système de distribution :

Ce système est composé un ensemble de conduites flexibles qui assure la circulation des deux fluides comme les figures (3.2) présente :

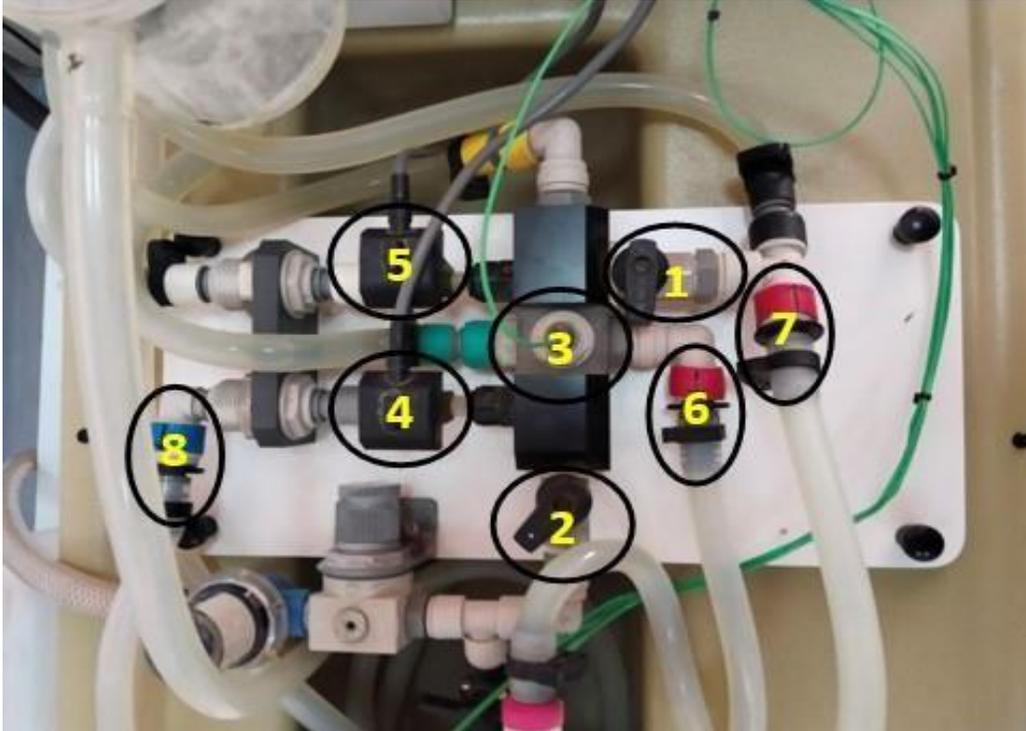


Figure III. 2 : Système de distribution des caloporteurs.

- 1-vanne de réglage de débit pour le fluide chaud.
- 2-vanne de réglage de débit pour le fluide froid.
- 3-thermocouple de fluide chaud.
- 4-diaphragme de mesure de débit pour le fluide froid.
- 5- diaphragme de mesure de débit pour le fluide chaud.
- 6-sortie fluide chaud.
- 7-entrée fluide chaud.
- 8-sortie fluide froid.

III.1.2.2 Système de contrôle et d'affichage :

Il est composé de cinq (5) thermocouples situés à l'entrée et la sortie des deux côtés tubes et calendre ainsi qu'au niveau de la sortie de la pompe (3, Fig. 3.1) pour mesurer, puis contrôler la température d'eau chaude au moyen des boutons (1 et 2, Fig. 3.3) dans le panel de contrôle ce système comporte aussi deux diaphragmes (4 et 5, fig. 3.1) à l'entrée du système de circulation des deux fluides pour mesurer leurs débits (afficheur 4, fig. 3.3) et les contrôler par la suite à l'aide de deux vannes montées en parallèle avec les diaphragmes (1 et 2, fig. 3.2).



Figure III. 3 : Panel de contrôle.

- 1-le système d'affichage et de réglage de la température de l'eau chaude.
- 2-Les boutons de contrôle de la température de l'eau chaude.
- 3-Le switcher de commande du système de chauffage et de pompage de l'eau chaude.
- 4-Afficheur des débits des deux fluides.
- 5-Moniteur de balance entre les débits des deux fluides.
- 6-afficheur des différentes températures mesurées.
- 7-moniteur de balance entre les températures mesurées.
- 8-des fiches de sortie analogiques.

III.1.2.3 Système de chauffage et pompage :

Ce système est composé de deux éléments plus importants, Pompe électrique pour assurer la circulation d'eau chaude dans le tube interne, et une Résistance électrique pour chauffer le fluide chauffant à une température déterminée.

III.1.2.4 L'unité d'échangeur de chaleur a calandre de banc d'essais :

➤ Configuration de l'échangeur :

L'échangeur de chaleur est constitué d'une calandre en verre borosilicaté transparent (type Pyrex) avec deux plaques d'extrémité permettant le passage d'un faisceau de sept tubes en acier inoxydable. Ces tubes peuvent être retirés pour nettoyage grâce aux joints toriques situés dans les plaques d'extrémité.

Deux chicanes internes favorisent la turbulence et augmentent la vitesse du fluide froid, améliorant ainsi le transfert de chaleur.

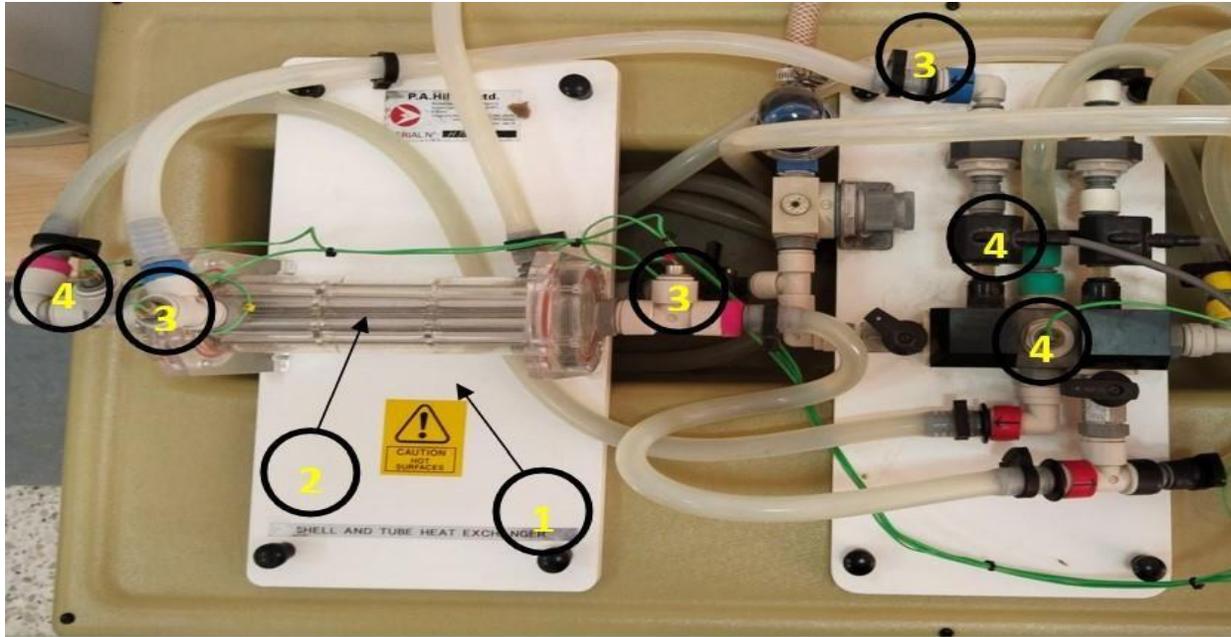


Figure III. 4 : vue de l'échangeur de chaleur à calandre.

➤ **Spécifications techniques :**

- Matériau des tubes : Acier inoxydable
- Diamètre extérieur des tubes : 6 mm
- Épaisseur des parois des tubes : 0,3 mm
- Nombre de tubes : 7
- Longueur effective du faisceau de tubes : 192 mm
- Surface de transfert de chaleur effective : 18 700 mm²
- Matériau de la calandre : Verre borosilicaté transparent
- Diamètre intérieur de la calandre : 48 mm
- Épaisseur des parois de la calandre : 3 mm
- Nombre de chicanes : 2

➤ **Fonctionnement :**

Circuit chaud : L'eau chaude provenant d'un réchauffeur/circulateur entre dans l'échangeur via un tuyau flexible en acier inoxydable et se répartit à travers les sept tubes. La température de l'eau chaude est mesurée à l'entrée et à la sortie de l'échangeur à l'aide de thermocouples.[11]

Circuit froid : L'eau froide de l'alimentation principale traverse la calandre en verre et absorbe la chaleur des tubes. Sa température est également mesurée à l'entrée et à la sortie.[11]

III.1.3 Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons présenté une vue de l'ensemble du banc d'essai de l'échangeur à calandre H100C qui est considéré comme un équipement à simple construction composé des différentes parties principales tels que les thermocouples, les tubes, les chicanes, les débitmètres. Dans ce qui suit, nous présenterons les expériences sur cet échangeur.

Chapitre IV

Méthodes de calcul des échangeurs de Chaleur

IV.1 Introduction :

Un échangeur de chaleur est un appareil conçu pour transférer la chaleur d'un fluide à un autre, utilisant des méthodes telles que la conduction, la convection et le rayonnement. Ces dispositifs sont essentiels dans les installations industrielles où ils améliorent considérablement l'efficacité. Pour optimiser leur performance, il est crucial d'établir des procédures adéquates pour le dimensionnement et le calcul de ces équipements. Ces calculs doivent intégrer une corrélation entre les aspects thermiques et hydrauliques. Les méthodes technico-économiques pour le dimensionnement et le calcul des échangeurs de chaleur sont exposées dans différents chapitres.

IV.2 Expression du flux de chaleur échangé :

Le flux (la puissance) de l'échangeur de chaleur est le flux de chaleur perdu par le fluide chaud lors de son passage dans l'échangeur de chaleur, ou le flux de chaleur absorbé par le fluide froid. Le flux échangé peut s'exprimer avec différentes relations :

$$\phi = \dot{m}_c \times C_{Pc} \times (T_{Ce} - T_{Cs}) = \dot{m}_f \times C_{Pf} \times (T_{Fs} - T_{Fe}) \quad (4.1)$$

Avec :

ϕ : flux de chaleur en (W).

\dot{m} : débit massique en (Kg/s).

C_p : Chaleur massique à pression constante en (J/Kg. K).

IV.3 Grandeurs thermiques :

Un certain nombre de grandeurs physiques doivent être définies. Pour bien expliquer le phénomène de transfert de chaleur d'un milieu à un autre. Pour une quantité de matière donnée, l'apport de la quantité de chaleur modifie sa température ou modifie l'état de sa matière. La température est une grandeur physique qui caractérise le niveau d'énergie de la matière.

1. La chaleur :

La chaleur est une forme d'énergie (énergie du mouvement des molécules) qui va d'un point chaud (température plus élevée) vers un point froid (température moins élevée) [12].

2. Surface de transfert thermique (A) :

la surface de transfert thermique est la surface totale à travers laquelle la chaleur est transférée du fluide chaud au fluide froid. Elle est directement proportionnelle à la quantité de chaleur à transférer et inversement proportionnelle à U et à ΔT_{lm} . A est exprimée en mètres carrés (m^2) [13].

3. Coefficient Global de Transfer de Chaleur (U)

Ce coefficient est un indicateur de l'efficacité avec laquelle la chaleur est transférée à travers la surface de l'échangeur. Il dépend de la conductivité du matériau des tubes, des coefficients de

transfert de chaleur par convection à l'intérieur et à l'extérieur des tubes, ainsi que de la résistance au transfert de chaleur due à l'encrassement. U s'exprime en $W/m^2 \cdot K$ [14].

4. Différence de Température Moyenne Logarithmique (ΔT_m) :

Cette grandeur est cruciale pour le design et l'analyse des échangeurs de chaleur. Elle est définie comme :

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (4.2)$$

ΔT_1 et ΔT_2 sont les différences de température aux deux extrémités de l'échangeur [15].

5. Efficacité de l'Échangeur :

L'efficacité de l'échangeur de chaleur est le rapport entre la quantité de chaleur effectivement transférée et la quantité de chaleur qui aurait pu être transférée dans des conditions idéales. Elle est une fonction de la configuration de l'échangeur, des propriétés des fluides et des conditions opérationnelles [16].

6. Nombre de Transfert Unité (NTU) :

Le NTU est une mesure de l'efficacité potentielle de l'échangeur de chaleur en termes de sa capacité à approcher l'équilibre thermique entre les fluides. Il est défini comme :

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{min}} \quad (4.3)$$

Où C_{min} est la capacité calorifique minimale parmi les deux fluides circulant dans l'échangeur [17]

IV.4 Grandeurs physiques :

1. La viscosité (μ) :

La viscosité d'un fluide a un impact sur la perte de charge et le coefficient de transfert de chaleur par convection. Elle est mesurée en pascal-seconde ($Pa \cdot s$) et influence la capacité du fluide à écouler et à transférer de la chaleur. [18]

2. La densité (ρ) :

La densité, mesurée en kg/m^3 , est cruciale pour déterminer la masse volumique des fluides, influençant la dynamique des fluides et les aspects de conception liés à la pression [18].

3. Capacité calorifique spécifique (C_p) :

Mesurée en $J/kg \cdot K$, la capacité calorifique spécifique est essentielle pour calculer la quantité de chaleur qu'un fluide peut stocker, affectant directement le transfert de chaleur et le dimensionnement de l'échangeur. [18]

4. Le débit :

Le débit, souvent noté Q , mesure la quantité de fluide (liquide ou gaz) qui passe à travers une section de conduite ou d'un autre élément par unité de temps. Il peut être mesuré en termes de volume (mètres cubes par seconde, m^3/s) ou de masse (kilogrammes par seconde, kg/s). Le débit

est crucial pour déterminer la capacité de l'échangeur de chaleur, ainsi que pour le calcul des pertes de charge et de l'efficacité du transfert de chaleur. [19]

5. Nombre de Prandtl (Pr) :

Le nombre de Prandtl est un nombre sans dimension qui caractérise le rapport entre la diffusion de quantité de mouvement (viscosité) et la diffusion thermique (conductivité thermique). Il est défini comme :

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu \cdot c_p}{\kappa} \quad (4.4)$$

Où ν est la viscosité cinématique, α la diffusivité thermique, μ la viscosité dynamique, c_p la capacité calorifique à pression constante, et κ la conductivité thermique. Le nombre de Prandtl est particulièrement important dans le calcul des transferts de chaleur en convection [20].

6. Nombre de Nusselt (Nu) :

Le nombre de Nusselt est également un nombre sans dimension utilisé dans le calcul du transfert de chaleur par convection. Il exprime le rapport de la convection thermique sur la conduction thermique à travers un fluide. Il est défini comme :

$$Nu = \frac{h \cdot L}{\kappa} \quad (4.5)$$

Où h est le coefficient de transfert de chaleur convectif, L une longueur caractéristique, et κ la conductivité thermique du fluide. Les valeurs de Nu aident à déterminer l'efficacité du transfert de chaleur dans différentes conditions de flux et de géométries [21].

• Corrélations de Nusselt :

La connaissance des nombres de Prandtl et de Reynolds nous permet de calculer le nombre de Nusselt. Ayant comme configuration un faisceau de tubes à pas carré, les corrélations permettant de calculer le nombre de Nusselt en fonction du régime d'écoulement s'écrivent d'une manière suivante (GRETH) :

➤ Par régime :

Pour : $1 < Re < 10^2$	—————→	$NU = 0,9 R_e^{0.4} P_r^{0.36}$
Pour : $10^2 < Re < 10^3$	—————→	$NU = 0.52 R_e^{0.5} P_r^{0.36}$
Pour : $10^3 < Re < 10^5$	—————→	$NU = 0.27 R_e^{0.63} P_r^{0.36}$
Pour : $Re < 2 \cdot 10^3$	—————→	$NU = 0.33 R_e^{0.8} P_r^{0.4}$

7. Nombre de Reynolds (Re) :

Le nombre de Reynolds est un nombre sans dimension utilisé pour prédire les régimes d'écoulement dans différents systèmes de flux. Il est défini comme :

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot L}{\mu} \quad (4.6)$$

Où ρ est la densité du fluide, v la vitesse moyenne du fluide, L une dimension caractéristique (comme le diamètre d'un tube), et μ la viscosité dynamique. Le nombre de Reynolds permet de déterminer si le flux est laminaire ou turbulent, ce qui est crucial pour le dimensionnement des échangeurs de chaleur et l'analyse de performance. [22]

- $Re < 1500$ Régime laminaire (Les filets fluides sont parallèles ; les échanges s'effectuent entre les couches qui sont d'origine moléculaire (conduction)).
- $Re > 1500$ Régime turbulent (L'écoulement est perturbé, le mouvement des particules fluides est aléatoire et tridimensionnel).

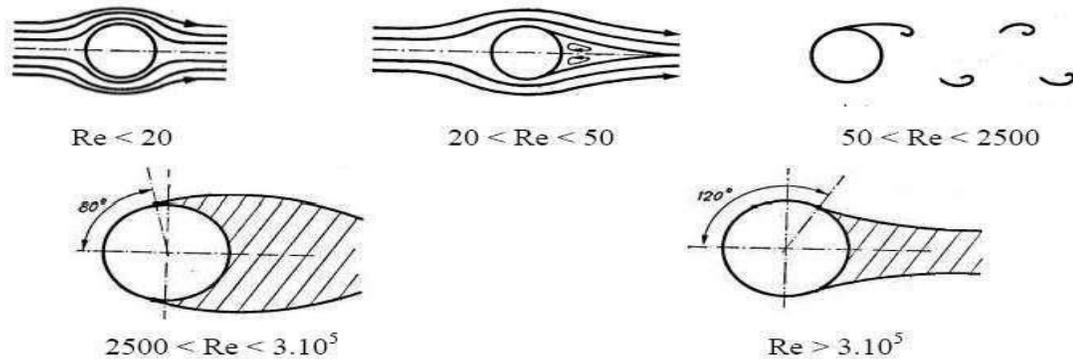


Figure IV. 1 : régimes d'écoulement.

- $Re < 20$: À très bas Re , l'écoulement autour du cylindre est laminaire et très organisé. Il n'y a pas de séparation du flux derrière le cylindre, résultant en un sillage symétrique et sans vortex.
- $20 < Re < 50$: Dans cette gamme, l'écoulement commence à montrer des signes de séparation et des petits vortex commencent à se former derrière le cylindre, mais ils sont encore assez stables et symétriques.
- $50 < Re < 2500$: À mesure que Re augmente, l'écoulement devient de plus en plus instable et les vortex derrière le cylindre commencent à osciller et à se détacher périodiquement, créant un sillage de vortex de von Kármán.
- $2500 < Re < 3.10^5$: Dans cette gamme, l'écoulement est clairement turbulent avec un sillage bien formé et des vortex qui se détachent de manière plus désordonnée et chaotique.
- $Re > 3.10^5$: À très haut Re , l'écoulement autour du cylindre est fortement turbulent, et la zone de séparation des flux s'élargit, ce qui résulte en un sillage turbulent large et des perturbations importantes.

IV.5 Étude d'un échangeur :

Dans l'étude d'un échangeur, on cherche toujours à obtenir une puissance d'échange, avec le plus faible surface d'échange et le moins de pertes de charge possible, autrement dit meilleur

coût d'investissement et d'exploitation. Des contraintes d'encombrement, de poids, de corrosion, de Normalisation, interviennent, ce qui fait que les paramètres dont on dispose sont généralement bien plus nombreux que les équations, certains impératifs étant de nature essentiellement technologique ou économique. L'étude complète d'un échangeur fait donc appel à différentes disciplines (thermique, mécanique des fluides, technologie, etc....).

Dans notre cas, nous n'avons abordé que l'aspect thermique, autrement dit l'évaluation des Performances thermiques des échangeurs de chaleur.

IV.5.1 Coefficient global de transfert de chaleur :

Le Coefficient de transfert de chaleur représente la force avec laquelle la puissance est transmise entre la paroi et le fluide, ce coefficient peut être petit ce que signifie que la chaleur est transmise d'une façon non performante. De même, ce coefficient peut prendre des valeurs importantes ce qui conduit à un transfert très efficace.

Ce coefficient est directement affecté par les propriétés physiques des fluides [23] [24].

$$\phi = h. s. \Delta T_{LM} \quad (4.7)$$

Les méthodes destinées pour le dimensionnement et le calcul des échangeurs sont analytiques ou numériques.

IV.5.2 Méthodes analytiques :

Il existe deux méthodes de calcul :

- Méthode de la différence de température logarithmique moyenne, appelée méthode DTLM.
- Méthode du nombre d'unités de transfert, dite méthode NUT, également utilisée en génie Chimique pour le transfert de masse [23].

1. Méthode ΔT_{LM} (Différence de Température Logarithmique Moyenne) :

$$\phi = h. s. \Delta T_{LM} \quad (4.7)$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (4.2)$$

Pour un échangeur Co-courant ΔT_{LM} le est sous la forme :

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{Ce} - T_{fe}) - (T_{Cs} - T_{fs})}{\ln\left(\frac{T_{Ce} - T_{fe}}{T_{Cs} - T_{fs}}\right)} \quad (4.8)$$

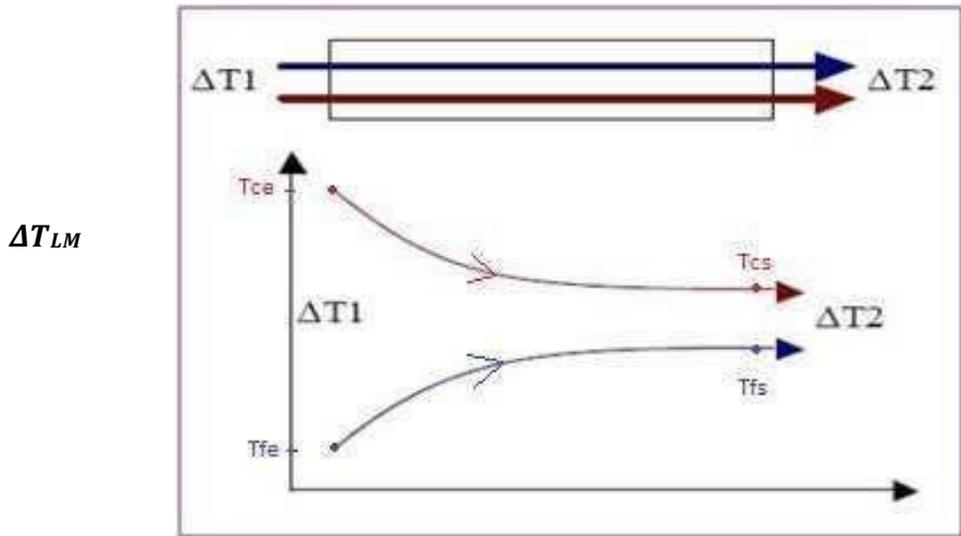


Figure IV. 2 : Distribution de température dans un échangeur Co-courant.

Pour un échangeur contre-courant ΔT_{LM} le est sous la forme :

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{Cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})}{\ln\left(\frac{T_{Cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}}\right)} \quad (4.9)$$

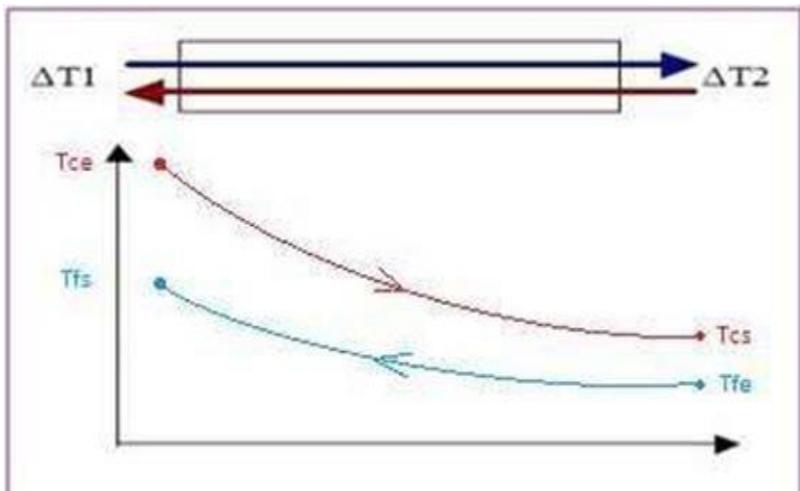


Figure IV. 3 : Distribution de température dans un échangeur contre-courant.

Efficacité d'un échangeur :

On définit l'efficacité d'un échangeur comme le rapport du flux de chaleur effectivement transféré dans l'échangeur au flux de chaleur maximal qui serait transféré dans les mêmes conditions de températures d'entrée des deux fluides dans un échangeur tubulaire de longueur infinie fonctionnant à contre-courant [24].

$$E = \frac{\phi_{reel}}{\phi_{max}} \quad (4.10)$$

- Calcul du flux de chaleur maximal Φ_{max} :

Remarque :

Dans un fonctionnement à contre-courant il est possible d'obtenir $T_{fs} > T_{cs}$, ce qui n'est pas possible en fonctionnement co-courant. Toutefois, on ne peut avoir $T_{fs} > T_{ce}$ ou $T_{ce} < T_{fs}$.

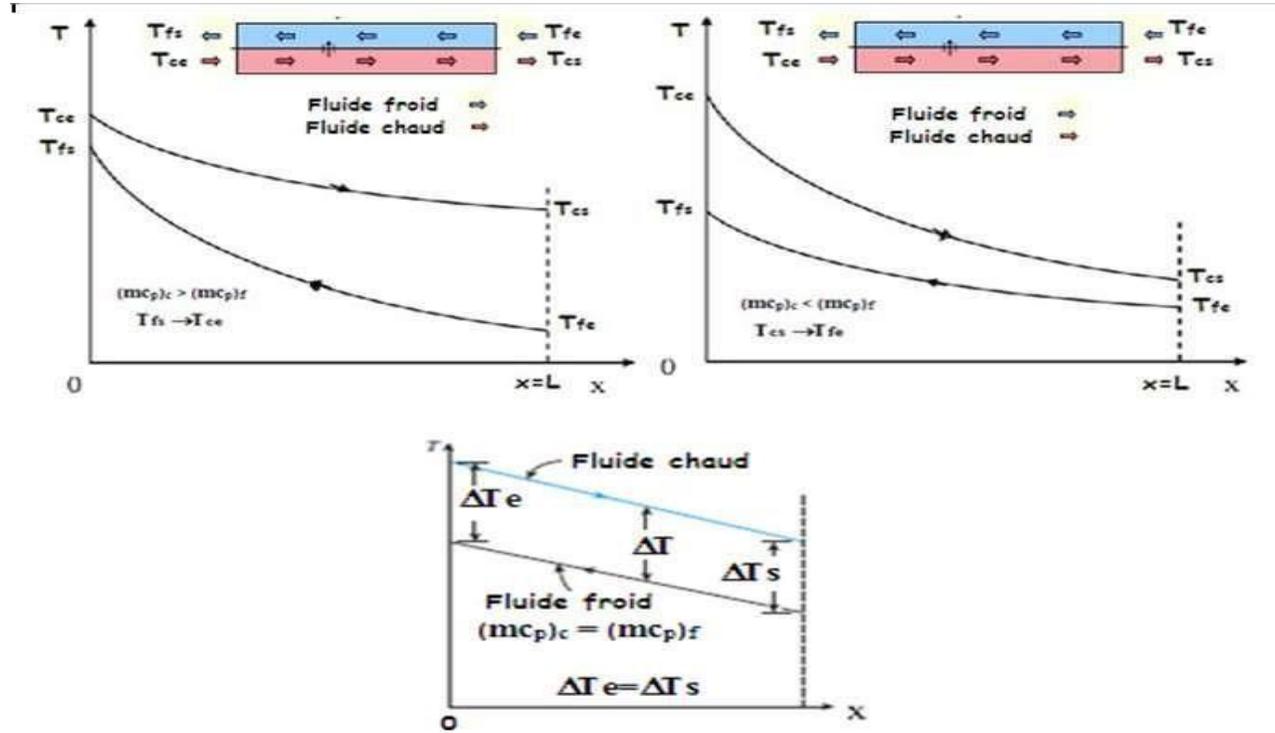


Figure IV. 4 : Profil des températures dans un échangeur tubulaire à contre-courant.

Dans ce cas :

- ✓ Le flux maximal échangé : $\Phi_{max} = (mcp)_{min} (T_{ce} - T_{fe})$ (4.11)
- ✓ Le flux réel échangé : $\Phi = (mcp)_c (T_{ce} - T_{cs}) = (mcp)_f (T_{fe} - T_{fs})$ (4.12)
- ✓ L'efficacité : $s = \Phi / \Phi_{max}$ (4.13)

Selon la valeur du débit calorifique des 2 fluides on peut avoir deux cas, (Figure IV.4)

- $M' < 0$; $(mcp)_c > (mcp)_f$: on dit que le fluide froid commande le transfert, à mesure que la longueur de l'échangeur augmente ($L \rightarrow \infty$), la température de sortie du fluide froid se rapproche de celle d'entrée du fluide chaud : $T_{fs} \rightarrow T_{ce}$. L'échangeur refroidit parfaitement le fluide chaud.

$$\Phi_{max} = (mcp)_{min} (T_{ce} - T_{fe}) = (mcp)_f (T_{ce} - T_{fe})$$

$$\Phi = (mcp)_f (T_{fe} - T_{fs})$$

On a alors : $\varepsilon = \varepsilon_r = \Phi / \Phi_{max} = (T_{fe} - T_{fs}) / (T_{ce} - T_{fe})$
 on parle alors d'efficacité de refroidissement.

- $M' > 0$; $(mc_p)_c < (mc_p)_f$: on dit que le fluide chaud commande le transfert, à mesure que la longueur de l'échangeur augmente ($L \rightarrow \infty$), la température de sortie du fluide chaud se rapproche de celle d'entrée du fluide froid : $T_{cs} \rightarrow T_{fe}$. L'échangeur réchauffe parfaitement le fluide froid.

$$\Phi_{max} = (mc_p)_{\min} (T_{ce} - T_{fe}) = (mc_p)_c (T_{ce} - T_{fe})$$

$$\Phi = (mc_p)_c (T_{ce} - T_{cs})$$

On a alors : $\varepsilon = \varepsilon_c = \Phi / \Phi_{max} = (T_{ce} - T_{cs}) / (T_{ce} - T_{fe})$
on parle alors d'efficacité de chauffage.

2. Méthode NUT :

La méthode NUT permet d'apporter une réponse élégante et rapide à la plupart des problèmes qui se posent dans les études d'ingénierie relatives aux échangeurs. Ceux-ci se répartissent en deux grandes classes :

- Des problèmes de conception dans lesquels les températures d'entrée et une température de sortie sont imposées, les débits étant connus. La question est : sélectionner le modèle d'échangeur le plus approprié, et chercher sa taille, c'est-à-dire la surface d'échange nécessaire pour obtenir la température de sortie désirée.

La méthode à employer consiste à la détermination du NUT puis l'efficacité pour calculer finalement la surface d'échange nécessaire. Le déroulement du calcul peut être schématisé comme suit (Figure II.5) :



Figure IV. 5 : Organigramme de calcul par la méthode NUT.

- Des problèmes de performance où les données sont le modèle et la taille de l'échangeur, les débits et les températures d'entrée. Il s'agit alors de déterminer la puissance et les températures de sortie. La méthode permet de calculer NUT à partir des données initiales, d'où l'en déduit la valeur de l'efficacité et les deux températures de sorties. [25]

Le rapport de déséquilibre : c est le rapport des débits thermiques :

$$R = \frac{(\dot{m} C_p)_f}{(\dot{m} C_p)_c} \quad (4.14)$$

- Nombre d'unités de transfert :

On appelle nombre d'unités de transfert, le nombre sans dimension donné par :

$$NUT = \frac{h.s}{\dot{m} C_p} \quad (4.13)$$

Le nombre d'unités de transfert du côté chaud :

$$NUT_c = \frac{h.s}{\dot{m}_c C_{pc}} \quad (4.14)$$

Le nombre d'unités de transfert du côté froid :

$$NUT_f = \frac{h.s}{\dot{m}_f C_{pf}} \quad (4.15)$$

Dans la pratique, seul le NUT correspondant au débit thermique minimum est utile. On le Notera NUT sans préciser d'indice :

$$NUT = \frac{h.s}{(\dot{m} C_{pf})_{min}} \quad (4.16)$$

L'idée de la méthode du NUT consiste à exprimer l'efficacité E de l'échangeur en fonction des deux paramètres C et NUT pour chaque configuration d'échangeur.

On dispose alors d'une fonction générale indépendante des conditions particulières de température ou de débit qui permet de calculer rapidement les flux mis en jeu sans connaître les températures de sortie.

Dans le cas d'une circulation à co-courant on a :

$$E = \frac{1 - e^{(-NUT(1+C))}}{1+C} \quad (4.17)$$

Dans le cas d'une circulation a contre-courant on a :

$$E = \frac{1 - e^{(-NUT(1+C))}}{1+C e^{(-NUT(1+C))}} \quad (4.18)$$

Il ne reste plus qu'à calculer le flux par l'équation :

$$\Phi = E. \Phi_{max} \quad (4.19)$$

Les températures de sortie seront déduites :

$$\begin{aligned} \phi_c &= \dot{m}_c C_{Pc} (T_{Cs} - T_{Ce}) \\ \phi_f &= \dot{m}_f C_{Pf} (T_{fs} - T_{fe}) \end{aligned} \quad (4.20)$$

Le nombre d'unité de transfert NUT pour un problème posé où l'on connaît les différentes températures aux bornes de l'échangeur caractérise le service thermique demandé.

Pour une circulation à simple passe, ce nombre est défini par :

$$NUT = \frac{h.s}{(\dot{m} C_p)_{min}} \quad (4.21)$$

Dans le cas où le un nombre d'unité de transfert est trop petit ($NUT < 1$), l'échangeur est peu efficace, quel que soit le sens de circulation. Dans le cas contraire, si le nombre d'unité de transfert est assez grand ($NUT =$ de 5 à 10), l'échangeur de chaleur est très efficace.

- **Relation entre l'efficacité et NUT :**

La relation entre l'efficacité et le nombre d'unités de transferts NUT est donnée par l'équation :

$$NUT = -\ln(1 - E) \quad (4.22)$$

IV.6 Étude des pertes de charge :

Les deux fluides qui traversent l'appareil s'écoulent sous l'effet d'un potentiel mesuré par la différentielle de pression ΔP entre l'entrée et la sortie et que l'on appelle la perte de charge.

La valeur de cette perte de charge est fonction de la vitesse de circulation des fluides et de leur caractéristiques physiques : densité et viscosité, ainsi que la géométrie de l'appareil.

La dualité transfert de chaleur-perte de charge est marquée par le fait que l'accroissement du nombre de Reynolds provoque simultanément une augmentation du transfert et de la chute de pression.

Il est d'usage courant de considérer en première approximation qu'on devra limiter la perte de charge à une valeur inférieure à 1 kg/cm^2 pour les appareils industriels travaillant sur le refoulement des pompes. Par contre, lorsque la circulation se fait naturellement par gravité, la perte de charge maximale est imposée par la hauteur hydrostatique disponible à l'entrée de l'appareil.

IV.6.1 Pertes de charge coté tube :

Calcul de la perte de charge linéaire La perte de charge linéaire est calculée suivant l'équation de Fanning formulée comme suit [30] :

$$\Delta P_L = 4fN_{pt} \frac{L_t}{d_i} \frac{G_t^2}{2\rho_t} \left(\frac{\mu_t}{\mu_p} \right)^a \quad (4.23)$$

Avec :

ΔP_L : Perte de charge linéaire dans les tubes (N. m).

t : Masse volumique du fluide circulant dans les tubes (Kg. m^3).

f : Facteur de friction.

a : Coefficient empirique.

- Pour un écoulement laminaire [25] :

$$a = 0.25$$

$$f = \frac{16}{Re_t} \quad (4.24)$$

- Pour un écoulement turbulent [25] :

$$a = 0.14$$

$$f = 0.0014 + 0.132 Re_t^{-0.32} \quad (4.25)$$

- Calcul de la perte de charge linéaire [25] :

$$\Delta P_L = 4fN_{pt} \frac{L_t G^2}{d_i 2\rho_t} \left(\frac{\mu_t}{\mu_p} \right)^a \quad (4.26)$$

- Calcul de la perte de charge singulière [25] :

$$\Delta P_s = 4fN_{pt} \frac{G_t^2}{2\rho_t} \quad (4.27)$$

ΔP_s : Perte de charge singulière dans les tubes (N. m^2).

- **Perte de charge totale dans les tubes [30] :**

$$\Delta P_t = \Delta P_L + \Delta P_s$$

Ce qui donne

$$\Delta P_t = \left(4f \frac{L_t N_{pt}}{d_i} \frac{\mu}{\mu_p} \right)^a + 4 N_{pt} \frac{G^2}{2\rho_t} \quad (4.28)$$

ΔP_t : Perte de charge total dans les tubes (N. m^2).

IV.6.2 Perte de charge cotée calandre :

La perte de charge dans la calandre est proportionnelle au nombre de passages du fluide dans le faisceau tubulaire. Si NB est le nombre de chicanes, le fluide circulant dans la calandre traverse le faisceau (NB + 1) fois. Elle est également proportionnelle à la longueur du trajet à chaque croisement de faisceau, ce qui peut être représenté par le diamètre de la calandre [25].

- **Calcul de la perte de charge :**

$$\Delta P_c = f \frac{(N_B+1)d_o}{d_e} \frac{G_c^2}{2\rho_c} \left(\frac{\mu_p}{\mu_c} \right)^{0.14} \quad (4.29)$$

ΔP_c : Perte de charge dans la calandre (N.m).

ρ_c : Masse volumique du fluide circulant dans la calandre (kg. m^{-3}).

N_B : Nombre de chicanes.

Pour $Re < 500$:

$$f = \exp (5.1858 - 1.7645 \ln Re_c + 0.13357 (\ln Re_c)^2) \quad (4.30)$$

Pour $Re > 500$:

$$f = 1.728 Re_c^{-0.188} \quad (4.31)$$

Chapitre V

Calcul analytique de l'échangeur H100C

V.1.Introduction :

Ce chapitre aborde le calcul des différents paramètres thermiques et hydrodynamiques qui caractérisent l'échangeur de chaleur à l'étude. Les données utilisées pour les calculs théoriques sont données. B. Débit d'entrée, température d'entrée et de sortie....., Dans les calculs d'échangeur de chaleur, l'objectif est de récupérer une certaine quantité de chaleur dans des conditions économiques. Par conséquent, les calculs d'unité impliquent toujours deux considérations parallèles : le transfert de chaleur et la perte de charge.

V.2 Principe de dimensionnement :

Pour réaliser le dimensionnement d'un échangeur de chaleur, il faut considérer plusieurs phénomènes thermiques :

- La convection forcée de chacun des 2 fluides. La convection est la transmission calorifique entre une paroi et un fluide en déplacement, tous deux ayant des températures différentes. Dans le cas des échangeurs thermiques, on parle de convection forcée puisqu'elle est provoquée par circulation artificielle (pompes, turbines, ventilateurs...)
- La conduction. C'est le transfert calorifique qui s'effectue naturellement à travers les parois, les plaques et les tubes. Ce phénomène repose sur le principe d'agitation thermique sans qu'il y ait déplacement de matière.
- Le rayonnement thermique qu'on peut considérer comme négligeable.

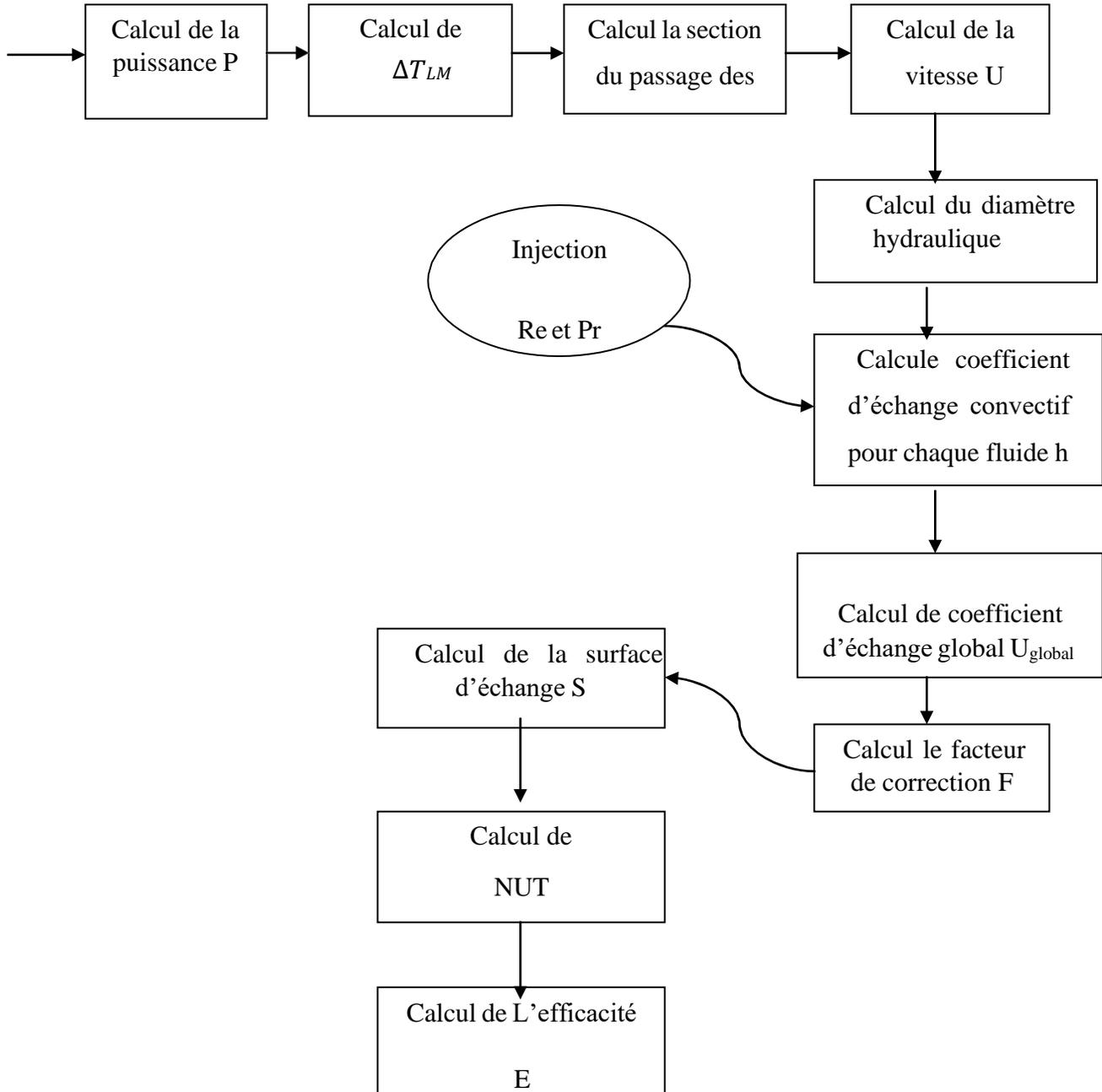
V.3 Principes de calcul :

Plusieurs critères sont à considérer pour le dimensionnement d'un échangeur suivant son utilisation. La puissance thermique est toujours la principale préoccupation.

Deux types de calcul thermique sont envisageables pour la caractérisation de l'échangeur :

- La détermination de la surface d'échange S connaissant la puissance échangée et les températures d'entrée et de sortie des deux fluides.
- La détermination des températures de sortie des fluides, connaissant leurs températures d'entrée et la surface d'échange.

V.4 Schéma de calcul :



V.5 Les données et les propriétés thermo physiques de chaque fluide :

Tableau V. 1 : Propriétés thermodynamique de chaque fluide.

	Fluide chaud (1)	Fluide froid (2)
Température d'entrée(C°)	39,3	24,2
Température de sortie(C°)	38,1	26,3
La masse volumique ρ (kg/m ³)	998,2	998,2
Débit massique m (m ³ /s)	0,032	0,026
Chaleur massique c_p (J/k.kg)	4182	4182
Conductivités thermique λ (W/m. k)	0,6	0,6
Viscosité dynamique μ (kg/m. s)	0.001003	0,001003

Les données mesurées à partir de l'échangeur a étudié :

Tableau V. 2 : mesure et propriété de l'échangeur à étudier.

Nombre total des tubes	7
Conductivité thermiques (tube) (W/m.k)	16
Diamètre ext de tube (m)	0,006
Diamètre Int de tube (m)	0,0054
L'épaisseur de tube (m)	0,0003
La longueur de tube (m)	0,192
Diamètre ext de la calandre (m)	0,051
Diamètre Int de la calandre (m)	0,048
L'épaisseur de la calandre (m)	0,003
Pas longitudinal (m)	/
Pas transversal (m)	/
Disposition des tubes	Pas triangulaire (30 °)
Nombre de chicanes	2
Nombre de passe cotée tube	1
Nombre de passe cotée calandre	1

V.6 Présentation de calcul :

- ✓ Transfert de chaleur :

$$P = \dot{m}c_p\Delta T = 0,032 \cdot 4182 \cdot 1,2 = 160,59 \text{ W}$$

- ✓ Différence de température logarithmique (contre-courant) :

$$\Delta T_{LM} = \frac{(39,3 - 26,3) - (38,1 - 24,2)}{\ln\left(\frac{13,9}{13,9}\right)} = 13,44 \text{ K}$$

V.6.1 Calcul coté tube (fluide chaud) :

- ✓ Calcul la Section de passage du fluide A_t :

$$A_t = (\pi r_1^2) \cdot n_t = 3,14 \cdot (0,0027)^2 \cdot 7 = 1,6 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

n_t : Nombres de tubes.

- Débit massique \dot{m}_t :

$$\dot{m}_t = \rho_t U_t A_t = 0,032 \text{ kg/s}$$

- La vitesse U_t :

$$U_t = \frac{\dot{m}_t}{\rho_t \cdot A_t} = \frac{0,032}{998,2 \cdot 1,6 \cdot 10^{-4}} = 0,2 \text{ m/s}$$

- Débit massique traversant un tube \dot{m}'_t :

$$\dot{m}'_t = \frac{\dot{m}_t}{7} = \frac{0,032}{7} = 4,57 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$$

- Le flux massique (ou vitesse massique $\rho_t \cdot U_t$) par tube G_t :

$$G_t = \frac{\dot{m}'_t}{(\pi \cdot r_1^2)} = \rho_t \cdot U_t$$

$$= \frac{4,57 \cdot 10^{-3}}{(3,14 \times 0,0027^2)} = 0,2 \times 998,2 = 199,64 \text{ (kg/m}^2 \cdot \text{s)}$$

- Calcul le débit volumique q_t :

$$q_t = U_t \cdot A_t = 0,2 \times 1,6 \cdot 10^{-4} = 3,2 \cdot 10^{-5} \text{ (m}^3\text{/s)}$$

- Calcul le nombre de Reynolds Re_t :

$$Re_t = \frac{G_t \times D_t}{\mu_t} = \frac{G_t \times 2r_1}{\mu_t} = \frac{199,64 \times 0,0054}{0,001003} = 1074,83$$

- Calcul le nombre Prandtl Pr_t :

$$Pr_t = \frac{Cp_t \times \mu}{\lambda_t} = \frac{4182 \times 0,001003}{0,6} = 6,99$$

- Calcul le nombre de Nusselt :

$$NU_c = 0,27Re^{0,63} \cdot Pr^{0,36} = 0,27(1074,83)^{0,63} \cdot 6,99^{0,36} = 44,17$$

- Calcul le coefficient de transfert de chaleur h_t :

$$h_t = \frac{NU_t \cdot \lambda_t}{D_h} = \frac{44,17 \times 0,6}{0,0054} = 4907,78 \text{ (W/(m}^2 \cdot \text{K))}$$

V.6.2 Calcul coté calandre sans chicanes (fluide froid) :

- Section de la veine fluide A_c :

$$A_c = (\pi \cdot R_f^2) - (\pi r_2^2) \cdot n_e = (3,14 \times 0,024^2) - (3,14 \times 0,003^2) \cdot 7 = 1,61 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

- Le débit massique \dot{m}_c :

$$\dot{m}_c = \rho_c U_c A_c = 0,026 \text{ kg/s}$$

- La vitesse U_c :

$$U_c = \frac{\dot{m}_c}{\rho_c \cdot A_c} = \frac{0,026}{998,2 \times 1,61 \cdot 10^{-3}} = 0,016 \text{ (m/s)}$$

- Le flux massique (ou vitesse massique $\rho_c U_c$) G_c :

$$G_c = \frac{\dot{m}_c}{A_c} = \frac{0,026}{1,61 \cdot 10^{-3}} = \rho_c \cdot U_c = 998,2 \times 0,016 = 16,15 \text{ (kg/m}^2 \cdot \text{s)}$$

- Calcul le diamètre hydraulique D_h :

$$D_h = \frac{4A_c}{(\pi \cdot 2R_1) + (\pi \cdot 2r_2) \cdot n_t} = \frac{4 \cdot 1,61 \cdot 10^{-3}}{(3,14 \times 0,048) + (3,14 \times 0,006) \cdot 7} = 0,023 \text{ m}$$

- Calcul le diamètre équivalent D_e :

$$D_e = \frac{4 A_c}{(\pi 2 r_2) n_t} = \frac{4 \times 1.61 \cdot 10^{-3}}{(3,14 \times 0,006) 7} = 0,049 \text{ m}$$

- Calcul le nombre de Reynolds Re_c :

$$Re_c = \frac{G_c D_H}{\mu_c} = \frac{16,15 \times 0,023}{0,001003} = 370,34$$

- Calcul le nombre de Prandtl Pr_c :

$$Pr_c = \frac{C_{p_c} \cdot \mu_c}{\lambda_c} = \frac{4182 \times 0,001003}{0,6} = 6,99$$

- Calcul le nombre de Nusselt Nu_c :

$$NU = 0,52 Re^{0,5} \cdot Pr^{0,36} = 0,52 (370,34)^{0,5} \times (6,99)^{0,36} = 18,36$$

- Calcul le coefficient de transfert de chaleur h_c :

$$h_c = \frac{NU_c \lambda_c}{D_e} = \frac{(18,36 \times 0,6)}{0,049} = 224,82 \text{ (W/m}^2 \text{ K)}$$

- Le coefficient d'échange global U_{global} :

$$U_{global} = \frac{1}{\frac{1}{h_t} + \frac{1}{h_c} + R_c + R_t + \frac{e}{\lambda}} = \frac{1}{\frac{1}{4907,78} + \frac{1}{224,82} + \frac{0,0003}{16}} = 214,10 \text{ (W/m}^2 \text{ K)}$$

$R_c + R_t$: (sont des résistances thermiques dus à l'encrassement exprimé en $(m^2 \text{ K/W})$).

$\frac{e}{\lambda}$: (Résistance thermique de la paroi exprimée en $(m^2 \text{ K/W})$).

Avec: $R_c + R_t = 0$.

V.7 Calcule de F (facteur de correction) :

- Paramètre R et P pour correction du Δt :

$$R = \frac{T_{c_e} - T_{c_s}}{T_{f_s} - T_{f_e}} = \frac{39,3 - 38,1}{26,3 - 24,2} = 0,57 < 1$$

$$P = \frac{T_{f_s} - T_{f_e}}{T_{c_e} - T_{f_e}} = \frac{26,3 - 24,2}{39,3 - 24,2} = 0,14 < 1$$

$$R < 1$$

$$P < 1$$

$$F(R', P') = 0,97$$

- Surface d'échange :

$$S = \frac{p}{U_g \Delta T_{LM.F}} = \frac{(160,59)}{(214,10 \times 13,44 \times 0,97)} = 0,058 \text{ m}^2$$

- Efficacité de l'échangeur :

$$E = \frac{\phi}{\phi_{\max}} = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{39,3 - 38,1}{39,1 - 24,2} = 0,08$$

Avec :

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{108,732}{133,824} = 0,81$$

$$C_{\max} = \dot{m}_t C_{pt} = 0,032 \times 4182 = 133,824 \text{ W/K}$$

$$C_{\min} = \dot{m}_c C_{pc} = 0,026 \times 4182 = 108,732 \text{ W/K}$$

- Calcul de NUT :

$$NUT = \frac{U_{gg} \cdot S}{C_{\min}} = \frac{214,10 \times 0,058}{108,732} = 0,11$$

V.8 Calcul hydraulique :

V.8.1 Pertes de charge coté tube :

- Facteur de friction En régime laminaire f :

$$f = \frac{16}{Re_t}$$

- ✓ Fluide chaud :

$$f_t = \frac{16}{Re_t} = \frac{16}{1074,83} = 0,015$$

- ✓ Fluide froid :

$$f = \exp(5.1858 - 1.7645 \ln Re_c + 0.13357(\ln Re_c)^2)$$

$$f = \exp(5.1858 - 1.7645 \ln(370,34) + 0.13357(\ln(370,34))^2) = 0,56$$

- Le facteur de correction ϕ :

$$\phi_{\text{tube}} = \left(\frac{\mu_c}{\mu_t} \right)^{0,25} = \left(\frac{0,001003}{0,001003} \right)^{0,25} = 1$$

$$\Phi_{\text{calandre}} = \left(\frac{\mu_f}{\mu_c} \right)^{0,25} = \left(\frac{0,001003}{0,001003} \right)^{0,25} = 1$$

(μ'_c et μ'_t) viscosité dynamique du fluide à la température des parois T_p [Kg/m. s].

- Perte de charge Linéaire ΔP_L :

$$\Delta P_L = 4fN \frac{L_t}{d_1} \frac{G_{pt}^2}{2\rho_t \mu_p} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^a$$

$$\Delta P_L = 4 \times 0,015 \times 7 \times \frac{0,192 \times (199,64)^2}{2 \times 998,2 \times 0,006} = 38,33 \text{ pa}$$

- Perte de charge singulière ΔP_s :

$$\Delta P_s = 4 N_{pt} \frac{G_t^2}{2\rho_t}$$

$$\Delta P_s = 4 \times 7 \times \frac{(199,64)^2}{2 \times 998,2} = 558,99 \text{ pa}$$

- Perte de charge totale ΔP_{total} :

$$\Delta P_t = \Delta P_L + \Delta P_{ss}$$

$$\Delta P_t = 38,33 + 558,99$$

$$\Delta P_t = 597,38 \text{ pa}$$

V.8.2 Pertes de charge coté calandre :

$$\Delta P_c = f \frac{(N_B + 1) D_1 G_c^2}{2 \rho_c \cdot D_e} \left(\frac{\mu_p}{\mu_c} \right)^{0.14}$$

$$\Delta P_c = 0,56 \frac{(2 + 1) 0,048 \times (16,15)^2}{2 \times 998,2 \times 0,049} = 0,21 \text{ Pa}$$

V.9 Les résultats de calcul :

Tableau V. 3 : résultat de calcul 1.

Caractéristiques	Données mesurées	Unités
Chaleur échangée	160,59	W
Surface d'échange S	0,058	m ²
ΔTLM	13,44	K
Nombre des tubes	7	/
Coefficient de transfert de chaleur U_{global}	214,10	W/m ² k
Pertes de charge cotée tube	597,38	Pa
Pertes de charge cotée calandre	0,21	Pa
Efficacité de l'échangeur E	0,08	/
NUT	0,11	/
C _{max}	133,824	W/K
C _{min}	108,732	W/K

Tableau V. 4 : résultat de calcul 2

	Fluide chaud	Fluide froid	Unîtes
Diamètre hydraulique D_h	0,0054	0,023	m
Diamètre équivalent D_e	/	0,049	m
Flux massique G	199,64	16,15	(Kg/m ² .s)
Reynolds R_e	1074,83	370,34	/
Prandtl P_r	6,99	6,99	/
Nusselt N_u	44,17	18,36	/
Coefficient de transfert convectif h	4907,78	224,82	(W/m ² .k)
Vitesse U	0,2	0,016	m/s

Chapitre VI

Simulation numérique et analyse des résultats.

VI.1 Introduction :

Le cadre et l'importance de l'utilisation de la simulation numérique pour étudier les échangeurs de chaleur à calandre. Elle souligne l'efficacité d'ANSYS Fluent comme un outil essentiel dans la compréhension détaillée des processus de transfert de chaleur et de la dynamique des fluides, qui sont complexes à analyser expérimentalement.

L'objectif principal de cette section est de montrer comment la simulation aide non seulement à valider les conceptions d'échangeurs de chaleur, mais aussi à optimiser leur performance en simulant différents scénarios opérationnels. L'introduction met en avant la nécessité de suivre une méthodologie systématique lors de la simulation, comprenant la préparation de la géométrie, la génération de maillage, le choix judicieux des conditions aux limites et la sélection des modèles physiques adaptés, pour garantir des résultats de simulation précis et fiables.

VI.2 Choix du Logiciel de Simulation :

ANSYS Fluent a été choisi pour la simulation de l'échangeur de chaleur à calandre en raison de ses robustes capacités en matière de modélisation des écoulements turbulents et de son interface utilisateur conviviale, qui facilite la configuration des simulations complexes. Ce logiciel supporte également une large gamme de modèles de turbulence et de transfert thermique, essentiels pour une étude précise des échangeurs de chaleur.

VI.3 Modélisation et Maillage :

VI.3.1 Modélisation Géométrique :

La conception détaillée et précise de la géométrie de notre échangeur à calandre a été effectuée à l'aide d'ANSYS Workbench, spécifiquement avec le module Design Modeler. Différentes fonctions peuvent être utilisées pour générer la calandre et la tubulure en forme 3D.

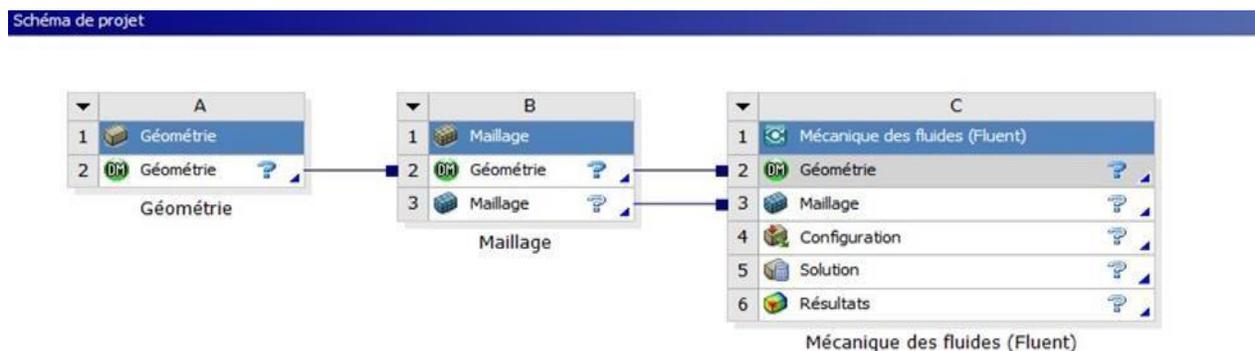


Figure VI. 1 : Étapes de Simulation dans ANSYS Workbench

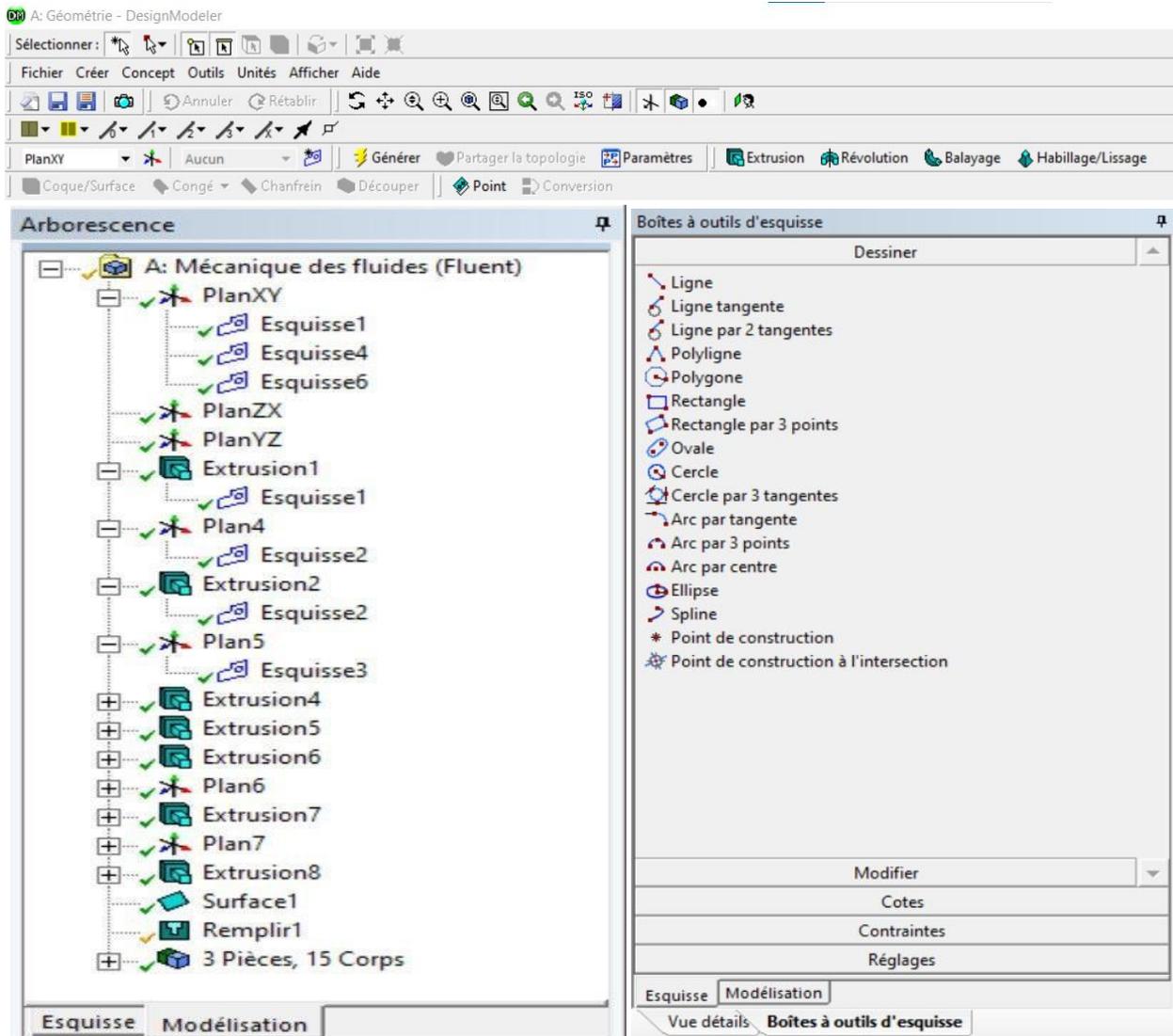


Figure VI. 2 : Les fonctions et les outils utilisés de Design Modeler

✓ **Caractéristiques géométriques:**

- Les deux fluides utilisés lors de la simulation sont de l'eau liquide.
- Les tubes sont en acier inoxydable.
- La calandre est en plexy-glass.

Tableau IV. 1 : Paramètres géométriques, thermiques et hydrauliques.

Nombre total des tubes	7
Conductivité thermiques (tube) (W/m.k)	16
Diamètre ext de tube (m)	0,006
Diamètre Int de tube (m)	0,0054
L'épaisseur de tube (m)	0,0003
La longueur de tube (m)	0,192
Diamètre ext de la calandre (m)	0,051
Diamètre Int de la calandre (m)	0,048
L'épaisseur de la calandre (m)	0,003
Conductivités thermique λ (W/m. k)	0,6
Viscosité dynamique μ (kg/m. s)	0,001003
Disposition des tubes	Pas triangulaire (30 °)
Nombre de chicanes	2
La masse volumique ρ (kg/m ³)	998,2
Nombre de passe cotée calandre	1
Capacité thermique J/(kg.K)	4182

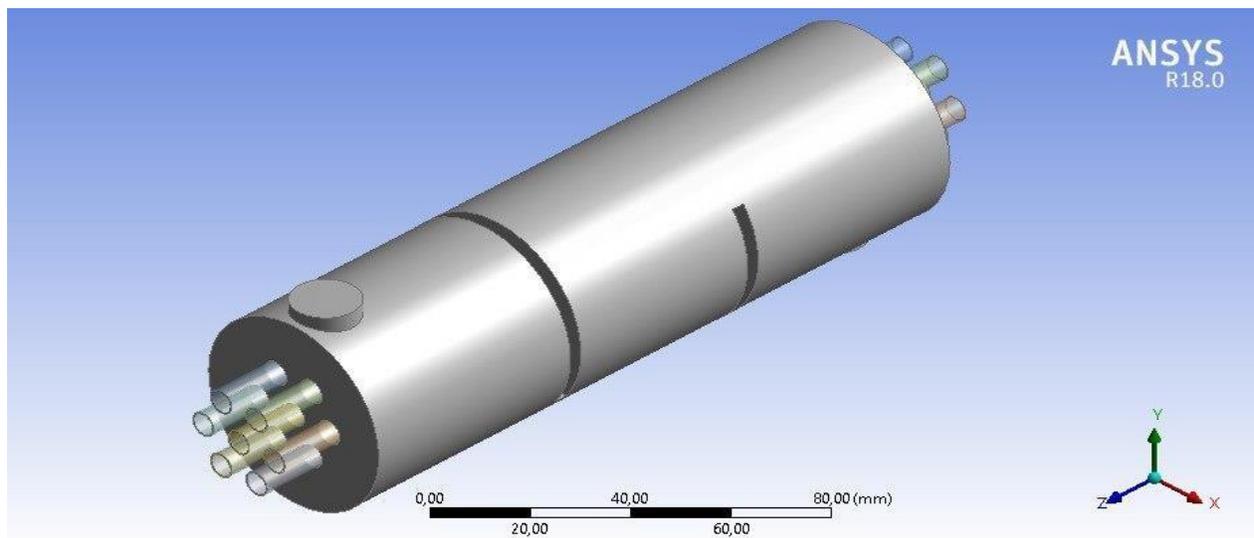


Figure VI. 3 : Vue isométrique de la géométrie de validation.

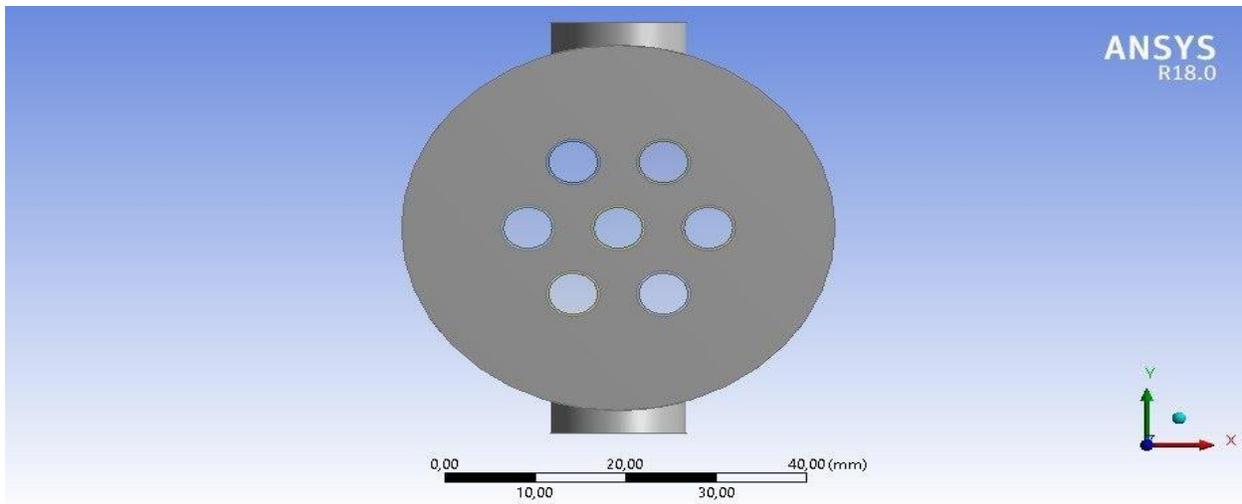


Figure VI. 4 : Vue de face de la géométrie de validation.

VI.3.2 Maillage :

✓ Ajustement de la Taille des Mailles et Utilisation du $Y+$

L'ajustement de la taille des mailles en utilisant le calculateur de $Y+Y+$ est donc une étape cruciale pour garantir que les simulations CFD de l'échangeur de chaleur à calandre fournissent des résultats précis et fiables. Cela aide non seulement à prédire correctement les performances thermiques et fluidiques de l'équipement, mais aussi à optimiser la conception pour atteindre une efficacité maximale.

✓ Importance de la Nomination des Sections

L'importance de nommer les différentes sections telles que 'cold inlet' et 'hot outlet' ne peut être sous-estimée. Cette pratique facilite grandement la définition des conditions aux limites et aide à organiser la simulation afin de garantir la cohérence et la clarté tout au long du processus d'analyse.

✓ Vérification et Affinement de la Qualité du Maillage

Quant à la qualité du maillage, elle a été vérifiée et affinée au fil de plusieurs simulations pour identifier et corriger les erreurs potentielles. Cette étape critique assure que le maillage est suffisamment fin et précis pour capturer les détails critiques du flux et des transferts thermiques sans compromettre la stabilité numérique ni augmenter excessivement le temps de calcul.

✓ Statistiques du Maillage

Les statistiques du maillage, avec 1,273,531 nœuds et 2,954,953 éléments, illustrent la complexité et la densité du maillage utilisé. Ces nombres élevés reflètent notre engagement à fournir une simulation détaillée et précise, permettant ainsi d'obtenir des prédictions fiables et précises des performances de l'échangeur de chaleur.

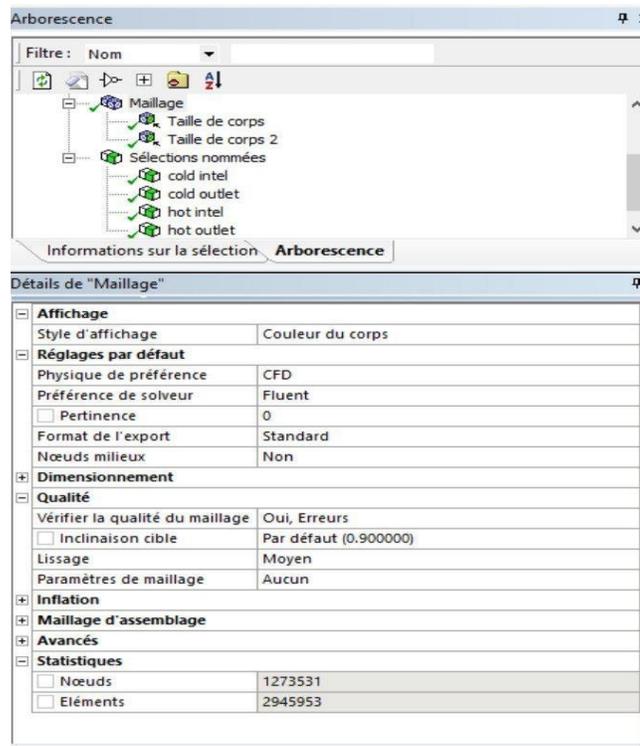


Figure VI. 5 : Details de Maillage

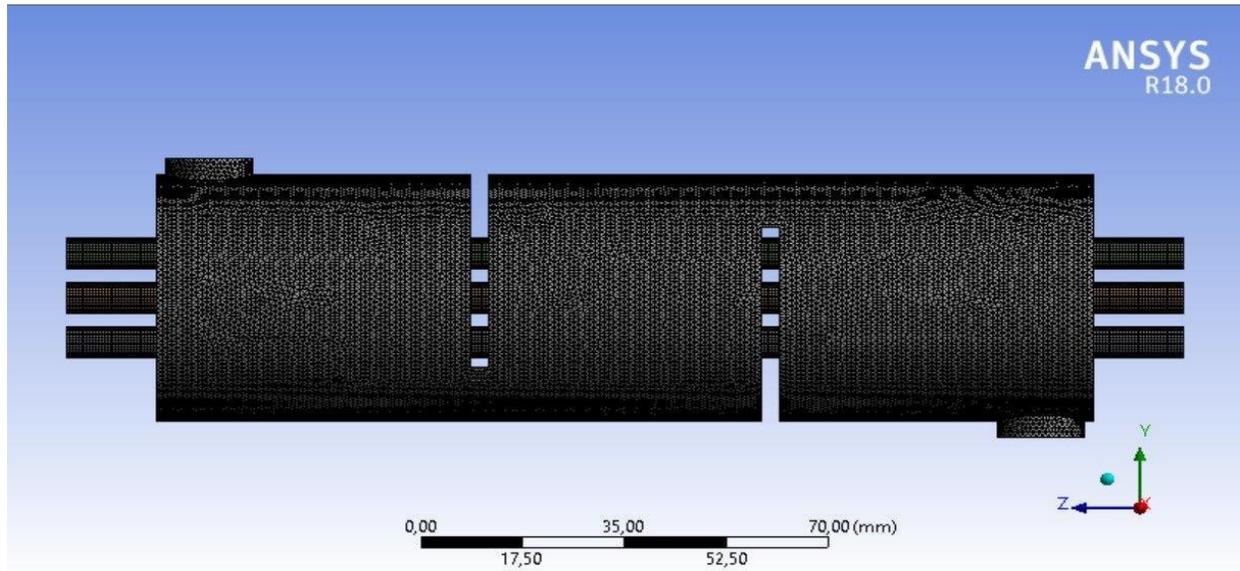


Figure VI. 6 : Vue isométrique de la calandre maillée.

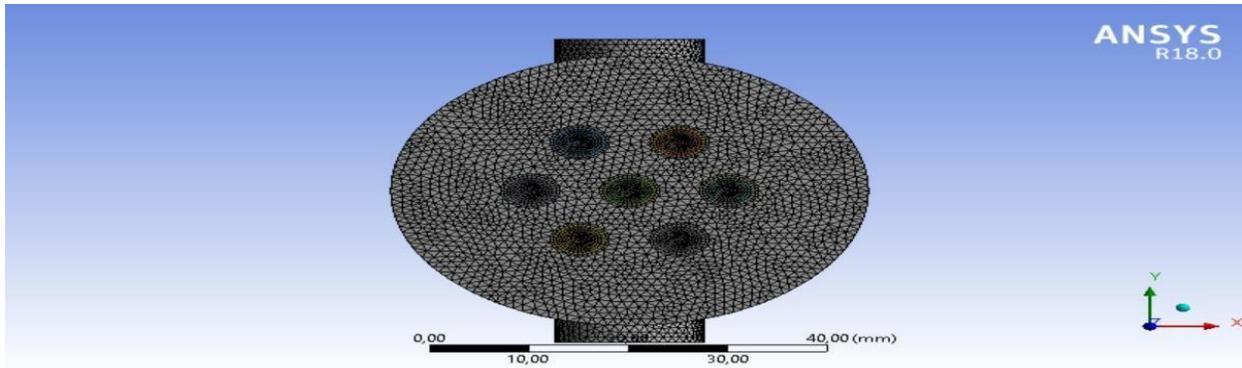


Figure VI. 7 : Vue de Face de l'échangeur de chaleur à calandre.

VI.4 Configuration d'une simulation d'échangeur de chaleur :

Dans le cadre de la configuration d'une simulation d'échangeur de chaleur dans ANSYS Fluent, divers paramètres doivent être méticuleusement définis pour obtenir des résultats précis et fiables. Voici les étapes essentielles de cette configuration : e cadre de la configuration d'une simulation d'échangeur de chaleur dans ANSYS Fluent, divers paramètres doivent être méticuleusement définis pour obtenir des résultats précis et fiables. Voici les étapes essentielles de cette configuration :

✓ Configuration du Modèle

Pour commencer, dans la section **Model**, il est crucial d'activer l'option **Energy** pour permettre le calcul des transferts thermiques. Le modèle de turbulence choisi est le **k-Epsilon Realizable**, reconnu pour sa précision dans la prédiction des flux turbulents, particulièrement adapté aux configurations complexes d'échangeurs de chaleur.

✓ Sélection des matériaux

Dans la section **Materials**, il est nécessaire d'ajouter les matériaux correspondant aux fluides et au solide en interaction. Pour les fluides, l'eau liquide est sélectionnée pour ses propriétés thermodynamiques standard, tandis que l'acier inoxydable est utilisé pour le matériau solide, en raison de sa résistance à la corrosion et de sa bonne conductivité thermique.

✓ Conditions aux limites

Pour les **Boundary Conditions**, les débits d'entrée et les températures d'entrée des deux fluides sont définis conformément aux spécifications de l'opération de l'échangeur. Ces paramètres sont essentiels pour simuler les conditions réelles d'opération et influencent directement l'efficacité de l'échange thermique.

Tableau IV. 2 : Tableau des données d'entrée.

Fluide	Débit massique (kg/s)	Température de sortie (k)
Froide	0,0261	298
Chaude	0,0326	313

✓ **Méthode de résolution**

La méthode de résolution choisie est la **Coupled Scheme** de second ordre. Cette méthode, en combinant les équations de conservation de masse et de quantité de mouvement, améliore la stabilité et la précision de la simulation, surtout pour les problèmes impliquant des interactions fluides complexes et des changements rapides de température.

✓ **Exécution des calculs**

Enfin, pour l'étape **Run Calculation**, le nombre d'itérations est fixé à 5000. Ce nombre est choisi pour permettre à la solution de converger vers un État stable, assurant ainsi que tous les aspects dynamiques et thermiques de la simulation sont bien résolus. La simulation est lancée et surveillée pour s'assurer que les critères de convergence sont satisfaits sans erreurs numériques.

Ces étapes configurées avec précision garantissent une analyse détaillée et fiable de la performance de l'échangeur de chaleur, essentielle pour l'optimisation et la validation de design dans des conditions opérationnelles variées.

IV.5 Validation des résultats :

Le tableau suivant IV-3 représente les résultats des simulations et les résultats expérimentaux des températures de sortie des deux fluides pour plusieurs cas de débit massique et des températures d'entrée pour les comparer et déterminer le pourcentage d'erreur entre les deux types des résultats afin de valider l'approche numérique dans notre travail :

Tableau IV. 3 : tableau de validation

Les Cas	Débit Massique (Kg/s)	Ts Expérimental (K)	Ts Simulation (K)	Erreur (%)
Cas 1	Qmf = 0,0261 Qmc = 0,0326	Tsd = 299,45 Tsc = 311,25	Tsd = 300,48 Tsc = 311,03	0,34 % 0,07 %
Cas 2	Qmf = 0,045 Qmc = 0,035	Tsd = 299,25 Tsc = 314,95	Tsd = 299,26 Tsc = 314,90	0,003 % 0,01 %
Cas 3	Qmf = 0,018 Qmc = 0,017	Tsd = 302,55 Tsc = 320,05	Tsd = 303,22 Tsc = 318,70	0,22 % 0,42 %
Cas 4	Qmf = 0,051 Qmc = 0,017	Tsd = 298,45 Tsc = 317,35	Tsd = 299,14 Tsc = 315,68	0,23 % 0,52 %
Cas 5	Qmf = 0,052 Qmc = 0,036	Tsd = 300,55 Tsc = 323,45	Tsd = 300,40 Tsc = 323,65	0,04 % 0,06 %
Cas 6	Qmf = 0,018 Qmc = 0,019	Tsd = 302,85 Tsc = 324,75	Tsd = 303,40 Tsc = 323,81	0,18 % 0,28 %

Pour bien illustrer la comparaison entre les deux approches nous avons tracé la courbe suivante qui illustre les résultats du tableau précédant :

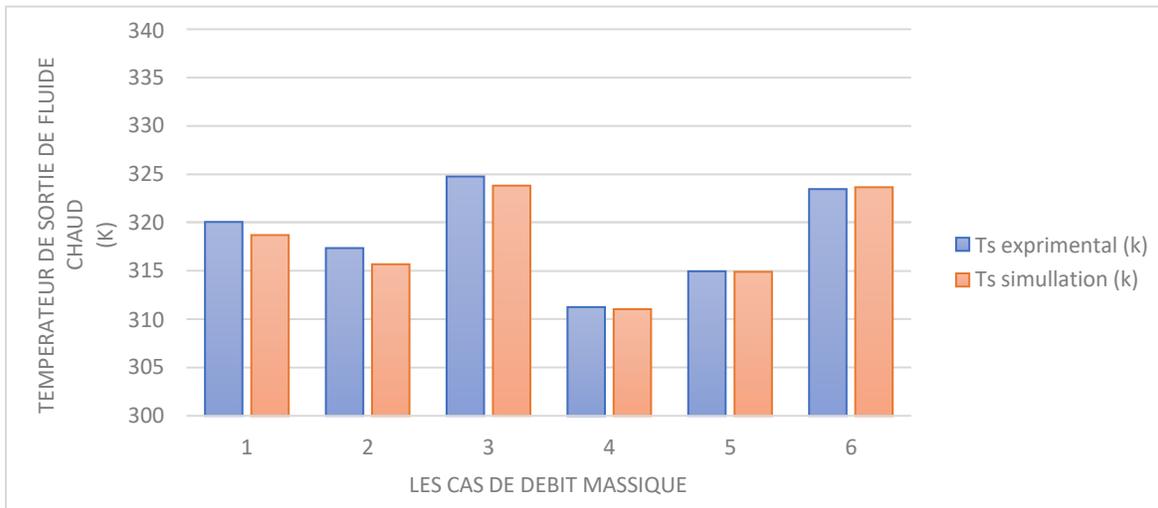


Figure VI. 8 : Diagramme de comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats des simulations de fluide chaud.

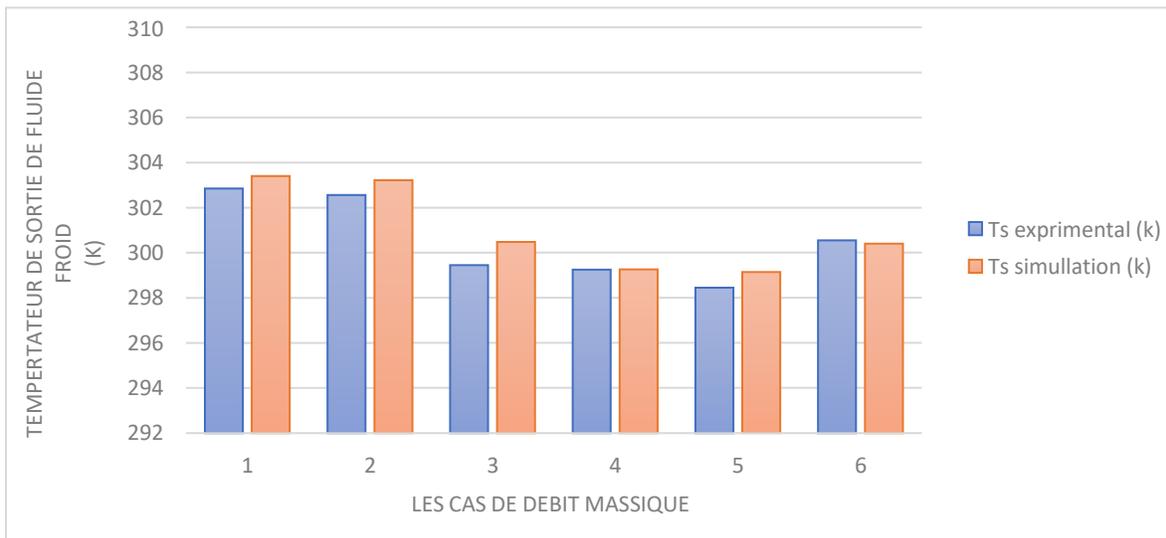


Figure VI. 9 : Diagramme de comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats des simulations de fluide froid.

Les deux diagrammes précédents expliquent clairement les valeurs obtenues. Comme on le voit, les valeurs des températures de sortie sont proches les unes des autres avec des valeurs d'erreur négligeables. Ces pourcentages sont acceptables.

IV.6 Résultats et interprétations :

Suite à la validation du modèle numérique initial de l'échangeur de chaleur à deux chicanes, une étude comparative approfondie sera menée afin d'évaluer l'impact du nombre de chicanes sur les performances thermiques et hydrodynamiques. Deux modèles supplémentaires

seront développés en ajoutant successivement une chicane au modèle initial, permettant d'obtenir des configurations à trois et quatre chicanes. Les mêmes protocoles de simulation numérique seront appliqués aux trois modèles, garantissant ainsi la cohérence et la comparabilité des résultats. Cette approche permettra une analyse comparative rigoureuse des pertes de charge et du coefficient global de transfert de chaleur en fonction du nombre de chicanes, éclairant ainsi la prise de décision en matière de conception et d'optimisation d'échangeurs de chaleur.

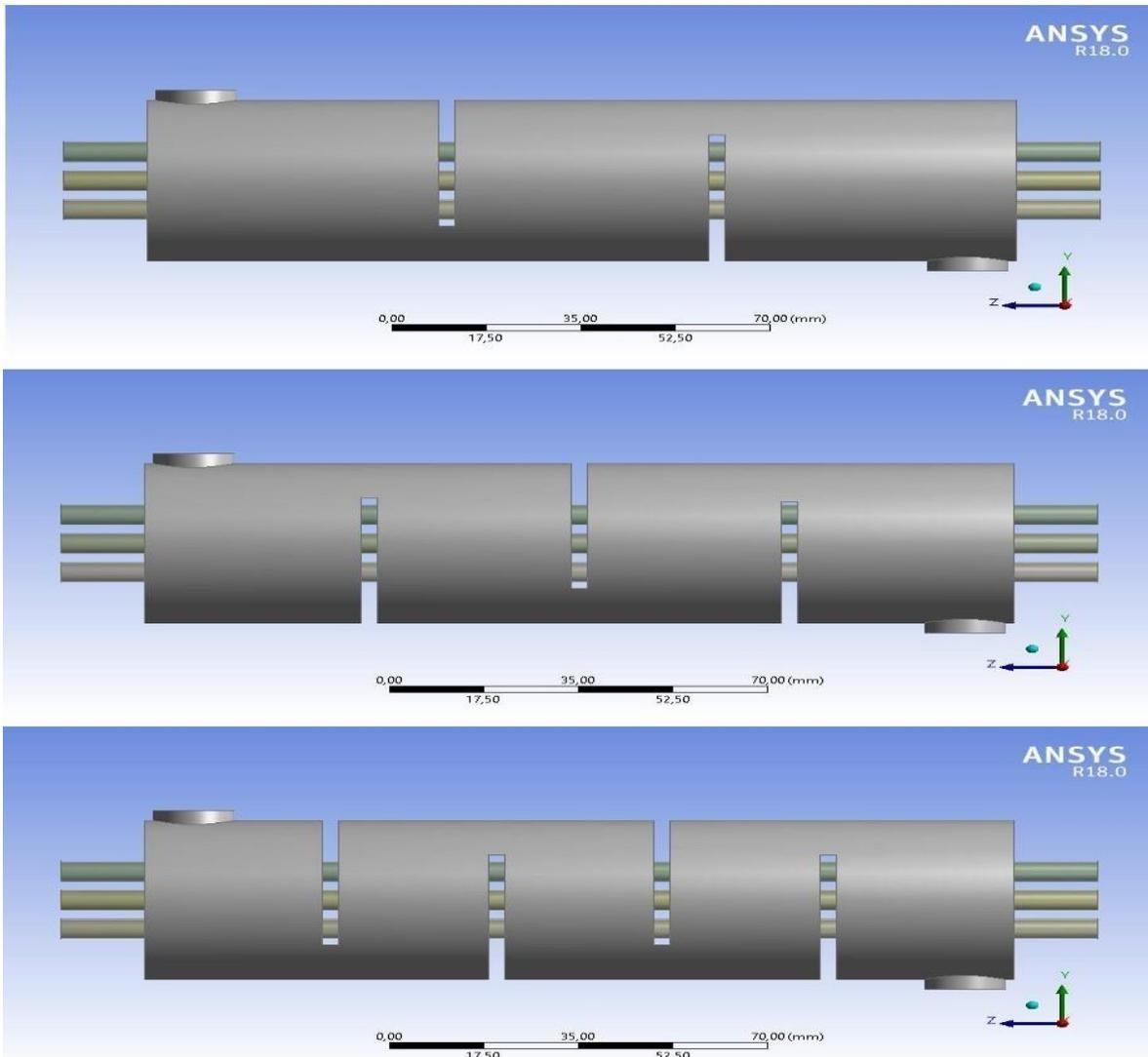


Figure VI. 10 : Configurations géométriques de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre avec variation du nombre de chicanes (2, 3 et 4 chicanes).

IV.6.1 interprétations des pertes de charge coté calandre :

IV.6.1.1 interprétations des graphes des pertes de charge :

Le graphique illustre l'impact du nombre de chicanes sur les pertes de charge dans un échangeur de chaleur, en fonction du nombre de Reynolds.

Les pertes de charges peut être obtenue par l'équation (4.29)

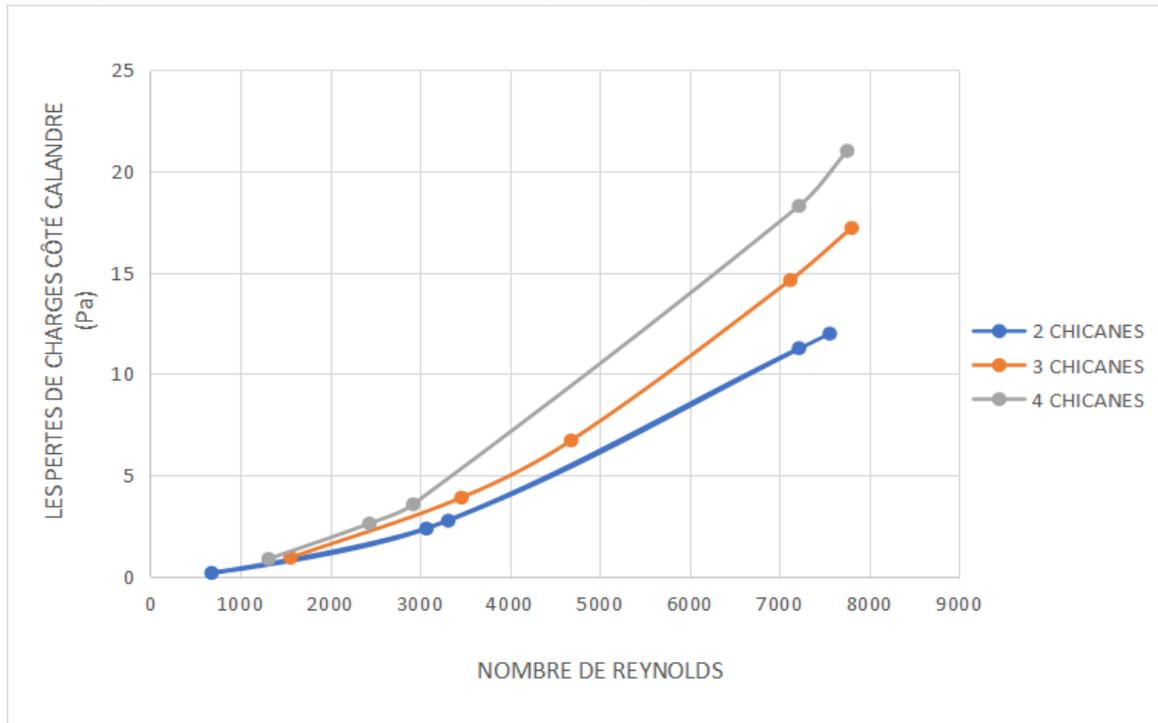


Figure VI. 11 : Evolution des pertes de charge côté calandre en fonction du nombre de Reynolds pour différentes configurations de chicanes.

Observations principaux :

- **Augmentation des pertes de charge avec le nombre de Reynolds :** Pour les trois configurations d'échangeurs (2, 3 et 4 chicanes), on observe une augmentation des pertes de charge côté calandre avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Ceci est cohérent avec le comportement général des fluides, où une vitesse d'écoulement plus élevée (représentée par un nombre de Reynolds plus élevé) entraîne des frottements plus importants et donc des pertes de charge accrues.
- **Impact du nombre de chicanes :** Le graphique montre clairement que l'augmentation du nombre de chicanes entraîne une augmentation significative des pertes de charge pour un nombre de Reynolds donné.

Interprétation:

- **Rôle des chicanes:** Les chicanes dans un échangeur de chaleur servent à diriger l'écoulement du fluide et à améliorer le transfert thermique en augmentant la turbulence et le mélange. Cependant, cette augmentation de la turbulence et des changements de direction de l'écoulement créent également une résistance supplémentaire, ce qui se traduit par des pertes de charge plus élevées.

- **Compromis performance-pertes de charge:** Le choix du nombre optimal de chicanes implique un compromis entre l'amélioration du transfert thermique et l'augmentation des pertes de charge. Un plus grand nombre de chicanes améliore le transfert thermique, mais augmente également les pertes de charge, ce qui nécessite une puissance de pompage plus importante et donc des coûts d'exploitation plus élevés.

Conclusion :

Le graphique met en évidence l'importance de considérer à la fois le transfert thermique et les pertes de charge lors de la conception d'un échangeur de chaleur. Le choix du nombre de chicanes doit être optimisé en fonction des exigences spécifiques de l'application, en tenant compte de l'efficacité énergétique et des coûts d'exploitation.

IV.6.1.2 Interprétation de figures des streamlines de vitesse :

Les figures de streamline de vitesse fournies, combinées au graphique précédent illustrant l'augmentation des pertes de charge avec le nombre de chicanes, permettent une analyse approfondie du comportement du fluide dans l'échangeur de chaleur.

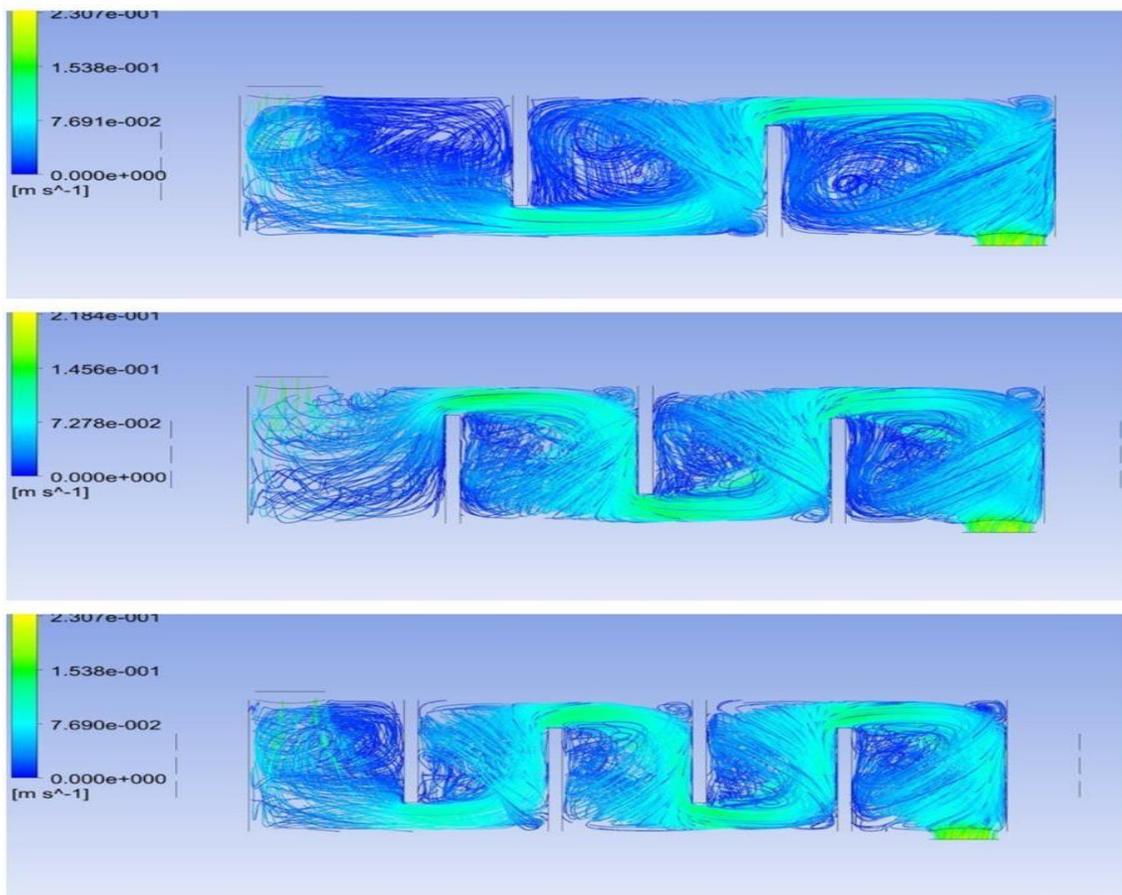


Figure VI. 12 : Visualisation des lignes de courant du fluide côté calandre pour différentes configurations de chicanes (2, 3 et 4 chicanes).

Observations clés des streamlines:

- **Zones de recirculation:** Les images montrent clairement la présence de zones de recirculation à l'arrière des chicanes. Ces zones de faible vitesse sont dues au changement brusque de direction du fluide et contribuent à la résistance à l'écoulement.
- **Augmentation de la turbulence:** Plus le nombre de chicanes est élevé, plus la turbulence est importante dans l'écoulement global. Ceci est visible par les trajectoires plus sinueuses et les variations de couleur plus rapides dans les images avec davantage de chicanes.

Lien avec les pertes de charge:

- **Confirmation du graphique:** Les zones de recirculation et l'augmentation de la turbulence observées dans les images de streamline confirment l'augmentation des pertes de charge avec le nombre de chicanes, comme le montre le graphique précédent.
- **Origine des pertes de charge:** La résistance à l'écoulement, et donc les pertes de charge, proviennent principalement de deux facteurs:
 - **Frottement visqueux:** La turbulence accrue augmente le frottement visqueux entre les couches de fluide et avec les parois de l'échangeur.
 - **Perte de charge singulière:** Les changements brusques de direction du fluide au niveau des chicanes créent des pertes de charge singulières.

IV.6.2 interprétations de coefficient global de transfert de chaleur (U) :**IV.6.2.1 interprétations des graphes de coefficient global de transfert de chaleur (U) :**

Le graphique illustre l'influence du nombre de chicanes sur le coefficient global de transfert de chaleur (U) dans un échangeur de chaleur, en fonction du nombre de Reynolds.

Le coefficient global de transfert de chaleur être obtenue par l'équation suivante :

$$U_{\text{gloal}} = \frac{1}{\frac{1}{h_t} + \frac{1}{h_c} + R_c + R_t + \frac{e}{\lambda}} \quad (6.1)$$

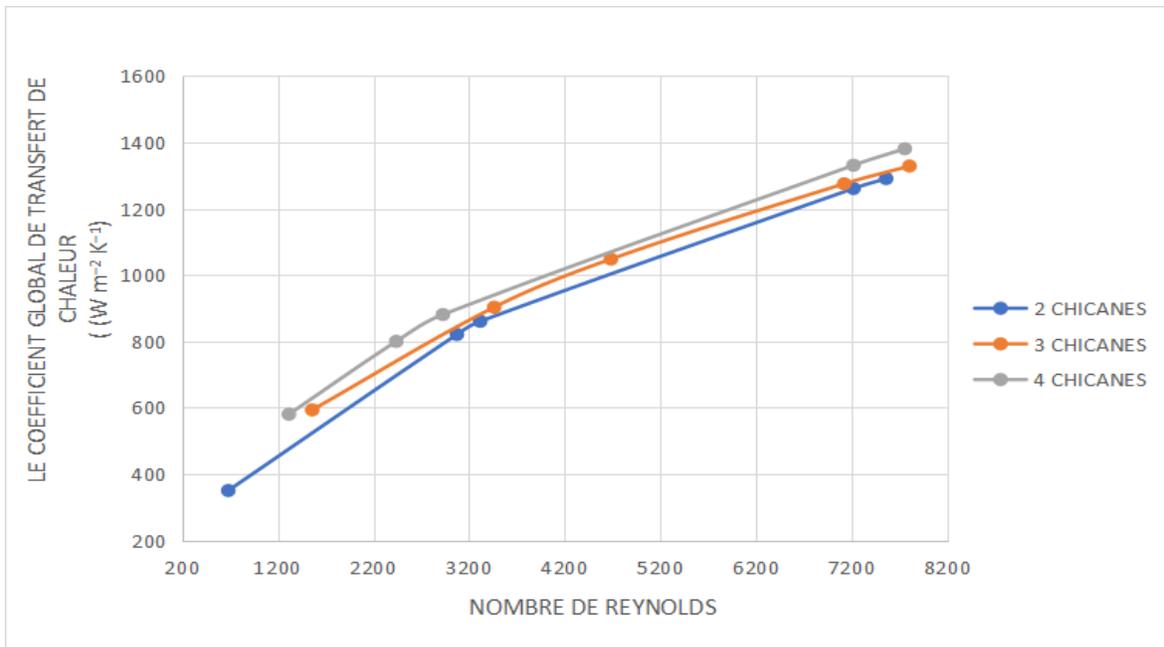


Figure VI. 13 : Variation du coefficient global de transfert de chaleur en fonction du nombre de Reynolds pour différentes configurations de chicanes.

Observations principales:

- **Augmentation du coefficient U avec le nombre de Reynolds :** Pour les trois configurations d'échangeurs (2,3et4 chicanes), on observe une augmentation du coefficient U avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Ceci indique qu'un écoulement plus turbulent (Reynolds élevé) améliore le transfert thermique, car il favorise le mélange et réduit l'épaisseur de la couche limite thermique, augmentant ainsi le taux de transfert de chaleur.
- **Impact du nombre de chicanes:** Le graphique montre clairement que l'augmentation du nombre de chicanes conduit à une augmentation du coefficient U pour un nombre de Reynolds donné.

Interprétation:

- **Rôle des chicanes :** Les chicanes, en modifiant le chemin d'écoulement et en créant des turbulences, augmentent la surface d'échange thermique effective et améliorent le mélange du fluide. Ceci conduit à un coefficient de transfert thermique côté fluide plus élevé, et donc à un coefficient global U plus élevé.
- **Amélioration du transfert thermique vs. pertes de charge:** Bien que l'ajout de chicanes améliore le transfert thermique, il est crucial de noter que cela augmente également les pertes de charge, comme illustré dans le graphique précédent. Un compromis doit être trouvé entre l'amélioration du transfert thermique et l'augmentation des pertes de charge, qui se traduisent par des coûts de pompage plus élevés.

Conclusion :

Le graphique met en évidence l'importance du choix du nombre de chicanes dans la conception d'un échangeur de chaleur. Un nombre plus élevé de chicanes améliore le transfert thermique, mais augmente également les pertes de charge. Le nombre optimal de chicanes dépendra des exigences spécifiques de l'application, en tenant compte de l'efficacité énergétique globale et des coûts d'exploitation.

IV.6.2.2 interprétations des figures des contours des températures :

Les figures de contour de température, associées à l'information que la première représente 4 chicanes, la deuxième 3 chicanes et la troisième 2 chicanes, nous permettent d'analyser l'impact du nombre de chicanes sur le transfert thermique et de le corrélérer au graphique du coefficient U.

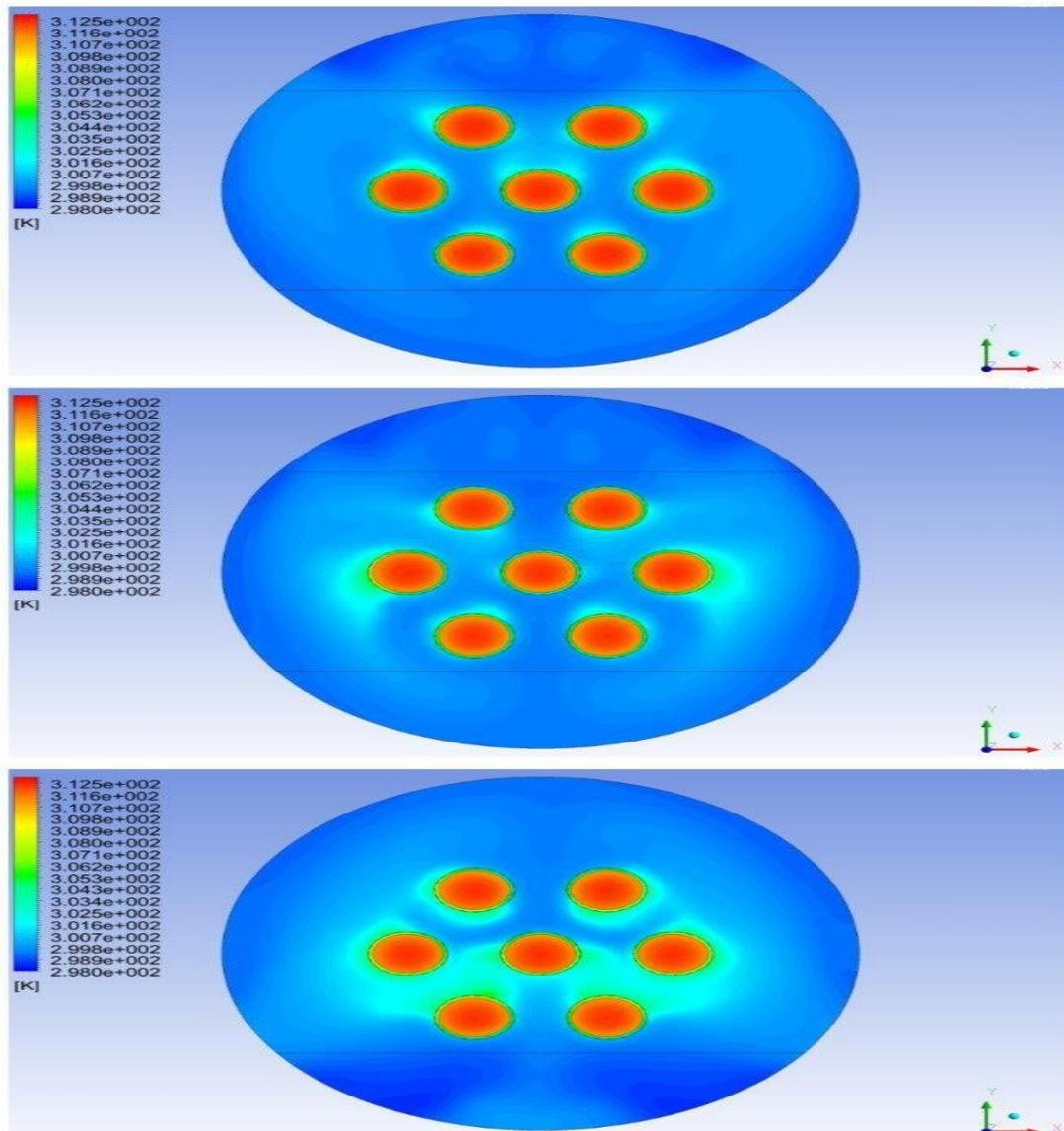


Figure VI. 14 : Distribution de la température dans une section transversale de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre pour différentes configurations de chicanes (2, 3 et 4 chicanes).

Observations clés des contours de température :

- ✓ **Impact du nombre de chicanes :** En observant les images, on remarque une différence subtile mais importante dans la distribution de température autour des tubes.

4 chicanes (image 1): La zone chaude (rouge) autour des tubes est légèrement plus compacte, et la transition vers les zones froides (bleu) est plus progressive. Cela suggère un meilleur mélange du fluide et une distribution de chaleur plus uniforme.

2 chicanes (image 3): La zone chaude autour des tubes est plus étendue et la transition vers les zones froides est plus abrupte, indiquant potentiellement des zones de stagnation et un mélange moins efficace.

Lien avec le coefficient U et le nombre de chicanes :

- ✓ **Confirmation du graphique :** Ces observations visuelles confirment l'analyse du graphique du coefficient U. Un nombre plus élevé de chicanes (4) conduit à un meilleur mélange, une distribution de chaleur plus uniforme et donc un coefficient U plus élevé, comme le montre le graphique. À l'inverse, un nombre réduit de chicanes (2) entraîne une distribution de chaleur moins uniforme et un coefficient U inférieur.

IV.6.3 Interprétations des températures de fluide chaud :

Pour obtenir les graphiques de température illustrant l'évolution de la température le long de la ligne centrale d'un tube pour chaque configuration d'échangeur, la procédure suivante a été appliquée dans ANSYS Fluent :

1. **Création de la ligne de tracé :** Une ligne droite a été définie le long de l'axe central du tube central de l'échangeur. Cette ligne sert de trajectoire pour l'extraction des données de température.

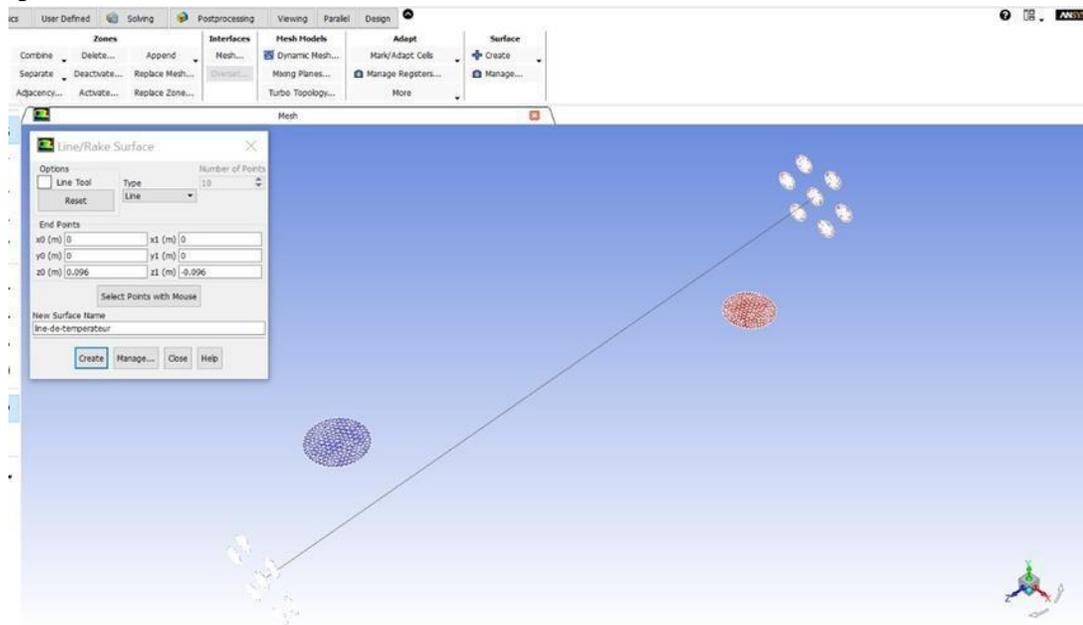


Figure VI. 15 : Définition d'une ligne de tracé sur la surface d'un tube dans ANSYS Meshing.

2. **Définition du tracé XY :** Dans le menu "Plots", l'option "XY Plot" a été sélectionnée pour créer un graphique 2D.
3. **Paramétrage des axes:**
 - **Axe des abscisses (X) :** La variable "Longueur de la ligne" a été choisie pour représenter la distance parcourue le long de la ligne de tracé.
 - **Axe des ordonnées (Y) :** La variable "Température" a été sélectionnée pour représenter la température du fluide le long de la ligne.
4. **Génération du graphique :** Le graphique représentant la variation de la température en fonction de la longueur de la ligne a été généré.

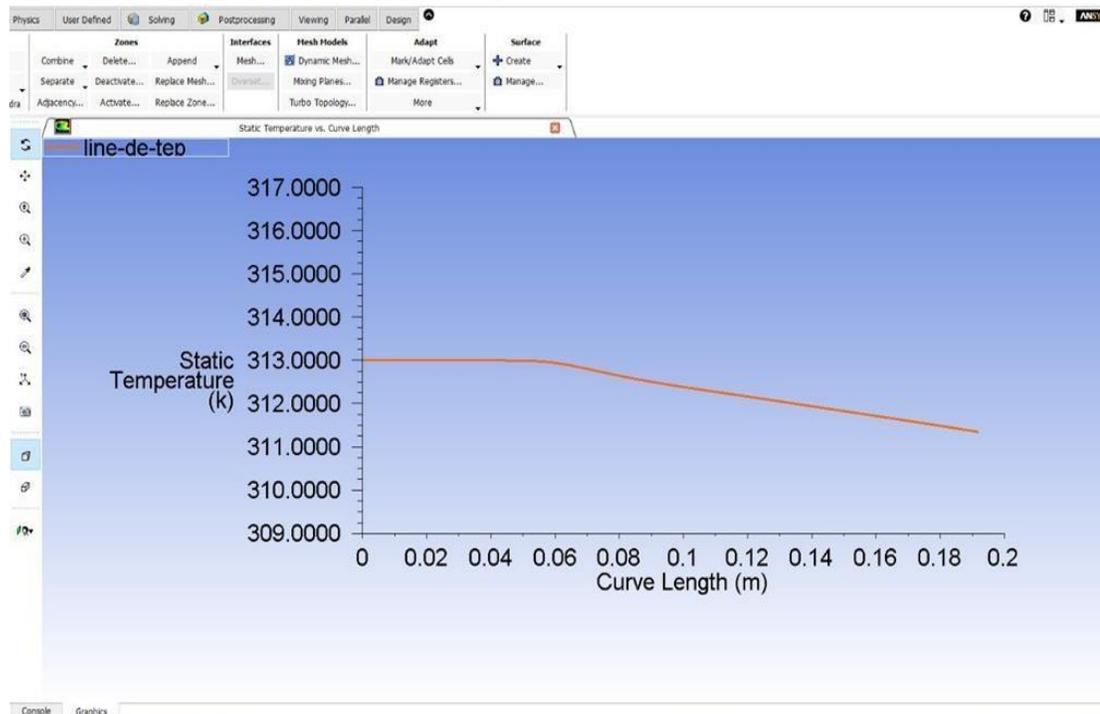


Figure VI. 16 : Profil de température statique le long d'une ligne de tracé sur la surface d'un tube dans ANSYS Fluent.

5. **Exportation des données:** L'option "Write" a été utilisée pour enregistrer les points de données du graphique dans un fichier texte.
6. **Répétition pour les trois modèles :** Les étapes 1 à 5 ont été répétées pour les trois modèles d'échangeur (2, 3 et 4 chicanes) afin d'obtenir un fichier de données pour chaque configuration.
7. **Tracé des graphes comparatifs :** Les fichiers de données ont été importés dans un tableur (Microsoft Excel) pour tracer les graphes comparatifs de la température en fonction de la longueur de la ligne pour les trois configurations d'échangeur.

Cette méthode permet d'extraire et de visualiser de manière précise l'évolution de la température le long d'une ligne spécifique dans le modèle, permettant ainsi d'analyser l'impact du nombre de chicanes sur le profil de température du fluide chaud.

IV.6.3.1 Interprétations des graphes des températures :

Ce graphique représente l'évolution de la température le long de la ligne centrale d'un tube de l'échangeur de chaleur, pour trois configurations distinctes de chicanes : 2, 3 et 4 chicanes. L'abscisse représente la longueur de la ligne parcourue à l'intérieur du tube, tandis que l'ordonnée indique la température correspondante en Kelvin (K).

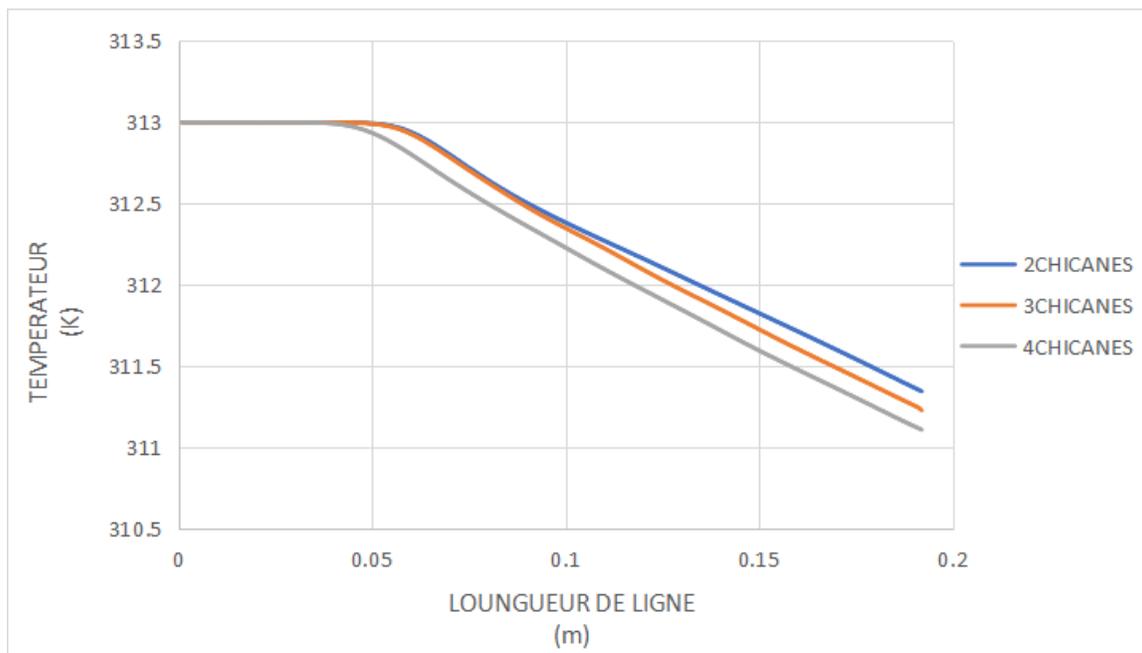


Figure VI. 17 : Influence du nombre de chicanes sur le profil de température du fluide chaud le long de la ligne centrale d'un tube.

Observations principales:

- **Diminution globale de la température:** Pour les trois configurations, on observe une diminution progressive de la température du fluide le long du tube. Ceci est cohérent avec le principe de transfert thermique dans un échangeur, où le fluide chaud cède progressivement sa chaleur au fluide froid.
- **Influence du nombre de chicanes:** Le nombre de chicanes a un impact significatif sur le profil de température :
 - Plus le nombre de chicanes est élevé, plus la baisse de température est rapide. Cela s'explique par le fait que les chicanes créent des turbulences et un mélange accru du fluide côté calandre, ce qui améliore le transfert thermique global.

Interprétation:

Ces résultats mettent en évidence l'importance du nombre de chicanes sur les performances thermiques d'un échangeur de chaleur à tubes et calandre. Un nombre accru de chicanes, bien qu'il puisse engendrer une perte de charge plus importante, permet d'améliorer significativement le transfert thermique et donc l'efficacité de l'échangeur.

IV.6.3.2 interprétations des figures des contours des températures :

Ces trois figures illustrent les contours de température obtenus par simulation numérique pour les trois configurations d'échangeur de chaleur étudiées, avec respectivement 2, 3 et 4 chicanes. La visualisation de la distribution spatiale de la température permet de confirmer et d'approfondir l'interprétation du graphique précédent représentant la variation de température le long d'une ligne centrale.

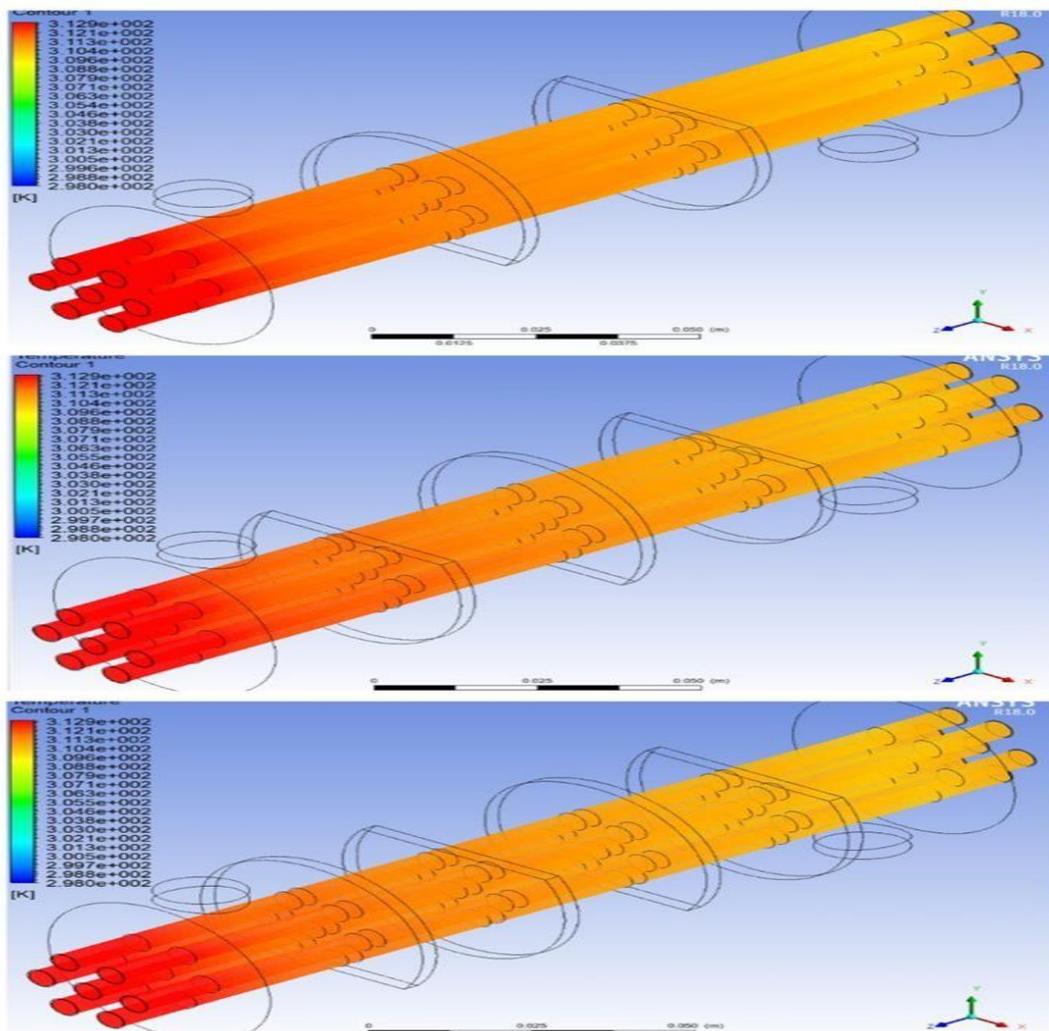


Figure VI. 18 : Distribution de la température dans l'échangeur de chaleur à tubes et calandre pour différentes configurations de chicanes (2, 3 et 4 chicanes).

Observations principales:

- **Gradient de température et transfert thermique:** On observe un gradient de température marqué entre l'entrée et la sortie du fluide chaud dans les tubes, indiquant un transfert thermique actif. La couleur rouge intense à l'entrée du fluide chaud (à gauche) évolue progressivement vers des couleurs plus froides (jaune puis vert) à mesure que le fluide progresse dans les tubes, cédant sa chaleur au fluide froid côté calandre.
- **Influence du nombre de chicanes:** L'augmentation du nombre de chicanes a un impact visible sur la distribution de température :
 - **Mélange et homogénéité:** Avec 2 chicanes, on observe des zones de température relativement homogènes entre les chicanes, suggérant un mélange moins efficace du fluide côté calandre. En revanche, avec 3 et 4 chicanes, les zones de température homogènes sont plus petites et la transition entre les couleurs est plus graduelle, traduisant un meilleur mélange et un transfert thermique plus uniforme.
 - **Refroidissement accéléré:** La comparaison des trois figures montre que le refroidissement du fluide chaud est plus rapide avec un nombre accru de chicanes. Les zones rouges, correspondant aux températures les plus élevées, sont plus étendues avec 2 chicanes et se réduisent progressivement avec 3 puis 4 chicanes.

Lien avec l'analyse précédente:

Ces observations confirment l'interprétation du graphique précédent. La diminution plus rapide de la température le long de la ligne centrale avec un nombre accru de chicanes s'explique par le meilleur mélange du fluide côté calandre et le transfert thermique plus efficace visualisés sur ces figures.

Conclusion Générale

Conclusion Générale :

Ce mémoire a permis d'approfondir la compréhension de l'influence du nombre de chicanes sur les performances thermiques et hydrodynamiques d'un échangeur de chaleur à tubes et calandre. En combinant simulations numériques avec ANSYS Fluent et validations expérimentales, l'étude a mis en évidence l'impact significatif de ce paramètre de conception sur les pertes de charge et le coefficient global de transfert de chaleur.

L'utilisation du logiciel ANSYS Fluent s'est avérée être un atout majeur de ce travail. Sa capacité à résoudre numériquement les équations de la mécanique des fluides et du transfert de chaleur a permis de simuler avec précision les écoulements complexes et les distributions de température au sein de l'échangeur. La visualisation des champs de vitesse et de température a offert un éclairage précieux sur les phénomènes physiques en jeu, facilitant l'interprétation des résultats et la comparaison des différentes configurations étudiées.

Les résultats obtenus ont démontré que l'augmentation du nombre de chicanes, bien qu'améliorant le transfert thermique, engendre également une augmentation des pertes de charge côté calandre. Ce compromis met en lumière l'importance d'une optimisation fine du nombre de chicanes pour atteindre un équilibre optimal entre performance thermique et coût énergétique.

L'analyse comparative des trois configurations étudiées (2, 3 et 4 chicanes) a permis d'identifier la configuration optimale en fonction des besoins spécifiques de l'application envisagée. Ainsi :

Le modèle à 2 chicanes s'avère être un choix judicieux pour les applications où le débit est élevé et les pertes de charge constituent un facteur critique. Ce modèle offre un bon compromis entre efficacité thermique et faible résistance à l'écoulement.

Les conclusions de ce travail, rendues possibles grâce à l'utilisation d'un outil de simulation puissant comme ANSYS Fluent, contribuent à une meilleure compréhension des phénomènes complexes en jeu dans les échangeurs de chaleur à tubes et calandre. Elles fournissent aux ingénieurs et concepteurs des outils précieux pour optimiser la conception de ces équipements critiques, en maximisant leur efficacité énergétique et en minimisant leur impact environnemental.

Enfin, ce mémoire ouvre la voie à des perspectives de recherche prometteuses, notamment l'exploration de géométries de chicanes innovantes, l'intégration de techniques d'optimisation multi-objectifs et l'étude de l'influence d'autres paramètres opératoires sur les performances des échangeurs de chaleur, toujours en s'appuyant sur la puissance et la flexibilité offertes par les outils de simulation numérique comme ANSYS Fluent.

Référence bibliographique

- [1] <http://boowiwki.info/art/les-echangeurs-de-chaleurs/l-echangeur-de-chaleur.html>.
- [2] "Optimisation des Échangeurs de Chaleur à Calandre et Tubes : Étude Numérique et Expérimentale", Prof. N. Benayad, Université de Technologie de Compiègne. Journal de Thermique Appliquée et Génie des Procédés, Vol. 23, No. 2, 2023.
- [3] "Étude de l'Impact des Configurations d'Écoulement", Prof. John D. Jackson, Université de Manchester. Journal of Fluid Mechanics, Vol. 923, 2021.
- [4] TEMA 10th Edition 2019 Tubular Exchanger Manufacturers Association
- [5] A.A. Shrikant, R. Sivakumar, N. Anantharaman, M. Vivekanandan, CFD simulation study of shell and tube heat exchangers with different baffle segment configurations, Applied Thermal Engineering (2016)
- [6] Mohammad Reza Safarian, Farivar Fazelpour, Mehrzad Sham, Numerical study of shell and tube heat exchanger with different cross-section tubes and combined tubes, International Journal of Energy and Environmental Engineering, 10, pages 33
- [7] energieplus-lesite
- [8] <https://www.wt-sa.ch/fr/echangeurs-demontables/> (consulté en Juin,2022).
- [9] Leconte.J, « Echangeur de chaleur dimensionnement thermique », techniques de l'ingénieur, traité mécanique et chaleur [B2342]
- [10] D. Mouloud, « Simulation Numérique par ANSYS Workbench, » researchgate, Inc, avril 2017.
- [11] Fundamental FEA Concepts and Applications Guidebook for the Use and Applicability of Workbench Simulation Tools, ANSYS, Inc.
- [12] ANSYS Description guide (<https://www.ansys.com/>)
- [13] (P.A. Hilton)
- [14] « Techniques de froid technique général », CfmLog YSH04054,30 juin 1998.
- [15] Holman, J.P., "Heat Transfer", qui discute de la manière de calculer la surface de transfert thermique
- [16]: Frank P. Incropera, David P. DeWitt, "Fundamentals of Heat and Mass Transfer"

Référence bibliographique

[17] K. A. Gardner, "Heat Exchanger Design Handbook"

[18] Article de recherche ou chapitre dans des livres spécialisés sur les échangeurs de chaleur pour différents contextes et matériaux

[19] Manuel sur les échangeurs de chaleur ou articles de revue qui expliquent le concept NTU et son utilisation dans le design des échangeurs.

[20] "Perry's Chemical Engineers' Handbook"

[21] "Fluid Mechanics" par Frank M. White : Ce livre offre une explication complète des principes de la dynamique des fluides.

[22] "Fundamentals of Heat and Mass Transfer" par Frank P. Incropera et David P. DeWitt: Ce livre explique en détail le nombre de Prandtl et son rôle dans l'analyse de la convection.

[23] "Heat Transfer" par J.P. Holman : Ce livre propose des explications détaillées sur le nombre de Nusselt et comment il est utilisé pour évaluer le transfert de chaleur par convection.

[24] "Fluide Mechanics" par Yunus A. Çengel et John M. Cimbala.

[25] Boulahlib.M.S, « contribution à l'étude des échangeurs de chaleur à ailettes intégrales », thèse de magister, Université de Constantine ,1998

[26] Boulahlib.M.S, « installation thermique industrielle », cours TEC628.

[27] YVES JANNOT, Transfert thermique ; Ecole des minces NANCY ; 2012.

[28] Jaque Padet, « Echangeurs thermiques, méthodes globales de calculs », paris : Masson 1994.

