

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE  
SCIENTIFIQUE  
UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA BOUMERDES



Faculté de Technologie  
Département Génie Mécanique

## Mémoire de Master

En vue de l'obtention du diplôme de **MASTER** en :

**Filière : GENIE MECANIQUE**  
**Spécialité : Energétique**

### THEME :

**Dimensionnement d'un échangeur de chaleur de la pompe centrifuge P502 de la raffinerie d'Alger**

Présenté par :

**Louafi Yousra**

**Maachou Mounira**

Promoteur :

**Mr. Hachemi Madjid**

**Promotion 2020- 2021**

## REMERCIEMENTS

*Nous tenons à remercier profondément Monsieur Lhachmi Madjid, de nous avoir encadrés pour cette thèse et de nous avoir accordé sa confiance. Votre aide, vos conseils, vos connaissances et votre enthousiasme pour la recherche nous ont beaucoup apporté tout au long de  
L'élaboration de ce travail.*

*Nos remerciements vont également à notre encadrant Monsieur Mechental Mourad au niveau de la raffinerie d'Alger SIDI ARCINE SONATRACH pour ce qu'il nous a apporté comme connaissances*

*Nos remerciements vont également aux membres du jury, nous tenons à leur exprimer notre reconnaissance pour l'intérêt qu'ils portent à ce travail.*

*Ce travail n'aurait pu se concrétiser sans le soutien de nos parents, qui nous ont permis de consacrer le temps nécessaire à la bonne conduite de ces recherches, sans jamais interférer et en nous assurant de parfaites conditions de travail. Enfin, je remercie chaleureusement nos familles et nos amis pour leur soutien et leur encouragement.*

Mounira & Yousra

*Je dédie ce modeste travail*

*A mon profond amour et ma passion A ma chère mère « Dallila » En témoignage de ma profonde gratitude et de mon incontestable reconnaissance, pour tous les sacrifices qu'elle me contente, toute la confiance qu'elles m'accordent et tout l'amour dont elle m'entoure.*

*A mon Cher père «Khaled» Qui est le meilleur père dans ce monde, grâce à son encouragement, sa confiance et son soutien moral et matériel et pour son amour infini en exprimant mes gratitude,*

*A mes chers frères «Mohamed Hichem » et « Mohamed Raid » A mes chères sœurs « Asma », «Salwa» , «Safa» et A mon oncle «Mourad»*

*A mes meilleures amies «Syrine», « AMAL» , « KAOUTHAR» et « SELMA» qui m'ont beaucoup aidé dans les moments difficiles.*

*A ma Binôme qui m'a supportée durant toute la durée de la réalisation de ce projet et a su excuser mes retards, « Mounira »*

*Yousra*

*Plusieurs obstacles auraient été insurmontables sans l'aide du Tout Puissant, le soutien et l'appui dont j'ai bénéficié au cours de l'élaboration de ce travail.*

*A la femme qui a souffert sans me laisser souffrir, qui n'a jamais dit non à mes exigences et qui n'a épargné aucun effort pour me rendre heureuse : **Mon adorable mère HAKIMA.***

***Mon père ABDERRAZZAK**, qui peut être fier et trouver ici le résultat de longues années de sacrifices et de privations pour m'aider à avancer dans la vie. Puisse Dieu faire en sorte que ce travail porte son fruit ; Merci pour les valeurs nobles, l'éducation et le soutien permanent venu de toi.*

*Ma famille, spécialement à mes chères sœurs FATMA ZOHRA, YASMINE, SANAA, IBTISSEM, qui n'ont pas cessé de me conseiller, encourager et soutenir tout au long de mes études .Que Dieu les protège et leur offre la chance et le bonheur. Et sans oublié mes grands-parents que j'aime et à toute la famille BEKKIS et mes chères amis AMAL ,KAOUTHAR et SELMA.*

*A ma binôme YOUSRA pour son soutien moral, sa patience et sa compréhension tout au long de ce projet. Et mes chers amis qui nous ont accordé leur soutien dans les instants les plus difficiles.*

**MAACHOU MOUNIRA**

## ملخص

ارتفاع حرارة كراسي المضخات واحد من بين المشاكل الموجودة على مستوى شركات النفط.

من اجل تخفيض هذه الحرارة وتأثير التثوهات وتمديد عمر القطع المؤلفة للمضخة عملنا على هذا في إطار هذا المشروع والذي يحتوي على دراسة هيكلية وحرارية باستخدام برنامج، ANSYS-CFX وقمنا ايضا بالعمل على تصميم مبادل حراري الذي سوف يساعد على إنقاص درجة حرارة زيت التشحيم.

هذه الحلول المقترحة تساعد على اطالة الآلة والاستفادة من المحطة وكذلك لتجنب التعطل المتكرر.

## Abstract

The overheating of the rolling bearing of pumps is among the problems sustained by oil companies.

with the aim to reduce the overheating and deformation effect and extend the lifetime of the pump's components we have undertaken this study of our final graduation project which contains a structural and thermal study based on the software ANSYS- CFX , as well as the design of a heat exchanger that helps reducing the temperature of lubricant.

The proposed solutions may help to extend the lifetime and avoid the regular breakdown of this main component.

## **Résumé**

L'échauffement des roulements des pompes est parmi les problèmes vécus par les entreprises de production de pétrole.

Dans le but de réduire l'échauffement et les effets de déformation et d'améliorer la durée de vie des composants de la pompe nous avons entamé la thématique de ce projet de fin d'études, qui comprend une étude structurale et thermique par le moyen du logiciel ANSYS-CFX, ainsi que le dimensionnement d'un échangeur de chaleur qui permet de réduire la température du lubrifiant.

Les solutions proposées aideront à prolonger la durée de vie et rentabiliser l'installation et éviter les pannes régulières.

## Nomenclature

Noms	Symboles	Unités
Angle absolue	A	Degree
Angle relative d'aube	B	Degree
Chaleur spécifique à pression constante	$C_p$	kJ/kg
Charge dynamique de base	$C_d$	N
Charge dynamique équivalente	$P_d$	N
Coefficient de convection thermique	H	W/K.m <sup>2</sup>
Coefficient d'hauteur	$\Psi$	
Coefficient de puissance	$\Pi$	
Coefficient de débit	$\Phi$	
Conductivité thermique	K	W/m.K
Contrainte	$\Sigma$	N/m <sup>2</sup>
Couple mécanique	C	N.m
Diamètre	D	M
Débit massique	$\dot{m}$	kg/s
Débit volumique	$Q_v$	m <sup>3</sup> /s
Déformation normale dans la direction X	EPSX	N/m <sup>2</sup>
Déformation normale dans la direction Y	EPSY	N/m <sup>2</sup>
Déformation normale dans la direction Z	EPSZ	N/m <sup>2</sup>
Déformation de cisaillement dans la direction Y agissant dans le plan YZ	GMXY	N/m <sup>2</sup>
Déformation de cisaillement dans la direction Z agissant dans le plan YZ	GMXZ	N/m <sup>2</sup>
Déformation de cisaillement dans la direction Z agissant dans le plan XZ	GMYZ	N/m <sup>2</sup>
Distance entre deux chicanes	l	m
Energie interne	u	kJ/kg
Energie totale	e	kJ/kg
Epaisseur	ep	m
Facteur de glissement	$\sigma$	

Flux de chaleur maximal	$Q_{\max}$	W
Flux de chaleur réel	$Q_{\text{réel}}$	W
Force	F	N
Gravité	g	m/s <sup>2</sup>
Hauteur	H	m
Hauteur de la fenêtre de passage	f	m
Hauteur manométrique totale	HMT	m
Longueur d'échangeur de chaleur	L	m
Longueur de segment de passage	a	m
Masse	m	kg
Masse volumique	$\rho$	kg/m <sup>3</sup>
Nombre de Nusselt	$Nu$	
Nombre de Prandtl	$Pr$	
Nombre de Reynolds	$Re$	
Pas horizontale entre deux chicane	$S_l$	m
Pas verticale entre deux chicane	$S_t$	m
Pression	P	Pa
Pression différentielle	$\Delta P$	Pa
Puissance	P	W
Rayon	r	m
Rapport de Pression	$r_p$	
Rendement	$\eta$	
Surface d'échange	A	m <sup>2</sup>
Température	T	C
Travail	W	kJ
Viscosité cinématique	$\nu$	m <sup>2</sup> /s
Viscosité dynamique	$\mu$	kg/m.s
Vitesse de fluide entre deux chicane	$V_{\infty}$	m/s
Vitesse de fluide maximale	$V_{\max}$	m/s
Vitesse de rotation	N	rpm
Vitesse angulaire	$\omega$	rad/s
Vitesse absolue	C	m/s
Vitesse périphérique	U	m/s

Vitesse relative	W	m/s
Volume	V	m <sup>3</sup>

## Indices

Axe X	X
Axe Y	Y
Axe Z	Z
Calandre	ca
Chicane	ch
Chaud	c
Deuxième roue	2
Entrée	e
Extérieur	ext
Froid	f
Fuite	fu
Hydraulique	h
Intérieur	int
Mécanique	m
Première roue	1
Radial	r
Roulement à bille à contacte oblique	ro
Roulement à bille à contacte radiale	rr
Sortie	s
Tangentielle	u
Théorique	th
Tube	t
Volumique	v

# Sommaire :

ملخص	1
Abstract	1
Résumé	2
Introduction général	12
1.1. Introduction	15
1.2. Présentation de la raffinerie d'Alger SIDI ARCINE	16
1.3. Description des principales installations	17
2.1. Introduction	25
2.2. Définition d'un échangeur de chaleur	25
2.3. Critères du classement des échangeurs de chaleur	25
2.3.1. Type de contact	25
2.4.1. Les échangeurs par mélange ou à contact direct	27
2.4.2. Les régénérateurs ou les échangeurs discontinus	28
2.4.3. Les échangeurs continus	28
2.4.3.1. Les échangeurs tubulaires	28
2.4.3.2. Les échangeurs à ailettes	32
2.4.3.3. Echangeurs à plaques	33
2.5. Problèmes de fonctionnement	35
2.5.1. Encrassement	35
2.5.2. Corrosion	37
2.5.3. Vibrations	37
3.1. Discription sur la pompe P502	42
3.1.2. Caractéristiques de pétrole brut	41
3.1.3. Caractéristiques de la pompe P 502	41

<b>3.2.Choix de l'echangeur pour la pompe P502</b>	<b>43</b>
<b>3.2.1. Les échangeurs à tubes et calandre</b>	<b>43</b>
<b>3.2.2 Les différents types d'ailette des tubes</b>	<b>44</b>
<b>3.3. Principe de calcul d'un echangeur à tube calandre</b>	<b>46</b>
<b>3.3.1. Hypothèse</b>	<b>47</b>
<b>3.3.2. Dimensionnement</b>	<b>49</b>
<b>3.3.3. Principe de calcul d'un echangeur de chaleur tubes calandre</b>	<b>50</b>
<b>3.4. Etape de calcul</b>	<b>50</b>
<b>3.4.1. Quantité de chaleur</b>	<b>50</b>
<b>3.4.2. DTLM</b>	<b>51</b>
<b>3.4.3.Méthode NUT</b>	<b>53</b>
<b>3.4.4. Le risque des croisements de temperature</b>	<b>54</b>
<b>3.4.5. La règle d'or</b>	<b>57</b>
<b>3.4.6. Calcul de dimensionnement</b>	<b>59</b>
<b>3.4.7. Influence de la surface</b>	<b>60</b>
<b>3.4.8. Puissance thermique d'un echangeur de chaleur à tubes calandre</b>	<b>61</b>
<b>3.4.9. Le coefficient de transfert global</b>	<b>61</b>
<b>3.4.10. Les temperatures calorifiques</b>	<b>62</b>
<b>3.4.11. Efficacité de l'échangeur en fonction du NUT</b>	<b>62</b>
<b>3.4.12. Le coefficient de film à la condensation à l'extérieur des tubes</b>	<b>62</b>
<b>3.5. Calcul hydraulique</b>	<b>63</b>
<b>3.5.1. Etude des études de charge</b>	<b>63</b>
<b>3.5.2. Perte de charge à l'extérieur des tubes</b>	<b>64</b>
<b>3.5.3.Choix de l'ordre de passage de fluide dans les échangeurs faisceau et calandre</b>	<b>66</b>

<b>3.6. Principaux problèmes des échangeurs de chaleur</b>	<b>67</b>
<b>4.1. Introduction</b>	<b>70</b>
<b>4.2. Design d'un échangeur de chaleur</b>	<b>70</b>
<b>4.3. Les étapes de design d'un échangeur</b>	<b>70</b>
<b>4.4. Description d'échangeur de chaleur tube et calandre :</b>	<b>71</b>
<b>4.5. Hypothèses dans les calculs de dimensions</b>	<b>71</b>
<b>4.6. Données utilisés</b>	<b>71</b>
<b>4.7. Dimensionnement des chicanes</b>	<b>72</b>
<b>4.8. Bilan thermique</b>	<b>74</b>
<b>4.9. Interprétation des résultats</b>	<b>83</b>
<b>5.1. Introduction</b>	Erreur ! Signet non défini.
<b>5.2. Code de FLUENT</b>	Erreur ! Signet non défini.
<b>5.3. Description du code de calcul ANSYS-CFX</b>	Erreur ! Signet non défini.
<b>5.2.3. Simulation de l'échangeur à tubes et calandre</b>	Erreur ! Signet non défini.
<b>5.4.1. Définition du modèle</b>	<b>89</b>
<b>5.4.2. Conditions aux limites</b>	<b>91</b>
<b>5.5. Présentation des résultats</b>	<b>93</b>
<b>5.6. Discussion des résultats et conclusion</b>	<b>103</b>

# Liste des figures

Figure 1: Différent modes de circulation .....	26
Figure 2 : Échangeur monotube en serpentin .....	28
Figure 3 : Échangeur à tubes séparés. ....	29
Figure 4: Échangeur à tubes séparés. ....	29
Figure 5:Échangeur à tubes rapprochés.....	30
Figure 6:Échangeur à tube-calandre .....	30
Figure 7:Échangeur à boîte flottante. ....	31
Figure 8:Échangeur à boîte fixe. ....	31
Figure 9:Échangeurs à tubes en U .....	32
Figure 10:Échangeur à tubes ailettes .....	33
Figure 11:Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire.....	33
Figure 12:Échangeur à plaques et joint. ....	34
Figure 13:Échangeur à plaques tout soudé.....	34
Figure 14:Échangeur à plaques brasé. ....	35
Figure 15:Procédé de nettoyage en continu par boules.....	36
Figure 16:La pompe P 502 . ....	40
Figure 17:Vue de la pompe P 502 . ....	40
Figure 18: Courbe caractéristique de la pompe P502 .....	44
Figure 19:Courbe caractéristique de la pompe P502 .....	44
Figure 20:Échangeur à tubes et Calandre .....	46
Figure 21:Plaque tubulaire .....	47
Figure 22:Disposition des tubes .....	47
Figure 23:Autre différent type d'ailettes .....	48
. Figure 24:Les types de chicanage.....	48
Figure 25:Échangeur à co-courant.....	53
Figure 26:Échangeur à contre-courant .....	54
Figure 27 : L'encrassement .....	65
Figure 28:Représentation de schéma de l'encrassement dans le cas d'un liquide .....	67
Figure 29:Geométrie de l'échangeur de chaleur .....	87
Figure 30 : Affichage du maillage de fluide froid (coté calandre) .....	88
Figure 31 : Affichage du maillage de fluide chaud (coté tubes). ....	88
Figure 32 : Résultat de solveur (côté calandre).....	89

Figure 33:Résultat de solveur (côté tubes). .....	90
Figure 34:Contour de la pression dans l'entrée et la sortie des tubes. ....	92
Figure 35: Contours de pression de l'eau à la sortie et à l'entrée de la calandre .....	93
Figure 36 : Distribution de la température d'huile dans les tubes. ....	94
Figure 37: Distribution de la température d'eau dans la calandre. ....	95
Figure 38 : Distribution de la vitesse d'huile dans les tubes .....	96
Figure 39: Distribution de la vitesse d'eau dans la calandre. ....	97
Figure 40: Lignes de courant d'huile dans les tubes. ....	98
Figure 41: Lignes de courant d'eau dans la calandre .....	99
Figure 42:Vecteur de vitesse dans les tubes. ....	100
Figure 43:Vecteur de vitesse dabs la calandre .....	101

# Liste des tableaux :

Tableau 1: Caractéristiques de pétrole brut .....	41
Tableau 2 : site géographique de la pompe P502 .....	41
Tableau 3: Performances de la pompe P502 .....	41
Tableau 4: Caractéristiques des roues de la pompe P502 .....	42
Tableau 5 : Caractéristiques d'arbre de la pompe P502 .....	42
Tableau 6: Caractéristiques du palier de la pompe P502 .....	43
Tableau 7: Caractéristiques des roulements de la pompe P502.....	43
Tableau 8: Caractéristiques du moteur de la pompe P502 . .....	44
Tableau 9: Caractéristiques des fluides.....	73
Tableau 10: Dimensionnement de la calandre et les tubes. ....	73
Tableau 11: Dimensionnement des chicanes.....	74
Tableau 12: Caractarictique des fluides .....	75
Tableau 13: Capacité calorifique des fluides. ....	75
Tableau 14 : Nombre de Reynolds Prandtl Nusselt et le coefficient de convexion thermique.....	79
Tableau 15 : Résistance thermique par convection et par conduction.....	80

# Introduction général :

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

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

Le but de ce travail est de présenter un dimensionnement d'un échangeur de chaleur pour la pompe P502 à cause de l'échauffement de son palier.

Nous avons étudié dans la première partie dimensionnement un échangeur de chaleur afin de réduire la température du lubrifiant et par conséquent minimiser l'endommagement et la déformation de l'arbre de transmission de la pompe.

Dans la deuxième partie on a simulé un échangeur de chaleur par le moyen du logiciel ANSYS-CFX

## **La problématique**

La problématique que nous avons étudiée dans ce projet de fin d'études concerne l'échauffement d'un palier d'une pompe centrifuge utilisée au sein de la raffinerie d'Alger au niveau de l'unité de distillation atmosphérique pour transporter le pétrole brut.

Les points traités répondent aux questions suivantes :

Causes de l'échauffement du palier ?

Réduction de la température de l'huile de lubrification ?

# Chapitre 1:

## Présentation de la Raffinerie d'Alger

## 1.1. Introduction

Dans ce chapitre nous allons donner une présentation de l'entreprise nationale **SONATRACH** ainsi que la raffinerie d'Alger **SIDI ARCINE** dans laquelle nous avons effectué notre stage.

### 1.1.1. Présentation de la société nationale SONATRACH

**SONATRACH** est une entreprise nationale algérienne créée le 31 décembre 1963, acronyme de société nationale pour la recherche, la production, le transport, la transformation, et la commercialisation des hydrocarbures.

Elle est le premier groupe d'hydrocarbures et de l'industrie énergétique en Afrique. Son domaine d'activité est basé sur l'industrie pétrolière et gazière avec une mission de valoriser les importantes réserves en hydrocarbures de l'Algérie. Et cela est assuré par ces activités :

- Exploration et production.
- Transport par canalisation.
- Raffinage et pétrochimie.
- Liquéfaction et séparation.
- Commercialisation des hydrocarbures et leurs dérivés.

De plus, elle active dans les domaines pétrochimie, de génération électrique, d'énergie nouvelle et renouvelable, le dessalement d'eau de mer et d'exploitation minière.

Sonatrach est un groupe intégré dans toute la chaîne de production des hydrocarbures de l'exploration à la commercialisation. Cela est assuré par 154 filiales et participations mais ils ne sont pas de même ordre d'importance, et parmi leurs structures principales les suivantes :

- ENAGEO : entreprise nationale de géophysique.
- ENAFOR : entreprise nationale de forage.
- ENGTP : entreprise nationale de grands travaux pétroliers. NAFTAL : société nationale de commercialisation des produits pétroliers.

SONATRACH dispose de plusieurs branches. Dans l'amont elle opère en effort propre ou en partenariat avec des compagnies pétrolières étrangères dans les différents gisements nationaux. Pour le transport des hydrocarbures elle dispose d'un grand réseau de canalisation de près de 22 000 kilomètres. Dans l'aval elle compte six raffineries en activités, deux complexes pétrochimiques, quatre complexes de liquéfaction GNL et deux complexes de séparation GPL [1].

### **1.2. Présentation de la raffinerie d'Alger SIDI ARCINE**

La raffinerie d'Alger SIDI ARCINE est l'une des principales directions de SONATRACH. C'est une raffinerie de pétrole qui travaille sur la mission de transformer le pétrole brut en différents produits finis tels que l'essence, fuel lourd, kérosène, gasoil léger et lourd .

#### **1.2.1. Situation géographique de la Raffinerie**

La raffinerie d'Alger se situe à 5 km au sud d'EL Harrach et à 20 km à l'est d'Alger, occupant une surface de 182 hectares (1.82 kilomètre carré). Cet emplacement a été choisi après une étude du sol et la découverte d'une nappe d'eau nécessaire pour l'alimentation des systèmes de refroidissement.

#### **1.2.2. Historique de la raffinerie**

La Raffinerie d'Alger a été créée en décembre 1959 suite à la découverte du pétrole au sud Algérien en septembre 1959, le démarrage de la raffinerie n'a eu lieu que le 19 janvier 1964 par un groupe de compagnies étrangères. Le coût de construction est estimé à 210 millions Dinars dont 170 millions par les installations et 40 millions de frais établis et autres.

#### **1.2.3. Structure de la raffinerie d'Alger**

Pour assurer le bon fonctionnement et le déroulement du travail ainsi que la continuité de la production, la raffinerie d'Alger est comprend de plusieurs départements à savoir [2]:

- Production.
- Travaux neufs.
- Hygiène, sécurité, environnement HSE.
- Finances.
- Moyens généraux.

- Technique.
- Maintenance.
- Approvisionnement.
- RH.
- SIG.

### **1.2.4. Capacité de production**

La capacité de production de la raffinerie d'Alger est estimée de 2 700 000 tonnes/an cette production est devisée en produits variés qui répondent aux normes nationales et internationales qui sont :

- Butane et propane commerciaux.
- Naphta (30% essence SR+70% solvant total).
- Essence normale.
- Kérosène.
- Gas-oil.
- Fuel lourd.

## **1.3. Description des principales installations**

### **1.3.1. Unité 100 : Unité de distillation atmosphérique**

L'objectif de l'unité de distillation atmosphérique est d'assurer une séparation primaire du pétrole brut en produits finis comme Kérosène, gas-oil, fuel et GPL Butane et Propane ainsi que produits intermédiaires, les solvants légers et lourds qui servent de charge pour l'unité 200 de reforming catalytique. Sa capacité de traitement est de 2 700 000 tonnes/an.

Le processus de distillation atmosphérique passe par les étapes suivantes :

- Le pétrole brut de Hassi- Messaoud ou le mélange de brut Hassi-Messaoud avec des proportions variables n'excédant pas 28% en poids de condensât Hassi-R 'Mel stocke dans les

bacs A301, A302 et A303 est pompé à une pression atmosphérique et une température de 27°C avec des pompes verticales P101A, P101B, P101C.

- Un premier train des échangeurs E101 A/B/C/D/E/F où le pétrole brut est chauffé par échange thermique avec le reflux de tête. Le reflux est circulé avec la pompe P103 A/B.
- Un dessaleur D110.
- Un deuxième train échangeurs E102 A/B/C pour chauffer le pétrole jusqu'à une température de 157.
- Un ballon de préflash D102 sous contrôle de niveau LRC 101 où la pression est constante au moyen de régulateur de pression PRC101 où le pétrole brut se débarrasse d'une partie des produits légers et quantité d'eau restante. Les produits légers sont réintégrés juste avant la colonne de distillation atmosphérique C101.
- Un troisième train des échangeurs E103 E104 en deux courants parallèles qui reçoit le brut pompier par les pompes P 102 A/B avec une température d'entrée de 151 °C sous contrôle de pression PRC105. Ce brut est chauffé par un échange thermique avec le kérosène et le gasoil lourd. Après ces deux échangeurs se réunissent dans une seule voie.
- Un quatrième train des échangeurs E105 E106 E107 où le brut s'échauffe par un échange thermique avec le gasoil léger, à la sortie le brut se trouve à une température de 227 °C.
- Le four F101 est un four à combustion du gaz où le brut entre dans la zone de convection puis dans la zone de radiation. La zone de convection opère avec les températures de 380 à 510 °C, la zone de radiation a une valeur de service de 610 °C jusqu'à 830 °C et au niveau de la cheminée les températures sont de 380 à 510°C, ces températures sont contrôlées avec les régulateurs TRC106 et TRC107.

- Une colonne de distillation atmosphérique C101 comprend 49 plateaux où la séparation des produits se fait par l'ordre de volatilité croissante le gasoil lourd soutiré. De plateau numéro 11, le gasoil léger de 17 ou 19 plateaux, le kérosène de 24 ou 26 plateaux, le solvant lourd de plateaux 34 ou plateaux 36, le LPG et l'essence totale se trouvent à la tête de la colonne, les vapeurs restantes sont aspirées par un injecteur à vide.
- Un débutaniseur ou une colonne de stabilisation C104 pour séparer les gaz liquéfiés d'essence totale.
- Une colonne de redistillation C105 dans la tête de cette colonne se trouve l'essence SR débutanisé séparé du solvant léger et soutiré au fond, et qui permet l'alimentation principale

de l'unité 200 de reforming catalytique.

Les indices en chiffres comme 101 est le nom de la machine et les indices A/B/C/D/E/F indiquent qu'il existe de plusieurs équipements identiques de même fonction.

La pompe étudiée dans ce projet de fin d'étude est nommée **P 502 A/B**, elle sert à pomper le pétrole brut sortant du ballon de pré-flash vers le quatrième train des échangeurs.

### **1.3.2. Unité 200 : Unité de platforming (reforming catalytique)**

L'objectif de l'unité de platforming est d'augmenter l'indice d'octane du mélange solvant léger et solvant lourd par des réactions catalytiques pour obtenir à la sortie le plat-format destiné à la fabrication des essences. Sa capacité de traitement est de 2500m<sup>3</sup>/j.

La charge solvant venant soit de l'unité 100 de distillation atmosphérique ou des bacs A102, A103, A104 est reprise par la pompe P204 A ou B, puis passe dans les principales installations de l'unité de reforming qui sont :

- Un train de préchauffe.
- Un réacteur de garde R201 utilisant un catalyseur pour retenir les poisons contenus dans la charge.
- Une section catalytique avec deux fours F202 et F203 de petite et grande cellule, trois réacteurs R202, R203, R204 et un ballon séparateur d'hydrogène D203.
- Un ballon fuel-gaz D214 pour alimenter les fours F202, F203, F204.
- Un turbocompresseur K201.
- Une section de stabilisation avec une colonne C202 et un four F204 : pour chauffer le fond de la colonne afin de séparer les GPL du plat-format et l'envoyer vers l'unité de gaz-plant.

### **1.3.3. Unité 300 : Unité gaz-plant (traitement et séparation)**

Le rôle de l'unité gaz-plant est de séparer et traiter les gaz venant des deux unités précédentes, pour produire le propane et le butane commerciaux liquéfiés.

Elle traite le produit liquide venant des accumulateurs de la tête des débutaniseurs de l'unité 100 de distillation atmosphérique et de l'unité 200 de reforming afin d'obtenir du

propane et du butane commercial. Ces derniers vont traverser des systèmes de purification contenant des tamis moléculaires afin de les débarrasser de toute trace d'humidité et de produits sulfurés.

L'unité gaz-plant comprend les parties suivantes :

- Un ballon tampon D301.
- Un déméthaniser C301.
- Un ballon séparateur D302.
- Un dépropaniser C302.
- Un ballon séparateur D303.
- Traitement butane et propane par des tamis moléculaires C303A et D305 pour C<sub>3</sub>, C303B et D307 pour le C<sub>4</sub>.

### 1.3.4. Salle de contrôle

Le nombre important des appareils de mesures nécessitent de les contrôler dans une salle de contrôle ou se trouvent toutes les informations nécessaires à la marche des unités températures, pression, débit, niveau, contrôle des vannes.

### 1.3.5. Parcs de stockage

Le pétrole brut est stocké dans trois réservoirs à toits flottants de 35.000 m<sup>3</sup> pour chacun A301, A302, A303. Ces réservoirs sont équipés de porte de visite boulonnée, mise à la terre de la cuve et du toit, purge d'eau, purge de toit, indicateur de niveau avec lecture au sommet du bac et transmission à la salle de contrôle, indicateur de température avec lecture au micro-ordinateur de la salle de contrôle, hélicoagitateurs deux par bac situés de part et d'autre de la tuyauterie d'arrivée du pétrole brut.

Les produits finis et intermédiaires sont stockés au niveau de trente réservoirs munis d'une mise à la terre, de purge d'eau, de purge de toit pour réservoirs à toits flottants, indicateurs et des transmetteurs de niveau et de températures.

La capacité globale des parcs de stockage de pétrole et des parcs de stockage des produits finis et intermédiaires est de 322.100 m<sup>3</sup>.

Les gaz liquéfiés sont stockés dans des sphères représentant une capacité de 5500 m<sup>3</sup> pour le butane et 2000 m<sup>3</sup> pour le propane. Pendant le démarrage de l'unité gaz plant les gaz liquéfiés sont dotés de deux réservoirs cylindriques représentant une capacité de 200 m<sup>3</sup> pour le butane et 150 m<sup>3</sup> pour le propane. Ces réservoirs sont équipés de : soupapes de sûreté, jauges à tirette, Indicateur de niveau, Manomètre, Prise d'échantillon, limiteur de débit, dispositif d'arrosage.

### 1.3.6. Pomperie

La pomperie comprend un espace maçonné recevant les pompes et les distributeurs pour les buts de l'expédition des produits finis de la raffinerie vers le port pétrolier d'Alger, l'aéroport Houari Boumediene, et les dépôts de carburant de Caroubier, El Harrach et Chiffa. Aussi l'éthylation et la fabrication de l'essence normale CA89 et SP96 à partir d'un mélange composé de : le plat format, le solvant total, l'essence SR, le plomb tétraéthyle PTE et le butane.

### 1.3.7. Mélanges

La raffinerie est équipée pour produire, stocker et expédier les dérivés d'hydrocarbures suivants:

- Essence est fabriquée par un mélange en ligne de trois constituants produits par l'unité combinés et stockés dans les réservoirs.
- Jet A1, le kérosène sortant de la colonne de distillation atmosphérique subie un traitement au niveau de précipitateur électrostatique pour lui enlever les impuretés indésirables tels que les acides naphéniques et l'eau, après ce traitement il est envoyé aux bacs de stockages.
- Gas-oil moteur est obtenu par un mélange en ligne des deux produits le kérosène et le gas-oil léger, avec des proportions bien définies pour respecter les spécifications requises.
- Fuel BTS est obtenu par un mélange en ligne de résidu et de gas-oil lourd.
- Naphta est fabriqué par un mélange en ligne du solvant lourd, solvant léger et d'essence SR, avec des proportions bien définie pour respecter les spécifications requises [2].

### 1.3.8. Laboratoire

La raffinerie d'Alger dispose d'un laboratoire dans le but d'analyser les différents produits provenant du processus de raffinage. Pour un bon produit il doit correspondre aux critères et normes nationales et internationales. Le service laboratoire dépend du département technique, le laboratoire de la raffinerie est un laboratoire de contrôle des unités et d'analyse des produits

finis commercialisés soit sur le marché intérieur ou extérieur.

### **1.3.9. Centrale thermoélectrique**

La raffinerie d'Alger possède une centrale thermoélectrique, pour la production de la vapeur, l'air service à 9 bar, l'air instrument par détente à 4.5 bar, et de l'électricité.

La centrale thermoélectrique produit l'électricité à partir de la vapeur d'eau envoyée par deux chaudières avec un débit massique de 47 tonnes/h à une pression de 35 bars et une température de 410 °C, passant dans un turbo alternateur constitué d'une turbine à vapeur et d'un alternateur d'une puissance de 6 MW .

### **1.3.10. Alimentation en eau**

La raffinerie consomme jusqu'à 25 m<sup>3</sup> d'eau pour 1 m<sup>3</sup> de pétrole brut traité, l'eau est utilisée principalement pour la production de la vapeur, refroidissement des condenseurs, réfrigération des produits pétroliers, et la lutte contre l'incendie.

### **1.3.11. Atelier de maintenance**

La raffinerie d'Alger dispose un atelier de maintenance, chargé de réparer les équipements des différentes unités tel que : pompes, échangeurs, vannes, moteurs, ... etc.

En cas de problème, l'opérateur doit le signaler au chef de quart ensuite au service mécanique, et une intervention sur site selon le degré de gravité avec le permis de travail (à froid ou à chaud). La décision est prise après une réunion des responsables de : zone, sécurité et chef de département mécanique.

### **1.3.12. Nouvelles installation et réhabilitation de la raffinerie d'Alger**

La demande du marché Algérien en produit raffinés est de plus en plus en croissance et pour cela le groupe Sonatrach conscient des défis majeurs auxquels il doit faire face ainsi que la sévèrisation progressive des spécifications des carburants d'essence et de diesel et les exigences en termes de santé, de sécurité et de protection de l'environnement.

Delà le groupe Sonatrach a mis en marche un programme de réhabilitation, de remise à niveau et modernisation de l'instrumentation des raffineries pour assurer la satisfaction de la demande

de la région centrent en dérivés d'hydrocarbures. La capacité de la raffinerie sera augmentée de 35% c'est-à-dire 3 645 000 tonnes/an.

Ce programme a le but de :

- Assurer la continuité du niveau de production actuel à moyen et long terme, renouvellement et mise à niveau des équipements.
- Apporter sur les installations, les améliorations pour l'optimisation du fonctionnement des installations.
- Produire pour le marché national et l'exportation des carburants aux spécifications européennes, et préservation de l'environnement.

L'opération de réhabilitation contient les installations suivantes:

- Installation d'une unité d'isomérisation et d'un Reforming à régénération continue CCR pour produire des essences sans plomb à haute indice d'octane.
- Modernisation de l'instrumentation, et notamment le passage de l'instrumentation actuelle de type pneumatique à un système de contrôle basé sur le DCS et évolutif vers le contrôle avancé et l'optimisation de la marche des installations.
- Modernisation des équipements électriques de distribution utilisant la technologie numérique à base de microprocesseur et informatisation du système de supervision du réseau électrique pour la simplicité d'exploitation utilisant.
- Suppression de l'utilisation du plomb dans la production des essences et adaptation des installations pour permettre la production des carburants aux normes Européennes 2009.
- Modernisation et la réhabilitation avec extension des facilités de production et de distribution des utilités vapeur, air service, air instrument, azote, eau de refroidissement, eau de chaudière, gaz naturel, électricité.
- Réaménagement et extension des facilités de réception, stockage, et distribution des produits raffinés.
- Réhabilitation et modernisation des unités de traitements des effluents. Ce programme permettra également pour la raffinerie d'Alger : La valorisation du fuel-oil pour augmenter la production des carburants par l'installation d'une unité de RFCC.
- Installation d'une nouvelle unité d'isomérisation de naphta léger,
- Installation d'une unité de prétraitement et de fractionnement de naphta commune aux deux unités d'isomérisation et de Reforming.
- Installation d'une nouvelle unité d'adoucissement et séparation des GPL.

## Chapitre 2:

# Généralités sur les échangeurs

## 2.1. Introduction

L'échangeur de chaleur, instrument clé du thermicien ou de l'énergéticien permet de contrôler la température d'un système ou d'un produit en échangeant de la chaleur entre deux milieux. Il est indispensable dans de nombreuses applications courantes, chauffage, climatisation, réfrigération, refroidissement électronique, en génie des procédés, pour le stockage d'énergie ou la production d'énergie mécanique (ou électrique) à partir d'énergie thermique. Dans l'échangeur classique, un fluide chaud transfère une partie de son enthalpie à un fluide froid. Ce type d'échangeur sert de base pour donner les définitions et les paramètres nécessaires à son dimensionnement ainsi qu'à la compréhension des phénomènes. D'autres types d'échangeurs existent qui sont également évoqués.

## 2.2. Définition d'un échangeur de chaleur

Un échangeur de chaleur est un système qui permet d'échanger la chaleur entre deux fluides ou plus. Dans un échangeur thermique, le fluide chaud et le fluide froid sont séparés par une paroi bien adaptée et par principe la transmission de la chaleur se fait du fluide chaud vers le fluide froid.

## 2.3. Critères du classement des échangeurs de chaleur

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

### 2.3.1. Type de contact

- **Échangeurs à contact direct :**

Le type le plus simple comprend un récipient ou canalisation dans lequel les deux fluides sont directement mélangés et atteignent la même température finale.

- **Échangeurs à contact indirect :**

Les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi.

### 2.3.2. Classement suivant le type d'échangeur :

- **Échangeur sans changement de phase**

Les échangeurs de chaleur sans changement de phase correspondent aux échangeurs dans lesquels l'un des fluides se refroidit pour réchauffer le deuxième fluide sans qu'il y ait changement de phase. Les températures des fluides sont donc variables, tout le long de l'échangeur.

- **Échangeur avec changement de phase**

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

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

2- le fluide secondaire se vaporise en recevant de la chaleur du fluide primaire, lequel ne subit pas de changement d'état. Ils sont appelés évaporateurs.

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

### 2.3.3. Classement suivant la disposition d'écoulement

Dans les échangeurs à fluide séparés, les modes de circulation des fluides peuvent se ranger en deux catégories :

- Même sens « co-courants ».
- Sens contraire « contre-courant ».

Ou bien les vecteurs vitesses sont perpendiculaire l'un à l'autre ; il s'agit cette fois de « Courant croisés »

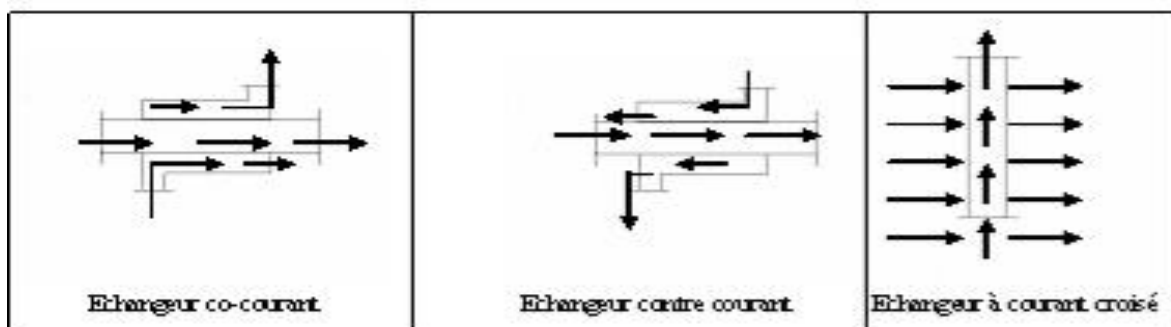


Figure 1: Différent modes de circulation.

### 2.3.4. Classement fonctionnel

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

- ✓ les deux fluides ont un écoulement monophasique ;
- ✓ un seul fluide a un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs.

## 2.3.5. Classement suivant la compacité d'échangeur :

La compacité est définie par le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur. un échangeur soit considéré comme compact si sa compacité est supérieure à  $700\text{m}^2/\text{m}^3$  ; cette valeur est susceptible de varier de 500 à  $800\text{m}^2/\text{m}^3$ .

Une classification en fonction de la compacité peut être donnée :

- **Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange**

On retiendra deux types de paroi :

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

- **Classement technologique**

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants:

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

## 2.4. Les types classiques des échangeurs

On distingue différents modes d'échange thermique qui interviennent dans un échangeur de chaleur.

Différents types d'échangeur sont utilisés par conséquent.

### 2.4.1. Les échangeurs par mélange ou à contact direct

Le fluide intimement mélangé.

- les désurchauffeurs de vapeur
- les dégazeurs
- les tours de refroidissement à convection naturelle ou forcée
- les ballons de détente de purges

### 2.4.2. Les régénérateurs ou les échangeurs discontinus

La surface d'échange est alternativement mise en contact avec le fluide froid et le fluide chaud.

- réchauffeurs d'air rotatifs

### 2.4.3. Les échangeurs continus

Les deux fluides circulent de manière continue de part et d'autre de la surface d'échange.

- échangeurs tubulaires
- échangeurs à ailettes
- échangeurs à plaques

#### 2.4.3.1. Les échangeurs tubulaires

Un échangeur tubulaire est le plus simple des échangeurs, il est constitué de 2 tubes concentriques. Un fluide circule dans le tube interne alors que le second passe dans l'espace entre les 2 tubes. Facile à nettoyer ou à réparer, il permet de travailler avec des fluides à hautes pressions. Cependant, il ne permet qu'un échange de chaleur limité et ne possède qu'une petite surface d'échange (maximum 50 m<sup>2</sup>). On distingue plusieurs catégories suivant le nombre de passes dans les tubes et de leur arrangement, toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée.

##### a) Echangeur monotube

Dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpent comme montré à la figure au-dessous

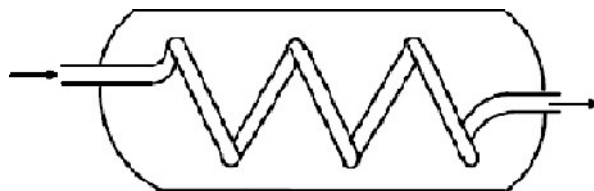


Figure 2 : Échangeur monotube en serpentin

##### b) Echangeur coaxial :

Dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur comme indiqué à la figure ci-dessous.

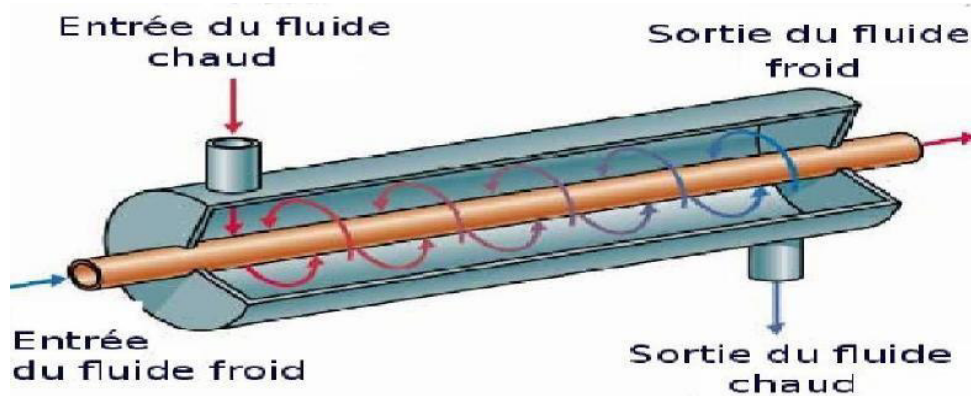


Figure 3: Échangeur coaxial

### c) Échangeur multitubulaire :

On distingue:

- **Échangeur à tubes séparés :**

À l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant (de l'ordre de 100 mm) où sont placés plusieurs tubes de petit diamètre (8 à 20 mm) maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé.

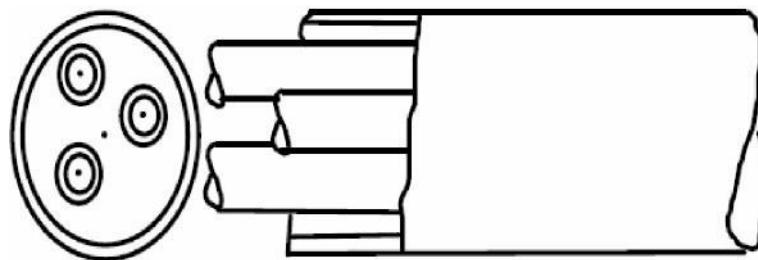


Figure 4: Échangeur à tubes séparés.

- **Echangeurs à tubes rapprochés**

Pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans.

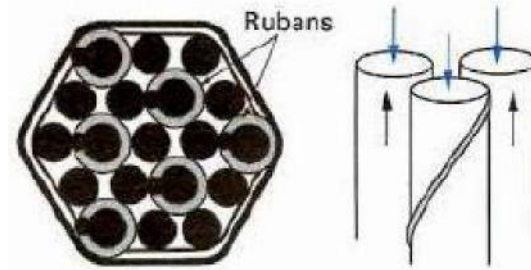


Figure 5:Échangeur à tubes rapprochés.

#### d) Echangeur à tube-calandre

L'appareil est constitué d'un faisceau de tubes, disposé à l'intérieur d'une enveloppe dénommée calandre. L'un des fluides circule à l'intérieur des tubes et l'autre à l'intérieur de la calandre, autour des tubes. On ajoute en général des chicanes dans la calandre, qui jouent le rôle de promoteurs de turbulence et améliorent le transfert à l'extérieur des tubes.

A chaque extrémité du faisceau sont fixées des boîtes de distribution qui assurent la circulation du fluide à l'intérieur du faisceau en une ou plusieurs passes. La calandre est aussi munie de tubulures d'entrée et de sortie pour le second fluide (qui circule à l'extérieur des tubes) suivant le chemin imposé par les chicanes.

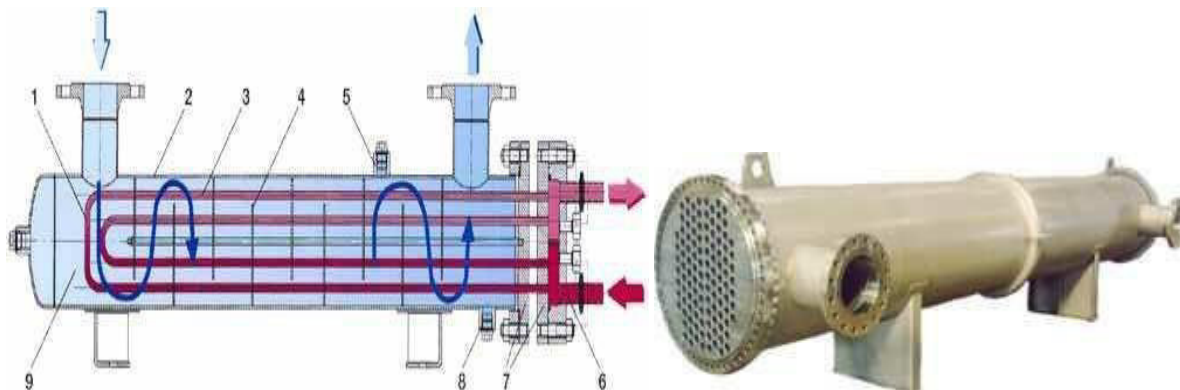


Figure 6:Echangeur à tube-calandre

- |                           |                         |
|---------------------------|-------------------------|
| 1. Faisceau tubulaire.    | 7. Plaque tubulaire.    |
| 2. Enveloppe (calandre).  | 8. Raccord vidange.     |
| 3. Intérieur tube         | 9. Intérieur enveloppe. |
| 4. Chicane.               |                         |
| 5. Raccord évent.         |                         |
| 6. Intérieur boîte à eau. |                         |

• Echangeur 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.

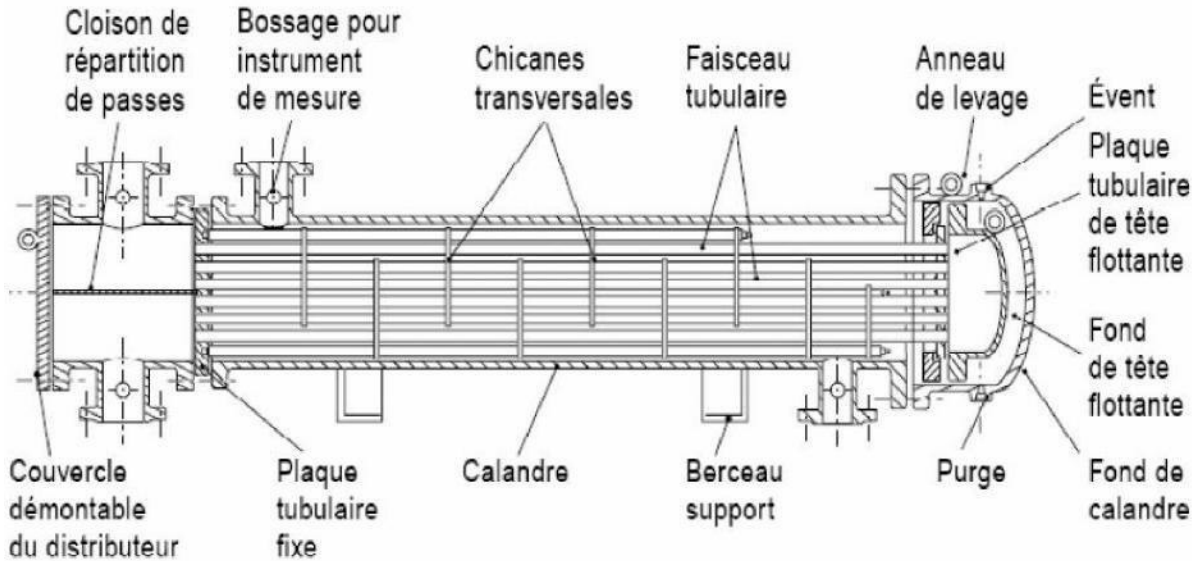


Figure 7: Echangeur à boîte flottante.

• Echangeurs à tête fixe

Dans ce cas, les plaques tubulaires peuvent être directement soudées sur la calandre

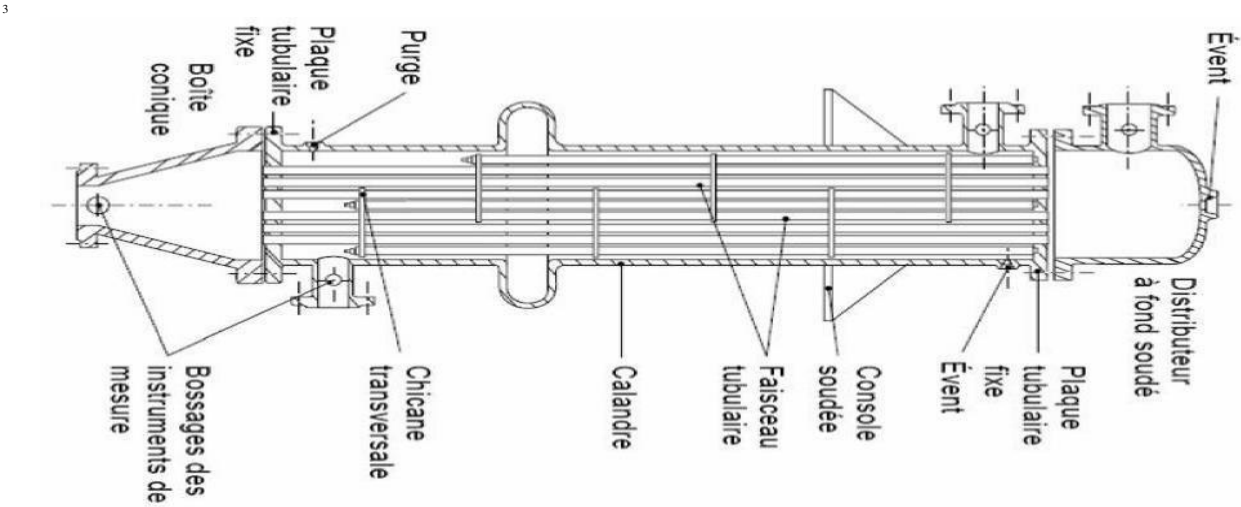


Figure 8: Échangeur à boîte fixe.

### e) Echangeur a tube 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.

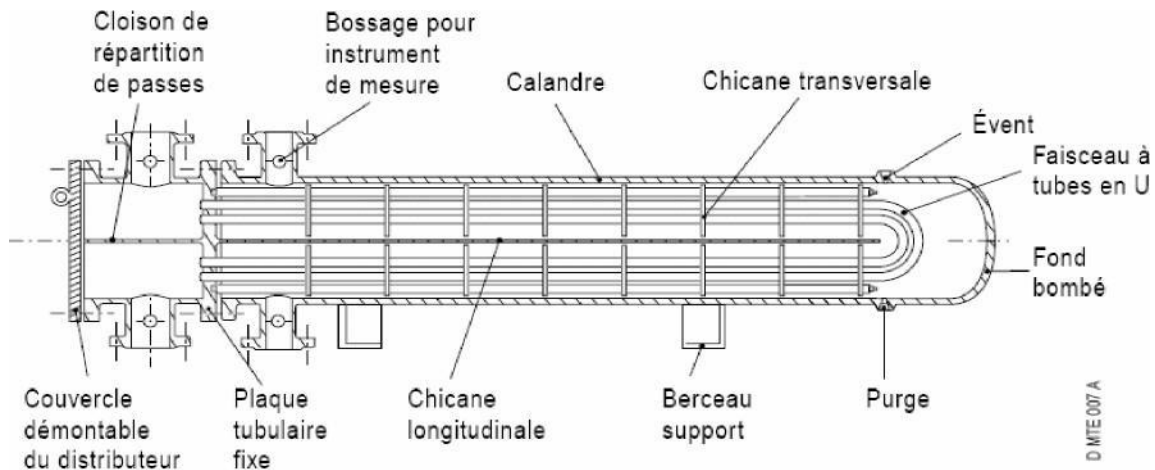


Figure 9: Echangeurs à tubes en U

#### 2.4.3.2. Les échangeurs à ailettes

- **Échangeur à tubes ailetés (compact) :**

Les échangeurs de chaleur compacts sont principalement utilisés dans les applications où le fluide secondaire est un gaz (systèmes gaz/gaz ou liquide/gaz) et pour de faibles coefficients d'échange convectif  $h$ . Ils permettent une grande surface d'échange dans un volume très réduit. Ces échangeurs ont généralement une superficie de  $500 \text{ m}^2$  pour un mètre cube de volume.

La compacité étant définie par le rapport entre la surface d'échange  $S_e$  et le volume externe  $V$ . Donc l'encombrement d'un échangeur sera principalement fonction de sa surface externe, car le fluide externe est plus mauvais convecteur que le fluide interne.

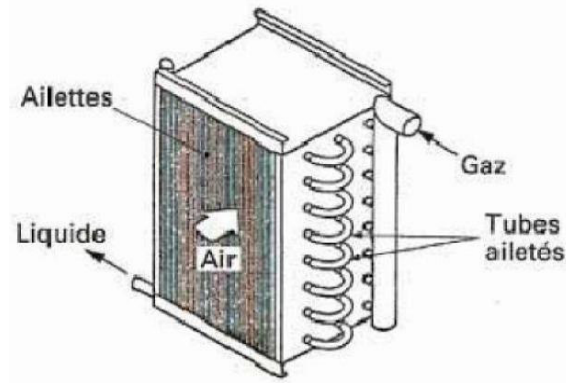


Figure 10:Échangeur à tubes ailettes

### 2.4.3.3. Echangeurs à plaques

#### a) Échangeurs à surface primaire

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

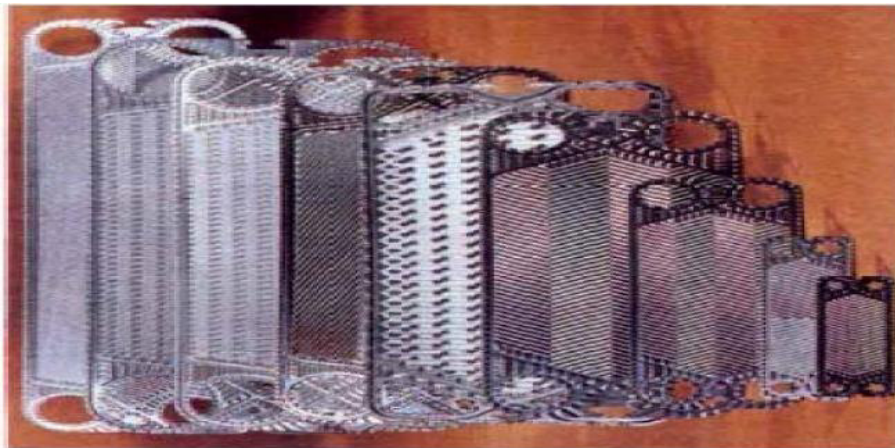


Figure 11:Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire.

#### b) Echangeurs à plaques et a joints

La surface d'échange est alors composée de plaques métalliques, équipées de joints, serrées les unes contre les autres à l'aide de tirants entre deux flasques, l'un fixe, l'autre mobile.

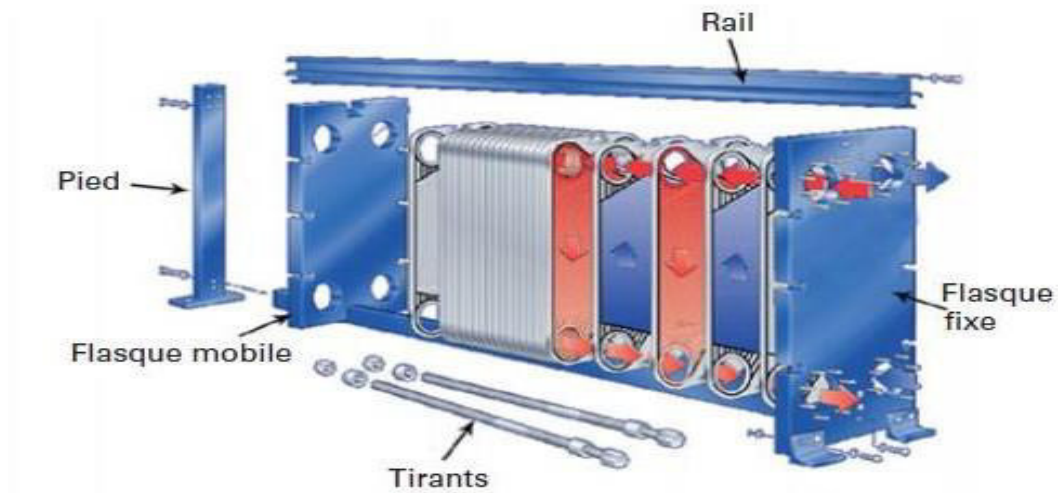


Figure 12:Échangeur à plaques et joint.

### c) Échangeur à plaques tout soudé :

Ils ont un aspect extérieur similaire à celui des échangeurs à plaques et joints. Ils sont constitués d'un paquet de plaques enserrées entre deux flasques serrés par un jeu de tirants. Les plaques ont quatre ouvertures pour la distribution des deux fluides et une zone d'échange corruguée. Les joints sont remplacés par des soudures.

Comme les circuits ne sont nettoyables que par des solutions chimiques, ils sont donc réservés à des fluides peu encrassant. Ce type d'échangeur a été développé spécialement pour les fluides agressifs et pour les conditions de service cyclique entraînant des chocs thermiques.

Ces échangeurs, qui restent de taille moyenne par rapport aux échangeurs à plaques et joints, peuvent être utilisés jusqu'aux conditions suivantes : une pression de service de 4 MPa, une température de service de 350°C. Leur surface d'échange maximale est de 250 m<sup>2</sup>.

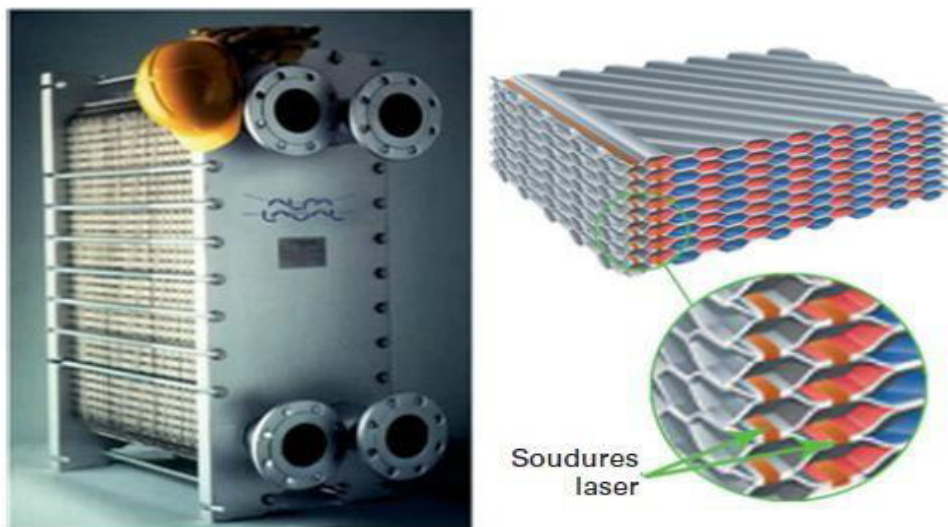


Figure 13:Échangeur à plaques tout soudé.

**d) Échangeur brasé :**

C'est une variante de l'échangeur à plaques et joints conventionnel, car sa surface d'échange est constituée d'une série de plaques métalliques à cannelures inclinées, mais il ne possède ni joints d'étanchéité, ni tirants de serrage. Les plaques sont en acier inoxydable et sont assemblées par brasure dans un four sous vide, ce qui limite la taille de ces échangeurs. La brasure est effective sur le pourtour des plaques et aux points de contact entre deux plaques successives, avec les tôles de quelques millimètres d'épaisseur servant de bâti, ainsi qu'avec les tubulures de raccordement. L'ensemble ainsi constitué est monobloc. La profondeur des corrugations est comprise entre 2 et 3 mm, et comme les échangeurs brasés ne sont pas démontables, ils doivent être utilisés sur des fluides propres.



Figure 14:Échangeur à plaques brasé.

**2.5. Problèmes de fonctionnement :**

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

**2.5.1. Encrassement**

L'encrassement, qui sous sa forme la plus générale peut être défini comme l'accumulation d'éléments solides indésirables sur une interface, affecte une grande variété d'opérations industrielles.

Il est possible de classer l'encrassement selon le mécanisme qui contrôle la vitesse de dépôt, selon les conditions d'utilisation de l'échangeur ou selon le mécanisme dominant, même s'il ne contrôle pas la vitesse de dépôt. Six types différents peuvent être définis :

- encrassement particulaire ;
- corrosion ;
- entartrage ;
- encrassement biologique ;
- encrassement par réaction chimique ;

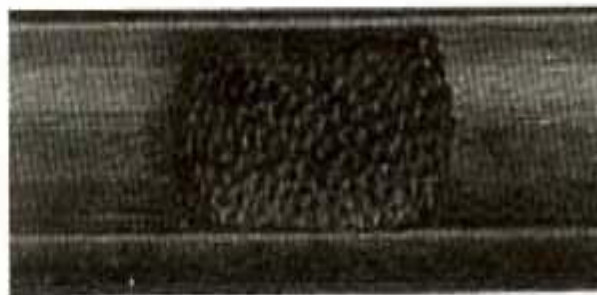
- **Prévention de l'encrassement pendant les phases de fonctionnement :**

Les procédés mécaniques ou chimiques de prévention de l'encrassement pendant la phase de fonctionnement de l'échangeur peuvent améliorer de façon significative les performances de l'appareil, mais également permettent d'augmenter le temps de service entre deux arrêts de maintenance.

Les techniques utilisées pour les liquides sont bien adaptées lorsque les dépôts sont tendres et fragiles, avec une résistance de réentraînement faible. Diverses techniques sont disponibles sur le marché pour le nettoyage en continu de la surface interne d'échangeurs tubulaires : à boules, à brosses ou à ressort. Ces Procédés nécessitent une filtration en amont de l'échangeur.



**(a) boule en caoutchouc mousse pour une température jusqu'à 90 °C**



**(b) principe de circulation d'une boule dans un tube**

**Figure 15: Procédé de nettoyage en continu par boules.**

### 2.5.2. Corrosion :

La corrosion est la dégradation des matériaux sous l'action du milieu ambiant.

Initialement, le terme corrosion a été utilisé pour le processus de dégradation des matériaux métalliques par un milieu agressif. Il a été étendu ultérieurement à la dégradation par un milieu agressif des matériaux non métalliques.

- **Protection contre la corrosion :**

La protection contre la corrosion, qui est généralement prise en compte par les fabricants des échangeurs, doit répondre à des sollicitations complexes et variées du point de vue matériaux, mécanismes, milieux agressifs, facteurs mécaniques et physico-chimiques, .... Etc.

Il existe une multitude de moyens de lutte contre la corrosion ; la très grande majorité d'entre eux font appel à un des deux modes d'action suivants :

- action sur le matériau ;
- action sur le milieu agressif.

Dans le premier groupe sont compris :

L'utilisation des métaux et alliages ou des matériaux non métalliques résistant à la corrosion ;  
les traitements de surface améliorant le comportement global de la pièce.

Dans le deuxième groupe sont comprises toutes les actions susceptibles de diminuer l'agressivité du milieu ambiant et notamment l'utilisation d'inhibiteurs de corrosion.

### 2.5.3. Vibrations :

Les vibrations constituent un paramètre essentiel à prendre en compte, au même titre que les transferts de chaleur ou les pertes de charge. Outre les aspects classiques (chocs, spectre de vibrations) issus du milieu extérieur, les échangeurs induisent leurs propres vibrations sous l'effet du fluide qui les parcourt.

Suivant la vitesse d'écoulement du fluide côté calandre, les tubes qui vibrent à leurs

Le concepteur fournit généralement les fréquences de résonance des tubes et de la calandre, ces fréquences propres peuvent se déplacer suffisamment pour entrer en collision.

Il s'ensuit un phénomène de fatigue pouvant aller jusqu'à la fuite ou la rupture. Les vitesses critiques d'écoulement des fluides côté tubes et calandre ainsi que le comportement acoustique de l'appareil.

Les marges de sécurité usuellement retenues sont :

- vis-à-vis de l'instabilité fluide/tubes, la vitesse du fluide côté calandre devra être inférieure de 20 % à la vitesse critique ;
- pour les vibrations dues aux tourbillons de sillage et à la turbulence, il est prudent de respecter un écart de 50 % avec la fréquence de résonance du tube.
- pour les problèmes acoustiques, on s'assurera d'un écart d'au moins 20 % entre la fréquence des tourbillons et celle du fluide compressible côté calandre.

Toute solution technologique visant à empêcher les débattements excessifs voire les chocs entre tubes, est bénéfique. Citons entre autres :

- ❖ Les plaques intermédiaires entre chicanes, qui rendent solidaires les tubes entre eux et réduisent leur porte-à-faux ;
- ❖ L'introduction de matériaux absorbeurs d'énergie entre les tubes au milieu des chicanes ; ces matériaux empêchent le contact direct et limitent les débattements par dissipation d'énergie.

## Chapitre 3:

# Choix d'un échangeur de chaleur pour la pompe P502

### 3.1. Description sur la pompe P 502

#### 3.1.1. Introduction

La pompe P 502 est une pompe centrifuge horizontale multicellulaire de la marque ITT/ GOULDS, du modèle 3640 XL. Cette pompe est utilisée au niveau de l'unité de distillation atmosphérique pour pomper le pétrole brut sortant de ballon de pré-flash vers le quatrième train des échangeurs de chaleur.

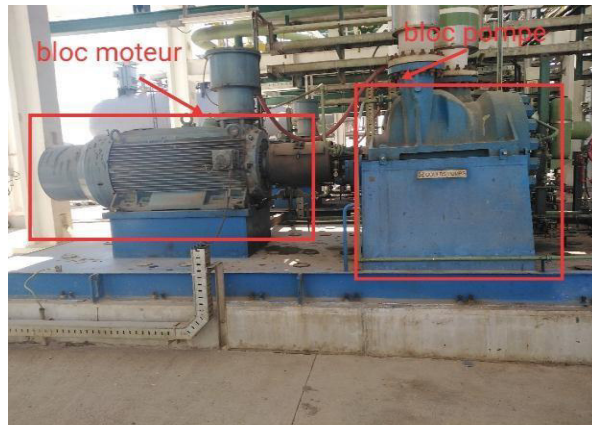


Figure 16: La pompe P 502 .

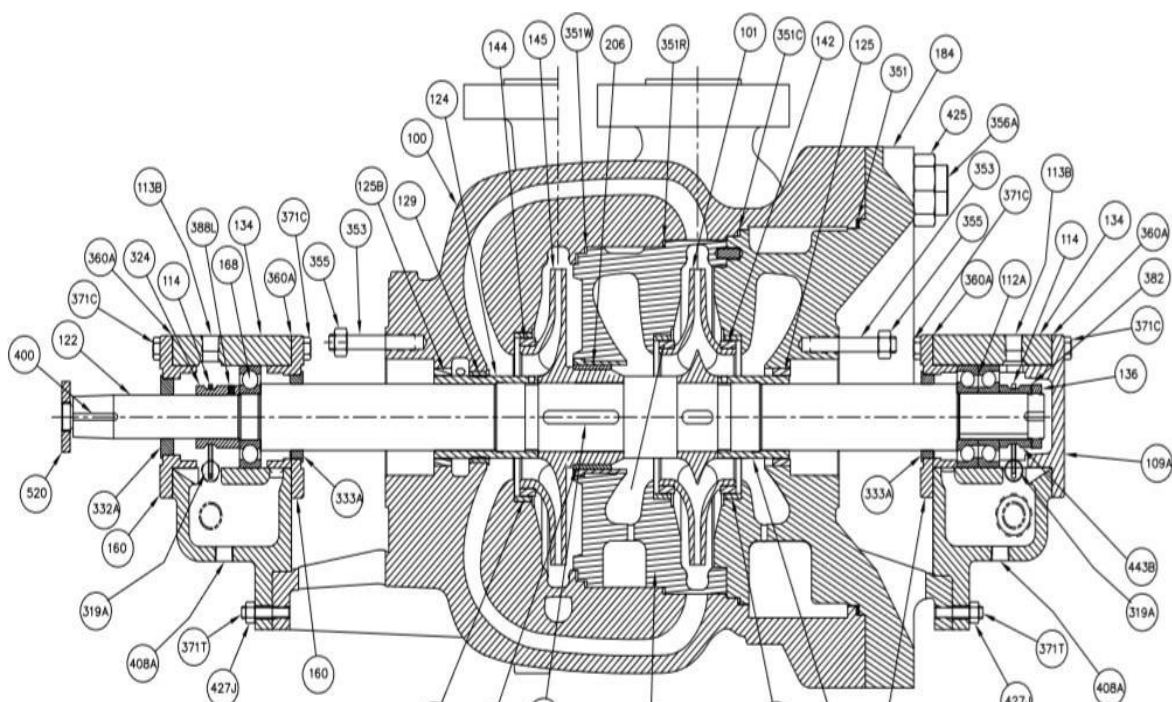


Figure 17: Vue de la pompe P 502 [15].

### 3.1.2. Caractéristiques de pétrole brut

Tableau 1: Caractéristiques de pétrole brut.

Température de pompage	440.15 K (167 °C)
Pression de vapeur	44129.25 Pa
Masse volumique	719 kg/m <sup>3</sup>
Viscosité cinématique	0.4410 <sup>-6</sup> m <sup>2</sup> /s

### 3.1.3. Caractéristiques de la pompe P 502 :

#### 3.1.3.1. Site géographique de la pompe P502

La pompe P 502 A/B a été fabriquée pour travailler dans des conditions extérieures bien définie qui sont résumées dans le tableau suivant :

Tableau 2 : site géographique de la pompe P502.

Altitude	205 m
Température ambiante minimale	274.15 K (1 °C)
Température ambiante maximale	320.15 K (47 °C)
Humidité relative minimale	25 %
Humidité relative maximale	79 %
Conditions inhabituelles	Poussière, sismique

#### 3.1.3.2. Performance de la pompe P502 :

Tableau 3: Performances de la pompe P502.

Nombre d'étage	2
Type d'entrée	Pompe à double entrée
Débit optimale	597 m <sup>3</sup> /h
Pression d'aspiration de la première roue P <sub>1</sub>	362846.05 Pa
Décompression	2118236.4 Pa

Pression différentielle $\Delta P$	1755390.35 Pa
Hauteur H	253 m
NPSH dans la roue	1.97 m
NPSH dans le grade	3.29 m
Rendement hydraulique $\eta_h$	69 %
Puissance optimale	429 000 W
Région d'opération préférée	94.7 m <sup>3</sup> /h à 848 m <sup>3</sup> /h
Région d'opération autorisée	245 m <sup>3</sup> /h à 848 m <sup>3</sup> /h
Hauteur maximale	274.36 m
Puissance maximale	557 460 W
Vitesse de rotation N	<b>II</b> Rpm

### 3.1.3.3. Roues

Tableau 4: Caractéristiques des roues de la pompe P502.

Nombre des roues	2
Type des roues	Fermé
Matériau	Acier carboné
Diamètre	597 mm
Nombre des aubages	7

### 3.1.3.4. Arbre

Tableau 5 : Caractéristiques d'arbre de la pompe P502.

Longueur (mm)	2160
Matériau	Acier AISI 4140

### 3.1.3.5. Palier

L'arbre de la pompe P 502 est supporté par deux paliers l'un entre le moteur et la pompe et l'autre à extrémité de l'arbre.

Tableau 6: Caractéristiques du palier de la pompe P502.

Type de palier	Premier palier entre le moteur et la pompe (Roulement à une rangée de billes à contact radial 6224)	Deuxième palier à l'extrémité de la pompe (Roulement à une rangée de billes à contact oblique 7320)
Nombre des Roulements	1	2
Montage des Roulements	/	0

### 3.1.3.6. Roulements

Les roulements utilisés au niveau de la pompe P 502 sont de type roulement à une rangée de billes à contact oblique et à contact radial de la marque SKF.

SKF abréviation de Svenska kullager fabriken, est un groupe multinational suédois leader dans le domaine de roulement mécanique.

Tableau 7: Caractéristiques des roulements de la pompe P502 [7].

Type de roulements	Roulements à une rangée de billes à contact radial 6224	Roulements à une rangée de billes à contact oblique 7320
Matériau	Acier	Acier
Diamètre intérieur	120 mm	100 mm
Diamètre extérieur	215 mm	215 mm
Epaisseur	40 mm	47 mm
Nombre de billes	10	10

### 3.1.3.7. Moteur

Tableau 8: Caractéristiques du moteur de la pompe P502.

Type de pilot	Moteur à induction
Vitesse de rotation	1500 rpm
Voltage	5500 V
Phase	3
Fréquence	Hz

### 3.1.3.8. Courbe caractéristiques de la pompe P 502

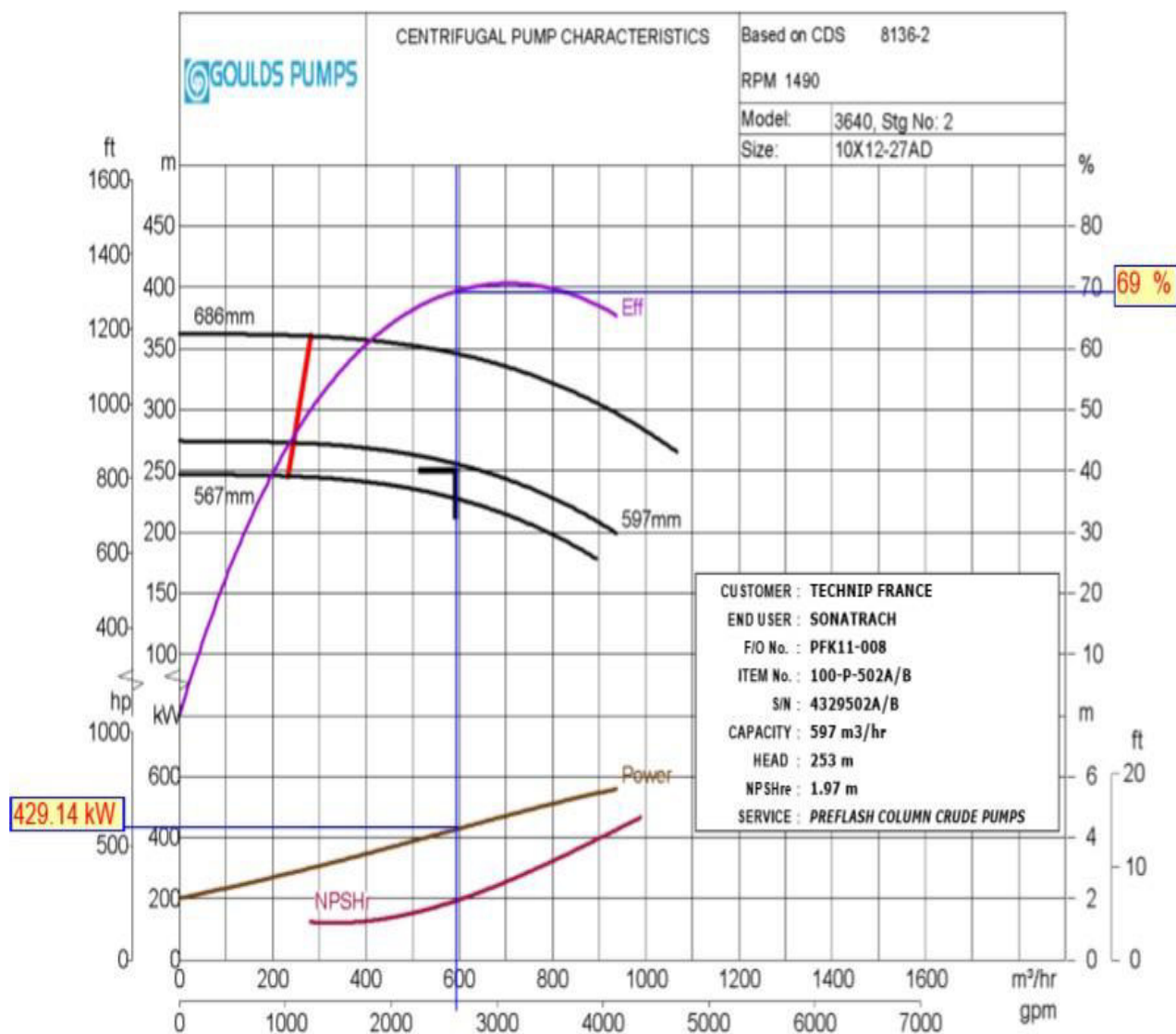


Figure 19: Courbe caractéristique de la pompe P502 [15]

### 3.1.4. Calculs des performances de la pompe

- Vitesse angulaire :  $\omega = \frac{\pi.N}{30} = 152.7861 \text{ (rad/s)}$
- Vitesse périphérique:  $U = \omega.r = 45.6066 \text{ (m/s)}$
- Puissance hydraulique :  $P_h = \dot{m}.\rho.g.H = 268575.79 \text{ (W)}$
- Hauteur théorique :  $H_{th} = \frac{H}{\eta_h} = 366.66 \text{ m}$
- Puissance hydraulique théorique :  $P_{hth} = \dot{m}.\rho.g.H_{th} = 389240.28 \text{ (W)}$
- Couple mécanique :  $C = P_{hth} / \omega = 2547.61 \text{ (N.m)}$
- Pression d'aspiration de la deuxième roue :  $P_2 = r_p.P_1 = 876694.76$
- Rapport de pression :  $r_p = \sqrt{1 + \frac{\Delta P}{P_1}} = 2.4161$
- Coefficient d'hauteur :  $\Psi = \frac{g.H}{N^2.D^2} = 3.2702 * 10^{-3}$
- Coefficient de débit :  $\Phi = \frac{\dot{m}}{N.D^2} = 0.5341.10^{-3}$
- Coefficient de puissance :  $\pi = \frac{P}{\rho.N^3.D^3} = 0.2533.10^{-5}$

## 3.2. Choix de l'échangeur pour la pompe P502

### 3.2.1. Les échangeurs à tubes et calandre

L'échangeur sous forme d'un faisceau de tubes, disposés à l'intérieur d'une enveloppe dénommée calandre. L'un des fluides circule à l'intérieur des tubes et l'autre à l'intérieur de la calandre, autour des tubes.

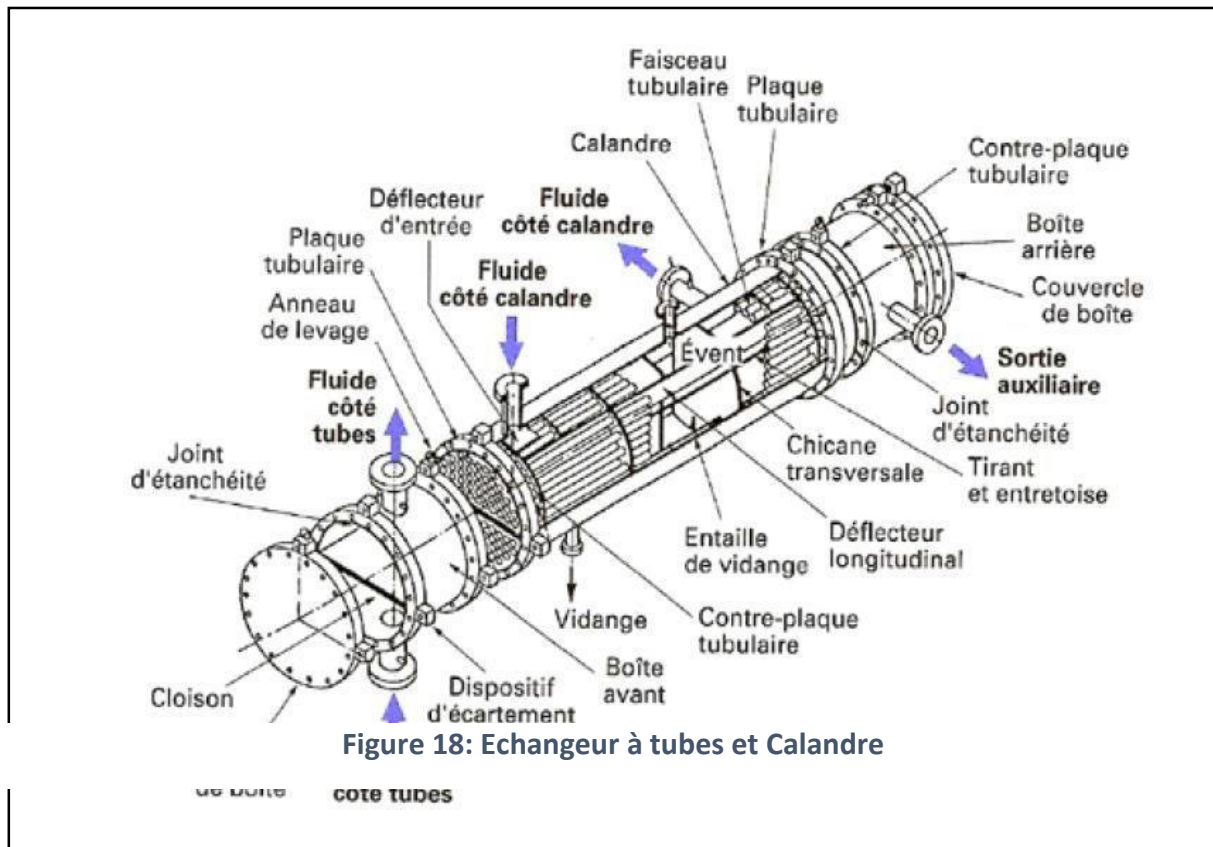


Figure 20: Echangeur à tubes et Calandre

Les éléments essentiels constituant d'un échangeur à tubes et calandre sont :

- **La boîte d'échangeur (distributeur)** : c'est l'organe qui reçoit et distribue le fluide à l'extrémité du faisceau de tubes. En général, un échangeur comporte deux distributeurs, à l'exception de la configuration de tubes en U ou en épingle.
- **La calandre (virole)** : c'est l'enveloppe cylindrique qui contient le faisceau tubulaire.
- **Les plaques tubulaires** : Ce sont des plaques percées et supportant le faisceau tubulaire aux extrémités de la calandre. Leur épaisseur est calculée de façon à tenir compte de la différence de pression entre le fluide dans la calandre et le fluide dans les boîtes ainsi que des contraintes dues aux différences de dilatation entre tubes et calandre. Les tubes sont fixés sur la plaque par

dudgeonnage 2 (Opération qui consiste à assembler par refoulement de matière l'extrémité d'un tube sur la plaque Tubulaire.) Ou par soudure ou par les deux, la soudure servant alors à assurer l'étanchéité.

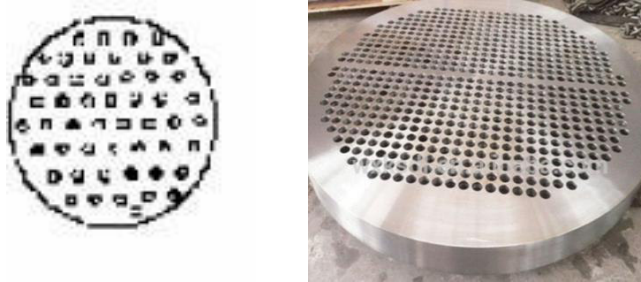


Figure 21:Plaques tubulaires

- **Le faisceau tubulaire:** ce sont généralement des tubes (lisses ou ailetés) normalisés disposés de deux façons possibles : le pas carré et le pas triangulaire.

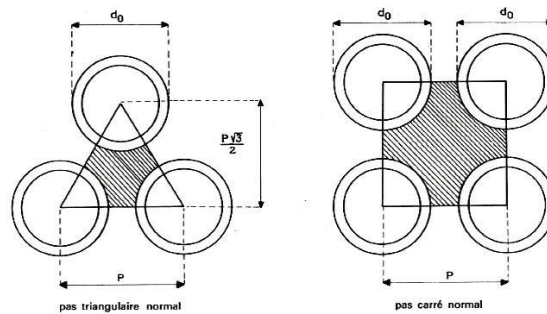
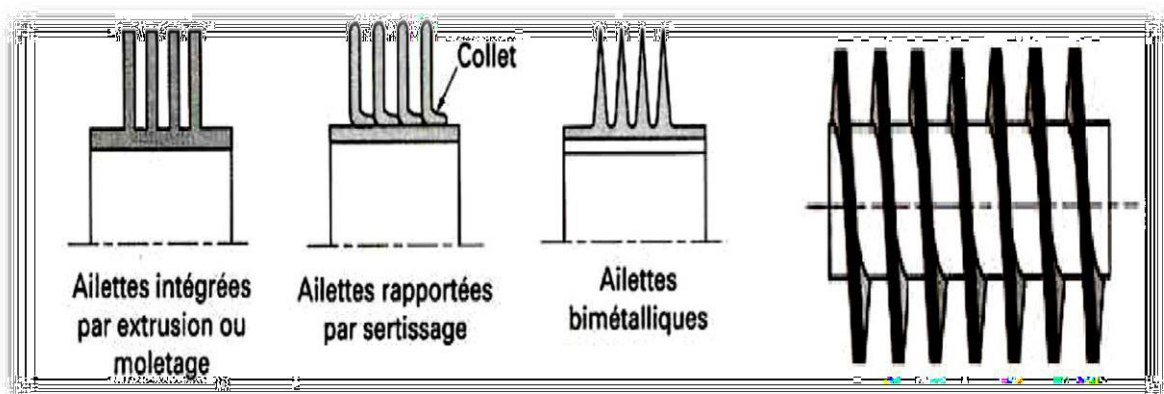


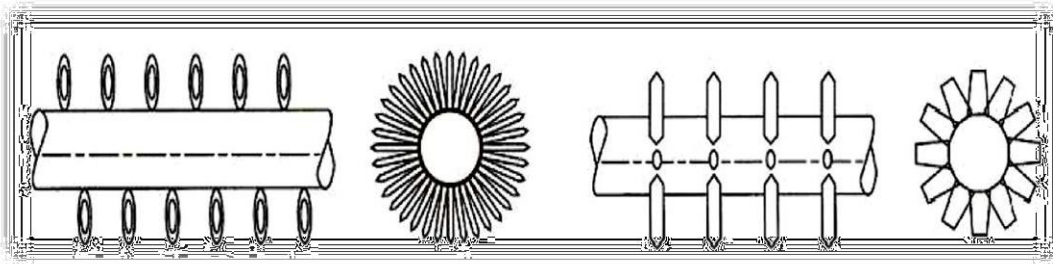
Figure 22:Disposition des tubes

### 3.2.2. Les différents types d'ailetage des tubes



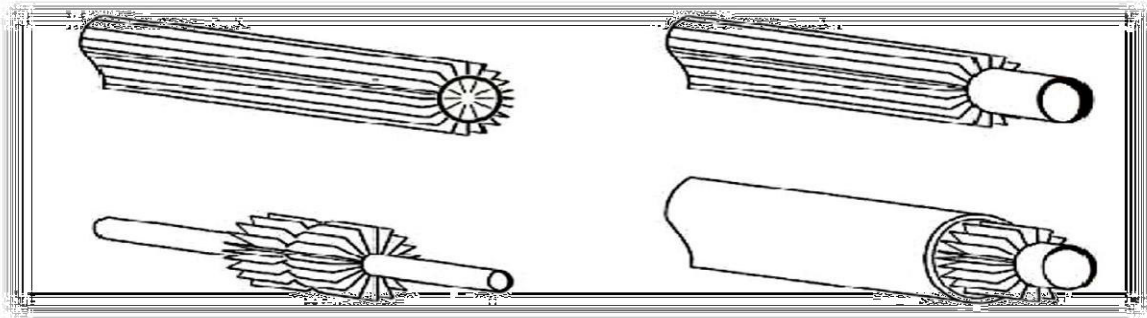
Ailettes annulaire

Ailettes spirale



Ailettes à fils préformés

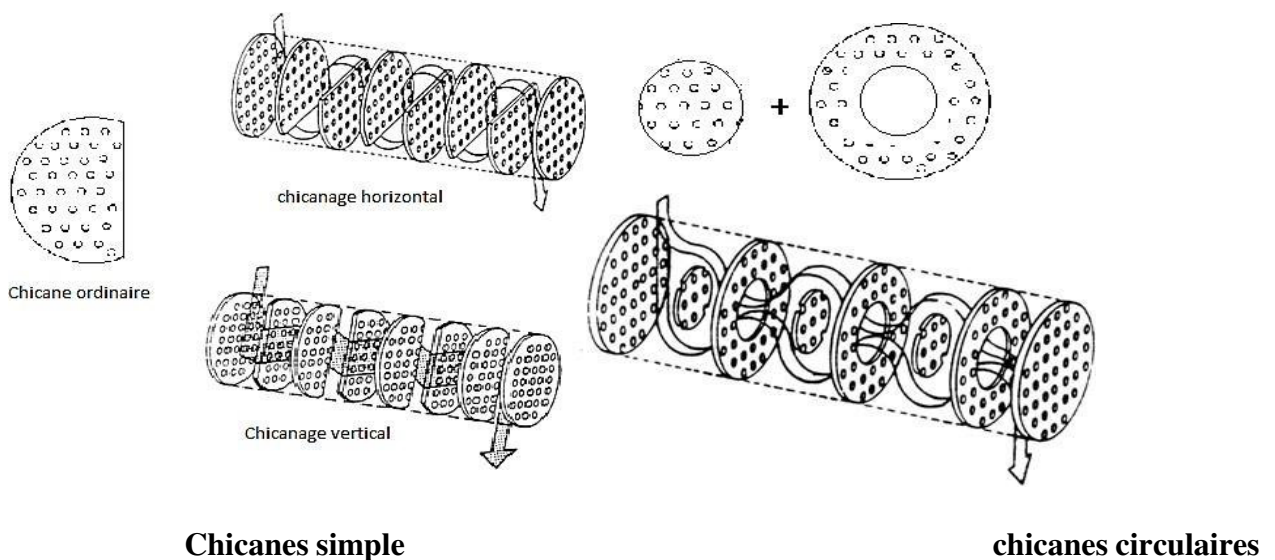
Ailettes poinçonnées



Ailettes longitudinal

Figure 23: Autre différent type d'ailettes

- **Chicanes** : pouvant être de forme horizontales ou transversales, elles servent à assurer une bonne rigidité du faisceau et un bon brassage du fluide, car en augmentant la vitesse d'écoulement de celui-ci, elles améliorent le coefficient d'échange. Cependant, un compromis doit être réalisé entre le coefficient d'échange et les pertes de charge.



Chicanes simple

chicanes circulaires

Figure 24: Les types de chicanage

- **Tirants et entretoises** : assurent la liaison et l'espacement des chicanes et confèrent de la rigidité au faisceau.
- **Détecteurs** : assurent l'orientation de l'écoulement du fluide afin d'assurer une bonne distribution de celui-ci et protègent dans certains cas, le faisceau contre l'impact direct du fluide entrant (vapeurs saturées par exemple).
- **Events et vidange** : dans toute conception d'un échangeur destiné pour le réchauffage ou le refroidissement d'un liquide, il est impératif de prévoir des piquages de vidange et d'events afin d'éliminer d'éventuelles poches de gaz qui en stagnant dégradent les performances de l'échangeur.

### 3.3. Principe de calcul d'un échangeur à tube et calandre

L'objectif du calcul thermique d'un échangeur est l'évaluation de la surface d'une géométrie capable de réaliser le service thermique.

Avant d'entamer le calcul thermique, certaines hypothèses sont prises en considération :

#### 3.3.1. Hypothèses

Tout d'abord les calculs sont réalisés sous certaines hypothèses simplificatrices:

- **Régime permanent.**
- Les **caractéristiques** des fluides ( $\rho$ ,  $\mu$ ,  $\lambda$ ,  $C_p$ ) sont **constantes**.
- Les **températures** sont **variables** dans l'échangeur.
- La **pression** peu variable.
- Les fluides sont **monophasiques** « pas de changement de phase ».
- Le transfert thermique ne s'effectue que par **convection** et **conduction**.
- Echangeur **adiabatique**.

### 3.3.2. Dimensionnement

Le problème du dimensionnement thermique dans une installation industrielle commence tout d'abord, par la sélection du type d'échangeur adapté au problème posé, puis vient la phase de dimensionnement thermique proprement dite ; elle est destinée à fixer par le calcul de la surface d'échange nécessaire au transfert de puissance sur les fluides considérés.

Il existe deux méthodes de calcul et de dimensionnement des échangeurs de chaleur :

- Les méthodes analytiques : comme la méthode DTLM, et la méthode des NUT.
- Les méthodes numériques : méthode des volumes finis, éléments finis et différences finies.

### 3.3.3. Principes de Calcul

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

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

#### a) Méthode DTLM

La puissance thermique échangée dans l'échangeur est déterminée par:

$$\Phi = k \cdot S \cdot \Delta T_{LM}$$

$$\Delta T_{LM} = [(T_{cs} - T_{fs}) / (T_{ce} - T_{fe})] / \text{Log} [(T_{cs} - T_{fs}) / (T_{ce} - T_{fe})]$$

L'expression précédente signifie que la puissance thermique échangée est proportionnelle à la surface d'échange  $S$  et à la différence de température logarithmique moyenne. Le coefficient de proportionnalité est le coefficient d'échange global  $k$

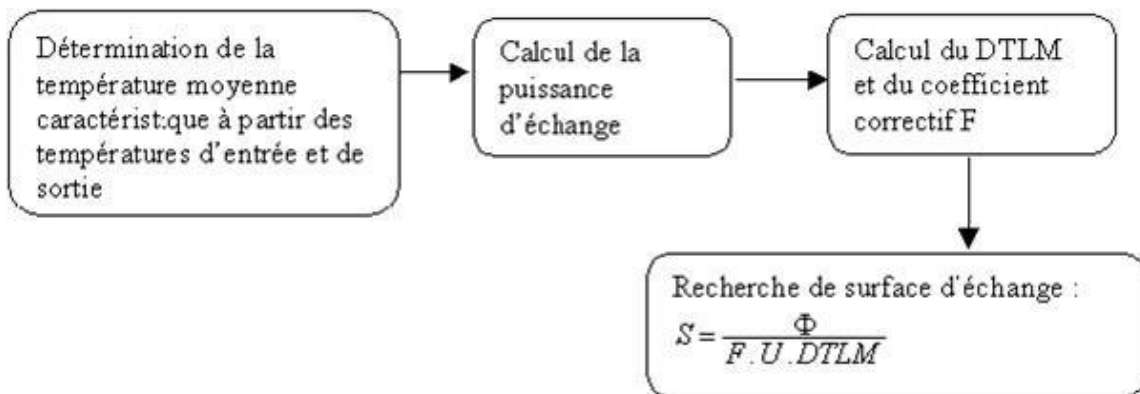
A l'aide de cette méthode, la surface d'échange peut être calculée par la relation :

$$S = \Phi / k [(T_{cs} - T_{fs}) / (T_{ce} - T_{fe})] / \text{Log} [(T_{cs} - T_{fs}) / (T_{ce} - T_{fe})] = \Phi / k \Delta T_{LM}$$

Dans la pratique, on préfère exprimer cette différence moyenne à partir de la différence moyenne logarithmique d'un échangeur à contre-courant calculé avec les mêmes températures d'entrée et de sortie des fluides, multipliée par un facteur correctif  $F$ :

$$S = \Phi / k.F. \Delta T_{LM}$$

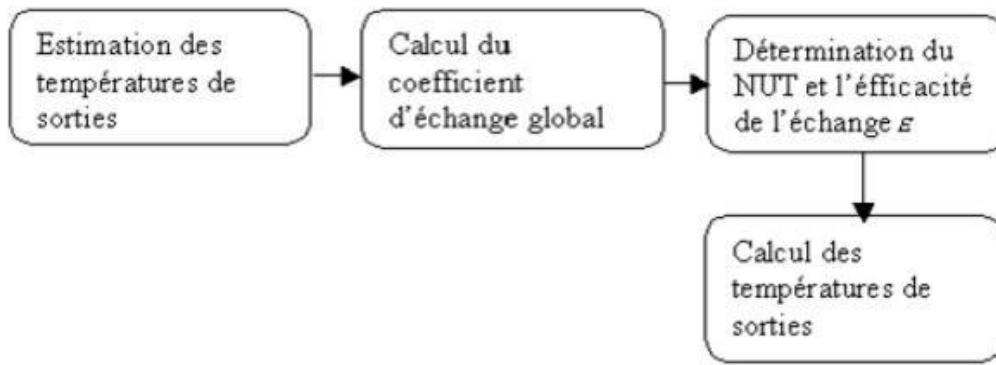
Ce facteur correctif F vaut 1 dans le cas d'un échangeur à contre-courant. Le déroulement de calcul peut se faire schématiquement par la figure:



### b) Méthode NUT

La méthode NUT permet une réponse élégante et rapide à la plupart des problèmes qui se posent dans les études 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.
- 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 sorties. La méthode permet de calculer NUT à partir des données initiales, d'où l'on déduit la valeur de l'efficacité ; les deux températures de sortie. La puissance thermique s'obtient par le bilan enthalpique global.



### 3.4. Etape de calcul

#### 3.4.1. Quantité de chaleur échangée Q:

Il est possible d'établir le bilan thermique global en écrivant que la quantité de chaleur  $Q$  perdue par le fluide chaud est égale à celle prise par le fluide froid.

$$\phi \text{ céder} = \phi \text{ reçu}$$

Alors :

$$\phi = M(T_1 - T_2) = mcp(t_2 - t_1)$$

par ailleurs on peut appliquer l'équation de Fourier à l'ensemble de l'appareil :

$$\phi = U.A.DTLM$$

Les valeurs de  $U$ ,  $DTLM$  sont fonction de la disposition interne du tubes, du nombre de passes et des caractéristiques de l'écoulement de fluide :

#### 3.4.2. DTLM : méthode de différence de température logarithmique moyenne

L'évolution de la température de chaque fluide à partir des températures d'entrée  $T_{ce}$  et

$T_{fe}$  conditionnent directement la valeur moyenne de  $\Delta T$ . Elle est fonction :

- De la nature et des débits respectifs des deux fluides.
- Du sens d'écoulement relatif des deux fluides qui peuvent circuler soit à co-courant pur ou à contre-courant parallèles.

a. Cas co-courant :

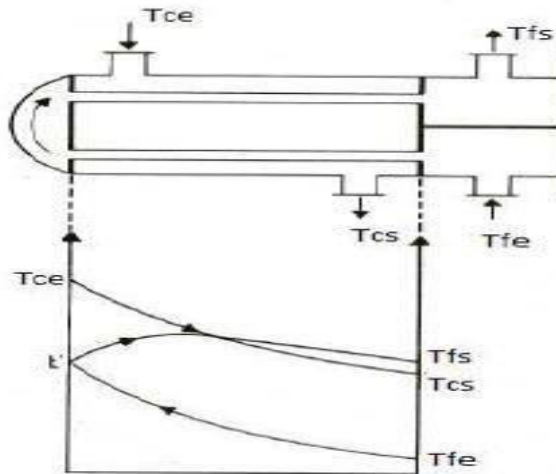


Figure 25: Echangeur à co-courant

L'étude de la différence moyenne de température dans un appareil s'effectuera en supposant que le coefficient global de transfert est constant en tout point, ainsi que les chaleurs spécifiques des fluides et qu'il n'y a ni pertes thermiques, ni changement de phases au cours du transfert.

Dans ces conditions l'expression de la puissance thermique et du flux de chaleur transféré du fluide chaud au fluide froid à travers l'élément  $dS$  seront respectivement exprimées par:

$$\phi = q_{tc} dT_c = q_{tf} (T_{fe} - T_{fs})$$

$$d\phi = -q_{tc} dT_c = q_{tf} dT_f$$

Ou :

$$q_t = q_m c_p : \text{Débit thermique unitaire}$$

(Avec indice c pour le fluide chaud et f pour le fluide froid)

$$dT_c = -\frac{d\phi}{q_{tc}} \quad \text{et} \quad dT_f = \frac{d\phi}{q_{tf}}$$

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -\left(\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}}\right) d\phi$$

$$d(T_c - T_f) = -\left(\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}}\right) k (T_c - T_f) dS$$

$$\frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = -\left(\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}}\right) k S$$

Comme  $k$  a été supposé constant depuis le début du problème. Alors

l'intégration  $S=0$  à  $S$  Donne :

A l'entrée de l'échangeur ( $x=0$ ) :  $T_c - T_f = (T_{ce} - T_{fe})$

A la sortie de l'échangeur ( $x=S$ ) :  $T_c - T_f = (T_{cs} - T_{fs})$

$$\frac{\ln(T_{cs}-T_{fs})}{T_{ce}-T_{fe}} = -\left(\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}}\right)k$$

$$\frac{\ln(T_{cs}-T_{fs})}{T_{ce}-T_{fe}} = \left[ (T_{cs}-T_{fs}) - (T_{ce}-T_{fe}) \right] \frac{kS}{\phi}$$

On obtient finalement :

$$\phi = k \frac{(T_{cs}-T_{fs}) - (T_{ce}-T_{fe})}{\ln\left(\frac{T_{cs}-T_{fs}}{T_{ce}-T_{fe}}\right)} S$$

Or la puissance thermique d'un échangeur à faisceau et calandre est caractérisée par:

$$\phi = k.S.DTLM$$

$$DTLM = \frac{\phi}{kS} = \frac{(T_{cs}-T_{fs}) - (T_{ce}-T_{fe})}{\ln\left(\frac{T_{cs}-T_{fs}}{T_{ce}-T_{fe}}\right)}$$

Soit:

$$DTLM = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

### b-Cas contre courant

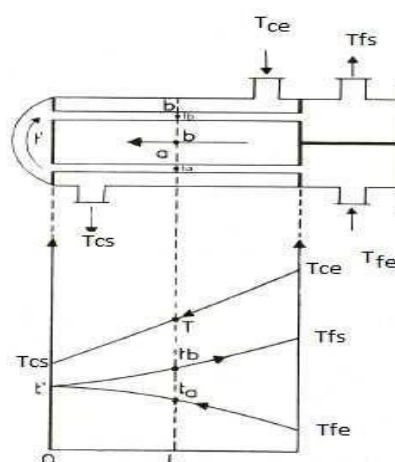


Figure 26: Echangeur à contre-courant

La variation de température  $T_f$  du fluide froid quand on augmente la surface d'échange  $dS$ , devient négative. Dans ces conditions :

$$d\phi = -q_{tc} dT_c = q_{tf} dT_f$$

Le calcul et les considérations restent idem qu'au cas de l'échangeur co-courant (fig 25). On

obtient comme résultat final :

$$DTLM = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}$$

En essayant de bien regarder cette dernière formule on constate qu'elle est identique au cas d'un échangeur co-courant.

D'où en générale la différence de température logarithmique moyenne entre les deux fluides est exprimée par :

$$DTLM = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}$$

Cette dernière expression signifie que la puissance thermique échangée est proportionnelle à l'aire de la surface d'échange et à la différence de température logarithmique moyenne.

Le coefficient de proportionnalité est le coefficient d'échange global  $k$ . A

partir de ce résultat trois importantes remarques sont à faire : L'analyse précédente a été faite sous les hypothèses suivantes :

- la chaleur massique des fluides reste sensiblement constante pendant leur traversée de l'échangeur (pratique calcul des chaleurs massiques pour des conditions moyennes des fluides dans l'échangeur)
- Le coefficient  $k$  reste sensiblement constant tout le long de la surface d'échange donc ce qui suppose que les coefficients de convection fluides-paroi le soient.
- Si  $\Delta T_2$  ne diffère pas plus de 50% de  $\Delta T_1$  on peut remplacer la moyenne logarithmique de la température globale par la moyenne arithmétique, en ne commettant qu'une erreur de 1 %.
- Dans les bureaux d'étude on utilise généralement des abaques fournissant directement
- DTLM en fonction de  $\Delta T_2$  et  $\Delta T_1$  ( $\Delta T_1 + \Delta T_2$ )

### 3.4.3. Méthode NUT (Nombre d'Unités de Transfert)

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 en particulier aux échangeurs à faisceau et calandre. 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  $\Sigma$  nécessaire pour obtenir la température de sortie désirée.

La méthode à employer consiste à calculer  $R$  et : puis NUT ( $E$ ) d'où l'on tire  $\Sigma$ . C'est dans ce cadre que s'insèrent le plus souvent les problèmes d'optimisation. Des problèmes de performances 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 ( $\Phi$ ) et les températures de sortie.

Le calcul des écarts de températures d'entrée-sortie dans les échangeurs à courants parallèles, fait apparaître les rapports  $k\Sigma/q_{tc}$  et  $k\Sigma/q_{tf}$ , qui sont des nombres sans dimension. Ces nombres, représentatifs du pouvoir d'échange de l'appareil, sont appelés "nombre d'unités de transfert et notés  $NUT_c$  coté fluide chaud ou  $NUT_f$  coté fluide froid :

$$\{NUT_c = \frac{k\Sigma}{q_{tc}}; NUT_f = k\Sigma/q_{tf}\}$$

Le nombre d'unités de transfert relatif au fluide qui possède le petit débit thermique unitaire  $q_{tmin}$  est habituellement désigné par NUT.

$$NUT = k\Sigma/q_{tmin}$$

Dans la modélisation des échangeurs, le nombre NUT et  $R$  le facteur de

Déséquilibre  $R = \frac{q_{min}}{q_{max}}$  jouent un rôle important dans la détermination de l'efficacité de

l'échangeur thermique.

La méthode NUT s'adapte très bien aux études d'optimisation.

Considérons l'exemple d'échangeur à contre-courant  $T_{ce} - T_{fe}$  est la borne inférieure de l'écart  $(T_c - T_f)$  dans l'échangeur, tandis que  $(T_{ce} - T_{fs})$  est sa borne supérieure :

$$(T_{cs} - T_{fe}) = \Delta T_{INF} = \inf_{[0]}(T_c - T_f)$$

$$T_{ce} - T_{fs} = \Delta T_{SUP} = \sup_{[0]}(T_c - T_f)$$

Le rapport  $\Delta T_{INF} / \Delta T_{SUP}$  est en relation avec l'efficacité  $E$  ainsi que du facteur de déséquilibre  $R$  de l'échangeur.

$$\frac{\Delta T_{INF}}{\Delta T_{SUP}} = \frac{1 - E}{1 - Re} < 0$$

C'est-à-dire que  $(\Delta T_{INF}) / (\Delta T_{SUP})$  diminue si  $E$  augmente. La meilleure efficacité est donc obtenue en minimisant le rapport  $(\Delta T_{INF}) / (\Delta T_{SUP})$ . C'est ce que l'on appelle la méthode du pincement.

Il faut remarquer que cette optimisation conduit généralement à une augmentation de la surface d'échange  $\Sigma$ , puisque les écarts de températures  $(T_c - T_f)$  sont diminués. Elle doit donc à limiter un moment donné entré en compétition avec des critères économiques qui tendront à limiter  $\Sigma$  pour ne pas accroître le coût de fabrication.

### 3.4.4. Le risque des croisements de températures:

La pire turpitude que l'on puisse imposer à un échangeur, c'est de le mettre dans une situation où le fluide "froid" en viendrait à réchauffer le fluide "chaud", c'est-à-dire où l'on aurait

$$T_f > T_c$$

A première vue cette éventualité peut paraître fantaisiste. De fait, il n'existe aucun risque de lavoir se concrétiser dans les échangeurs à simple passage sur chaque fluide, qu'ils soient à courants parallèles ou à courants croisés, puisque cela contreviendrait au second principe de la thermodynamique. Mais il en va différemment avec les échangeurs P-N, où il peut arriver si l'on n'y prend garde qu'une partie de la surface d'échange travaille sous la condition  $T_f > T_c$ . C'est ce que l'on appelle un "croisement de températures" (ou une inversion).

### 3.4.5. La règle d'or : pincer sans croiser

Les deux notions précédentes nous apprennent quelque chose d'essentiel :

- 1) le pincement améliore l'efficacité de l'échangeur,
- 2) la surface d'échange peut travailler à l'envers dans certains cas.

Il nous faut maintenant constater que les deux questions sont parfois imbriquées, et l'on imagine aisément qu'un pincement trop serré et mal maîtrisé puisse dégénérer en croisement de températures si la disposition des écoulements s'y prête.

La conclusion s'impose d'elle-même et se résume dans une recommandation lapidaire : il faut pincer sans croiser.

### 3.4.6. Calcul de dimensionnement

#### 3.4.6.1. Calcul thermique

##### a. Calcul du flux thermique maximum dans un échangeur

Nous considérons le cas d'un échangeur globalement adiabatique : la chaleur perdue par le fluide chaud est alors entièrement transférée au fluide froid. Donc de ce fait la quantité de chaleur perdue par le fluide chaud est égale à celle prise par le fluide froid. si l'on néglige les pertes thermiques :

$$\Phi = q_{tc}(T_{ce} - T_{cs}) = q_{tf}(T_{fe} - T_{fs}) = m \cdot L_v$$

D'une manière générale, quel que soit le modèle de l'échangeur, le flux thermique maximal peut être exprimé par :

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

Cette relation est justifiée parce qu'aucun des deux fluides ne peut subir une variation de température supérieure à  $(T_{ce} - T_f)$  car il faudrait que le fluide froid sorte à une température supérieure à  $T_{ce}$ , ou que le fluide chaud sorte à une température inférieure à  $T_{fe}$  ce qui est physiquement impossible.

#### 3.4.6.2. Calcul de l'efficacité thermique :

Pour caractériser les performances d'un échangeur, la démarche la plus naturelle paraît être de comparer sa puissance thermique  $\Phi$  avec le flux maximum  $\Phi_{max}$  précédemment défini. On appelle 'efficacité thermique'  $E$  de l'échangeur le rapport  $\Phi/\Phi_{max}$ , qui est évidemment sans dimension :

$$E = \frac{\phi}{\phi_{\max}} \Rightarrow 0 < E < 1$$

D'où :

$$E = \frac{q_{tc}(T_{ce} - T_{cs})}{q_t \min(T_{ce} - T_{fe})} = \frac{q_{tc}(T_{fs} - T_{fe})}{q_t \min(T_{ce} - T_{fe})}$$

Il est à noter que sous l'une ou l'autre forme, la définition de E ne prend en compte que trois des quatre températures concernées. En d'autres termes, trois quelconques des températures d'entrée-sortie suffisent à caractériser E. L'efficacité maximale  $E_{\max} = 1$  est atteinte si l'échangeur est à contre-courant, infiniment long et sans pertes.

### 3.4.7. Influence de la surface d'échange globale S

Dans un échangeur quelconque, le champ de température n'est plus unidimensionnel, mais bi ou tridimensionnel. Mais puisque dans l'hypothèse  $k = \text{cste}$ , on a toujours localement :

$$d\phi = (T_c - T_f)S$$

De ce fait, le flux total échangé est proportionnel au volume limité par les surfaces  $T_c(x, y, z)$  et  $T_f(x, y, z)$ . Cependant, il n'est plus proportionnel à la différence de température logarithmique moyenne **DTLM**. Cette grandeur n'a donc pas de sens physique bien net en dehors des échangeurs à courants parallèles, et son usage systématique ne s'impose nullement.

Pour apprécier l'influence de la surface d'échange sur la puissance de l'échangeur, commençons par regarder le cas particulier d'un échangeur à contre-courant où  $q_{tf} = q_{tc}$

$$d\phi = k(T_c - T_f)dS$$

En appelant  $\Sigma$  la surface totale d'échange :

$$\phi = (T_{ce} - T_{fs}) \Sigma$$

Et :

$$\frac{d\phi}{d\Sigma} = k(T_c - T_f) = \text{cst}$$

Tous les mètres carrés de la surface d'échange sont donc équivalents : quelle que soit  $\Sigma$ , chaque  $m^2$  ajouté aura la même performance thermique. Mais il faut aussi remarquer que :

$d\phi/d\Sigma \rightarrow 0$  quand  $\Sigma \rightarrow \pm\infty$  (si  $q_{tc} < q_{tf}$  et  $q_{tf} < q_c$ )

Chaque mètre carré de surface supplémentaire a donc de moins en moins de valeur thermique, mais il coûte cher : c'est une taxe sans valeur ajoutée. En conséquence il faudra chercher une surface d'échange  $\Sigma$  économiquement optimale.

### 3.4.8. Puissance thermique d'un échangeur à tubes et calandre

Quel que soit le modèle d'échangeur considéré la puissance thermique est exprimée par :

$$\phi = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\frac{1}{k\Sigma} \ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

On écrit actuellement :

$$\phi = k \cdot \Sigma \cdot DTLM$$

### 3.4.9. Le coefficient de transfert global

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_i} \frac{d_i}{d_o} + \frac{e_t}{\lambda t} + \frac{1}{h_c} + R_s$$

En désignant par :

$\frac{e_t}{\lambda t}$  : La résistance due au tube (non négligeable si le fluide réfrigérant est l'eau).

$h_c$  : le coefficient de transfert de la chaleur du fluide chaud.

$R_s$  : somme de toutes les résistances d'encrassement intérieur et extérieur.

### 3.4.10. Les températures calorifiques

Elle varie selon le fluide

$$t_c = \frac{t_1 - t_2}{2}$$

Pour vapeurs :  $T_c = T_v$

La température de paroi du tube est :

$$t_1 = t_v - \frac{h_{io}}{h_{io} + h_c} (T_v - t_c)$$

Et la température du film pour laquelle on détermine les variables  $\lambda$ ,  $\mu$  et  $d_f$  est égale à :

$$T_f = 0.5(T_v + t)$$

### 3.4.11. Efficacité de l'échangeur en fonction du NUT

$$E = \frac{1 - \exp[-(1-R)NUT]}{1 - R \exp[-(1-R)NUT]}$$

$$E = \frac{1 - \exp[-(1-R)NUT]}{1 + R}$$

La première expression concerne le cas d'écoulement contre-courant et la seconde au cas contre-courant.

**R** étant le facteur de déséquilibre qui est définie comme étant le rapport entre les débits thermiques unitaires.

### 3.4.12. Le coefficient de film à la condensation à l'extérieur des tubes

Ce coefficient varie selon la disposition des tubes :

#### a) Tubes verticaux:

Dans ce cas de figure d'une manière générale on peut définir un débit massique de condensat  $G_v$  par unité de longueur de périmètre de tube soit :

$$G_v = \frac{q_m}{\pi d_0 N_t}$$

$$h_{cv} = 1.5 \left[ \frac{\lambda^3 \rho^2 g}{\mu^2} \right]^{\frac{1}{3}} \left[ \frac{4G_v}{\mu} \right]^{\frac{1}{3}}$$

#### b) Tubes horizontaux

D'une manière analogue, on définit ici aussi un nombre un débit de condensat  $G_h$  par unité de longueur de tube :

$$G_h = \frac{q}{l N_t}$$

$$G_h = 1.5 \left[ \frac{\lambda^3 \rho^2 g}{\mu^2} \right]^{\frac{1}{3}} \left[ \frac{4G_h}{\mu} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Pour tenir compte du ruissellement du condensat d'un tube sur un autre, il y a lieu de modifier l'expression de  $G$  par la formule suivante:

$$G_h = \frac{q_m}{IN_t^{2/3}}$$

### 3.5. Clacul hydraulique

#### 3.5.1. Etude des etudes de charge

Les deux fluides qui traversent l'appareil s'écoulent sous l'effet d'un potentiel mesuré par la différentielle de pression  $\Delta P$  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 leurs 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  $1 \text{ kg/cm}^2$  pour les appareils industriels travaillant sur le refoulement de 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.

#### 3.5.2. Pertes de charge à l'extérieur des tubes

Les facteurs caractérisant l'écoulement dans la calandre sont très nombreux : le courant principal du fluide s'écoule tantôt perpendiculairement au faisceau, tantôt par le haut, au travers d'une section de passage constamment variable. Les tolérances de construction introduisent, en outre, des courants secondaires de fuite qui ont d'autant plus d'importance que le diamètre de la calandre est petit. A l'usage, ces courants secondaires peuvent se développer ou se réduire selon qu'il y a érosion ou colmatage des jeux entre les divers éléments.

Bell publie les résultats de ces travaux à l'université de Delaware et établit un programme de calcul tenant compte des courants secondaires qui ont une influence plus grande sur la perte de charge que sur le transfert de chaleur. La méthode de Bell est très satisfaisante, mais elle nécessite une programmation sur calculateur électronique et ne trouve réellement sa justification que pour des calandres de petit diamètre. Buth, Donohue et Kern publient pour leur part des méthodes de calcul qui négligent les courants secondaires, mais qui, appliquées aux échangeurs industriels, donnent des résultats en bon accord avec les valeurs expérimentales.

D'après Kern :

Kern simplifie le problème en ne prenant en considération que les échangeurs industriels pour lesquels la hauteur du segment libre de la chicane  $h$  est égal au quart du diamètre intérieur de la calandre. Dans ces conditions, les vitesses massiques  $G_{cT}$  et  $G_{cL}$  sont assez voisines et peuvent être confondues.

La perte de charge est calculée par l'équation de Fanning modifiée :

$$\Delta P_c = \frac{f_{cT} G_{cT}^2 (N_c + 1)}{D_c \phi_c}$$

Donc en résumé le calcul hydraulique consiste à l'étude des pertes de charge ou de pression au sein de l'échangeur. Comme on l'a étudié précédemment le résultat trouvé est caractérisé par

Pertes de charge coté tubes:

$$\Delta P_t = \frac{n_t G_t^2}{\rho} \left( \frac{f_t}{d_t \phi_t} + 2 \right)$$

Pertes de charge coté calandre:

$$\Delta P_c = \frac{f_{cT} G_{cT}^2 (1 + N_c) D_c}{D_c \phi_t}$$

Qui peut être écrit aussi sous la forme si le fluide réfrigérant est l'eau :

$$\Delta P_c = \frac{f_c G_c^2 (1 + N_c) D_c}{2.524 \cdot 10^{15} d De}$$

Comme en transfert de chaleur, Donohue décompose le calcul en deux éléments :

Avec :

**X**: le rapport de l'aire du segment libre à la section intérieure de la calandre.

**D<sub>c</sub>**: Diamètre intérieur de la calandre.

**h**: hauteur libre sous chicane.

**N<sub>t</sub>**: le nombre total de tubes du faisceau

$\Delta P_{ct}$ : Perte de charge transversale, relative à l'écoulement du fluide perpendiculairement au faisceau entre deux chicanes.

Si l'on appelle  $N_c$ , le nombre de chicanes transversales, la perte de charge totale à l'intérieur de la calandre sera donnée par :

$$\Delta P_c = \frac{1}{\rho \phi_c} [N_c G_{cL}^2 + (N_c + 1) \left(\frac{D_c - h}{P}\right) f_{cT} G_{cT}^2]$$

### 3.5.3. Choix de l'ordre de passage du fluide dans les échangeurs faisceau et calandre:

Choix de l'ordre de passage de fluide :

- Si un fluide est sous forte pression (>1Mpa) par exemple, le faire circuler de préférence dans les tubes, pour éviter une trop forte épaisseur de la calandre.
- Si un fluide est encrassant (par exemple un produit risquant de se polymériser) le faire circuler de préférence dans les tubes, car il est possible de nettoyer l'intérieur des tubes sans démonter l'échangeur.
- Fluide le plus corrosif
- Liquide de moins débit volumique
- En mettant le plus grand débit dans la plus grande section

## 3.6. Principaux problèmes des échangeurs de chaleur

Les échangeurs de chaleur sont exposés à tels problèmes le plus de ces problèmes est l'encrassement.

### 3.6.1. L'encrassement

L'encrassement des équipements de transfert thermique peut être défini comme le dépôt de matériau sur les surfaces d'échange [8]. Ce dépôt qui évalué dans le temps peut constituer des cristaux, des sédiments, des résidus biologique, des produits d'une réaction chimique ou bien encore la combinaison de plusieurs de ces éléments (le gaz brut provenant des puits est un mélange de plusieurs substances). L'encrassement peut se produire à l'extérieur des tubes mais de moins degré. Il est possible de classer l'encrassement selon le mécanisme qui contrôle la vitesse de dépôt « régime

d'écoulement », selon les conditions d'utilisation des équipements d'échange thermique ou selon le mécanisme dominant, même s'il ne contrôle pas la vitesse de dépôt. Six types différents peuvent alors être définis :

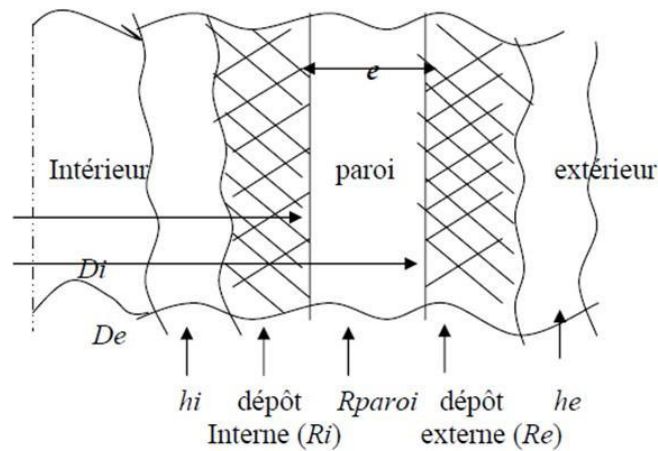


Figure 27 : L'encrassement

- Encrassement particulaire
- Corrosion
- Entartrage
- Encrassement biologique
- Encrassement par réaction chimique
- Encrassement par solidification

### 3.6.2. Perte de charge à l'intérieur des tubes

L'étude fondamentale de l'écoulement des fluides a permis d'établir la formule connue sous le nom d'équation de Fanning, valable en régime isotherme pour une longueur droite L de tuyauterie, de diamètre uniforme  $d_i$ .

$$\Delta P = \frac{f G^2 L}{d_i^2 \rho}$$

Avec:

**f**: coefficient de friction, sans dimensions, fonction du nombre de Reynolds.

**G**: vitesse massique  $V \cdot \rho$

**$\rho$** : masse volumique moyenne du liquide ou du gaz, mesuré à la température calorique.

$\Delta P$  ; Perte de charge (perte de pression).

La valeur du coefficient de friction en fonction du nombre de Reynolds est donnée par les expressions suivantes:

- Régime laminaire : ( $Re < 2300$ )

$$f = \frac{32}{Re}$$

- Régime turbulent : ( $Re > 2300$ )

- Tubes lisses d'échangeur:

$$f = 0.0028 + 0.25 Re^{-0.32}$$

- Tubes rugueux :

$$f = 0.0070 + 0.528 Re^{-0.42}$$

Pour tenir compte de la non-iso thermicité de l'écoulement qui provoque les mêmes déviations qu'en transfert de chaleur, Sieder et Tate proposent de corriger l'équation des pertes de charge par :

$$\Delta P = \frac{f G^2 L}{d^2 \rho \phi_t}$$

Où :

$$\phi_t = (\mu/\mu_t)^{0.25} \text{ en régime laminaire.}$$

$$\phi_t = (\mu/\mu_t)^{0.14} \text{ en régime turbulent.}$$

L'expression de la perte de charge totale d'un échangeur à faisceau et calandre proposée par:

Kern est caractérisée par :

$$\Delta P_t = \frac{n_t G_t^2}{\rho} \left( \frac{f_{lt}}{d_t \phi_t} + 2 \right)$$

a) Mécanismes de l'encrassement:

Cinq phases ont été identifiées dans l'apparition et le développement de l'encrassement :

- Initiation
- Transfert des particules à la paroi
- Adhésion des particules
- Réentraînement des particules déposées
- Vieillissement du dépôt :

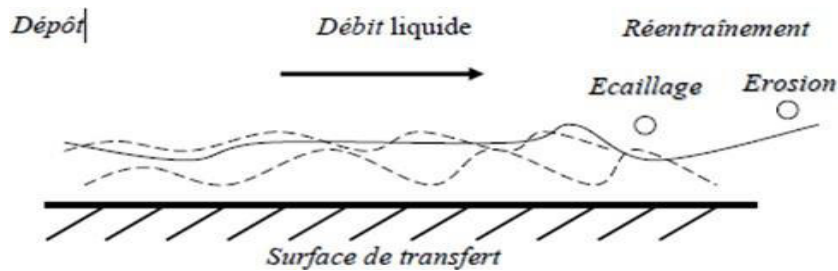


Figure 28: Représentation de schéma de l'encrassement dans le cas d'un liquide

**b) Facteurs principaux affectant l'encrassement:**

L'ampleur de l'encrassement sur la surface d'échange thermique, pour un fluide donné, dépend des paramètres suivants :

- Vitesse d'écoulement
- La température
- Nature de surface et de matériaux de fabrication
- Nature de la charge

**c) Conséquence de l'encrassement:**

Comme nous l'avons vu déjà les conséquences de l'encrassement sont :

- Une réduction de l'efficacité des appareils.
- Une diminution de leurs performances.
- Une dépense d'énergie supplémentaire.
- Le remplacement des appareils corrodés.

- Les coûts d'arrêt des installations pour démontage et nettoyage.
- Un surdimensionnement des appareils dans les bureaux d'étude.

## Chapitre 4:

# Dimensionnement d'un échangeur de chaleur tubes et calandre

## 4.1. Introduction

Dans cette partie, nous allons dimensionner un échangeur de chaleur de type tubes et calandre dans le but de refroidir l'huile de lubrification des roulements de l'arbre.

Notre objectif est de diminuer la température d'huile lubrifiant de 383.15 (K) (110°C) jusqu'à 328.15 (K) (55 °C), en utilisant l'eau froide.

## 4.2. Design d'un échangeur de chaleur

Le design d'un échangeur comprend différents aspects comme : La structure, la performance, la taille, et les caractéristiques nécessaires pour assurer le besoin de l'utilisateur. Pour cela il faut avoir un design méthodologie.

Généralement, le design d'un échangeur de chaleur est fait selon les données thermique/hydraulique avant de commencer avec la partie mécanique et la construction.

## 4.3. Les étapes de design d'un échangeur

1. Spécifications de design : C'est toutes les informations nécessaires pour une certaine application. Elle englobe le but d'échangeur, le type d'échangeur, le fluide frigorigène, la géométrie, les matériaux utilisés pour la fabrication et les conditions de travail.
2. Spécifications de design aspect thermique, hydraulique et mécanique : C'est les quantités de chaleur échangées, les propriétés thermo physique des fluides (viscosité dynamique  $\mu$ , conductivité thermique  $k$ , chaleur spécifique  $C_p$ , masse volumique  $\rho$ , etc.). Ainsi pour les matériaux de fabrication le coefficient de frottement, les propriétés de la surface. Et le design mécanique des éléments de l'échangeur (entrée, sortie, l'étanchéité, pipes, etc.). Aussi les propriétés nécessaires selon le type de fluide utilisent (corrosion, réaction chimique, haute température, etc.).
3. Le cout de production : Il faut prendre en considération la disponibilité des machines et matériaux pour la production des composants et les pièces de l'échangeur, la durée de vie et prix de revient de l'investissement.
4. C'est très important de faire des essais avant l'utilisation pour observer les performances et évaluer le fonctionnement. Signaler s'il y a une apparition de vibrations et bruit.

#### 4.4. Description d'échangeur de chaleur tube et calandre :

Nous avons dimensionné un échangeur de chaleur de type tube et calandre composés d'un ensemble des tubes formant un faisceau tubulaire installé en parallèle entourés d'une enveloppe appelé calandre.

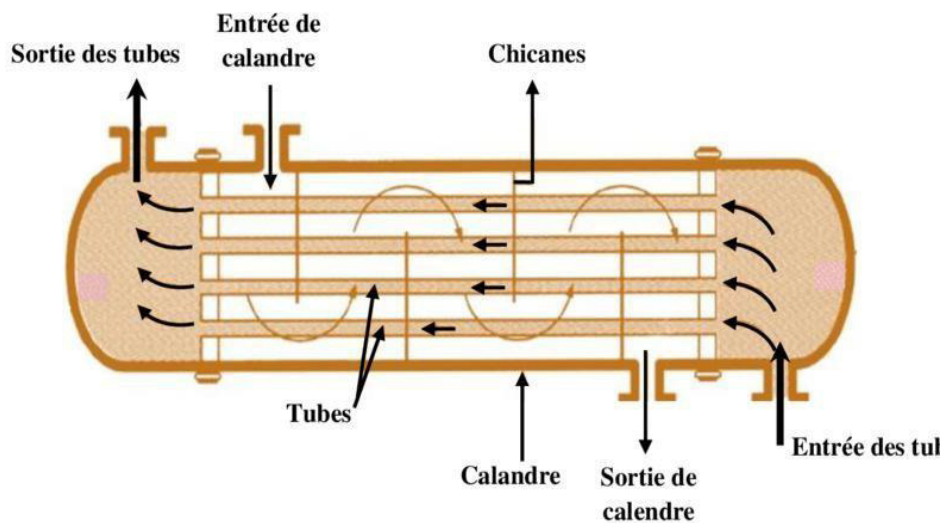


Figure 27:Échangeur de chaleur de type tubes et calandre.

#### 4.5. Hypothèses dans les calculs de dimensions

- Pas de changement de phase pour les deux fluides.
- Échangeur isolées thermiquement avec le milieu extérieur.
- Transfert de chaleur par radiation est négligeable.
- Flux de chaleur uniforme le long de la paroi.

#### 4.6. Données utilisés

Pour assurer la circulation d'huile de lubrification, on a installé un circulateur (pompe à huile) qui peut supporter les hautes températures.

Le choix du circulateur est fait selon le débit de fonctionnement, nous avons choisi la pompe à huile de marque SKF de type 143 qui est caractérisé par un simple circuit et pour l'utilisation

industrielle spécifiquement pour les systèmes de lubrifications. Elle peut aussi supporter les hautes pressions et elle répond à nos besoins.

Tableau 9: Caractéristiques des fluides.

	Huile	eau
Température d'entrée (K)	383.15	295.15
Température de sortie (K)	328.15	/
Débit (Kg/s)	0.01	1.5

Tableau 20: Dimensionnement de la calandre et les tubes.

	Tube	Calandre
Matériaux	Cuivre	Acier inoxydable
Diamètre entrée/sortie de la calandre (mm)	/	19.05
Diamètre d'entrée/sortie du distributeur d'huile (mm)	19.05	/
Diamètre intérieur (mm)	7.747	80
Diamètre extérieur (mm)	9.525	90
Epaisseur (mm)	0.889	0.01
Longueur (mm)	400	400
Surface de entrée/sortie de fluide S (mm <sup>2</sup> )	47.1365	285.0229

Les dimensions de cet échangeur de chaleur sont déterminées suivant la disponibilité du marché.

### 4.7. Dimensionnement des chicanes :

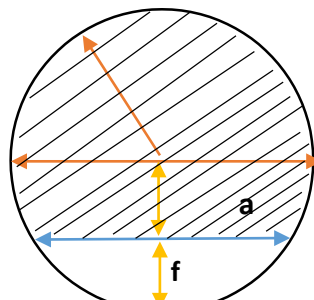


Figure 27 : schéma d'une chicane.

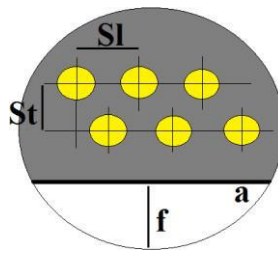


Figure 28 : Schéma de la disposition des tubes installés dans une chicane.

Table11: Dimensionnement des chicanes

$l$ (mm)	50
$d_{ch}$ (mm)	80
$R_{ch}$ (mm)	40
$h_{ch}$ (mm)	20
$f$ (mm)	20
$a$ (mm)	69.28
$S_t$ (mm)	15
$S_L$ (mm)	15
$e_{ch}$ (mm)	1
Nombre des chicanes $N_{ch}$	6
Surface entre deux chicanes $S_{ch}$ (mm <sup>2</sup> )	3464.1016

Tableau 12: Caractéristique des fluides

	Fluide chaud (L'huile)	Fluide froid (l'eau)
Débit (kg/s)	0.01	1.5
$T_e$ (K°)	383..15	295.15
$T_s$ (K°)	328.15	/
$\mu$ (Kg/m.s)	0.78085	$2.865 \cdot 10^{-3}$
$C_p$ (J/kg.K)	2000	4185
P(bar)	1.0135	6

Choix d'écoulement des fluides (cote tubes ou calandre) :

- Côté tubes : fluide chaud (cuivre)
- Côté calandre : fluide froid (Acier inoxydable)

## 4.8. Bilan thermique

On a la relation suivante :

$$Q = mC_p \Delta T$$

Avec :

$$Q = Q_{\text{cédée}} = Q_{\text{reçue}}$$

$$Q_c = m_c C_p \Delta T = 0.01 * 2000 * (383.15 - 328.15) = 1100W$$

$$\dot{m}_c C_{p_c} (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f C_{p_f} (T_{fs} - T_{fe})$$

$$T_{fe} = \frac{Q}{\dot{m}_f C_{p_f}} + T_{fs} = \frac{1100}{1.5 * 4185} + 295.15 = 295.32K$$

- La méthode de DTLM :

$$DTLM = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

$$\Delta T_1 = (T_{cs} - T_{ce}) = (383.15 - 328.15) = 55 \text{ K}^\circ$$

$$\Delta T_2 = (T_{cs} - T_{fe}) = (328.15 - 295.15) = 33 \text{ K}^\circ$$

$$DTLM = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{55 - 33}{\ln\left(\frac{55}{33}\right)} = 43.067 \text{ K}^\circ$$

$$Q = US \cdot DTLM \rightarrow US = \frac{Q}{DTLM} = \frac{1100}{43.067} = 25.541 \text{ W/K}$$

- Différence de température maximale :

$$\Delta T_{\max} = T_{ce} - T_{fe} = 383.15 - 295.15 = 88 \text{ K}^\circ$$

- Capacité calorifique :

$$C = \dot{m}C_p$$

Tableau 13: Capacité calorifique des fluides.

Capacité calorifique	C
Fluide froid (eau) $C_f$ (W/k)	6277.5
Fluide chaud (huile) $C_c$ (W/K)	20

$$C_c = C_{p_c} = 0.01 * 2000 = 20 \text{ W/K}$$

$$C_f = \dot{m}_f C_{p_f} = 1.5 * 4185 = 6277.5 \text{ W/K}$$

On trouve  $C_{\min} = C_c$  et  $C_{\max} = C_f$

- Le flux de chaleur maximal :

$$Q_{\max} = C_{\min} \Delta T_{\max} = 20 * 88 = 1760W$$

- Le nombre adimensionnel R :

$$R = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{20}{6277.5} = 3.185 * 10^{-3}$$

- Le nombre adimensionnel Nut :

$$Nut = \frac{US}{C_{\min}} = \frac{23.925}{20} = 1.277$$

- Efficacité d'échangeur de chaleur :

On peut calculer l'efficacité de l'échangeur à l'aide de deux méthodes :

L'une est le rapport du flux de chaleur maximale sur flux de chaleur réel :

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{réel}}}{Q_{\max}}$$

Et l'autre est basé sur l'utilisation de la corrélation de l'efficacité d'échangeur de chaleur pour le cas d'un échangeur à contre-courant en fonction des nombre adimensionnelle R et Nut.

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-\frac{US}{C_c} \left(1 + \frac{C_c}{C_f}\right)}}{1 + \frac{C_c}{C_f}} = 72.06\%$$

### ❖ Vitesse des fluides :

- Vitesse d'huile dans les tubes :

$$V_t = \frac{\dot{m}_c}{\rho_c \cdot S_c} = 0.2358(m/s)$$

Avec :

$$S_c = \pi \cdot \frac{d_{\text{ext}}^2}{4}$$

- Vitesse d'eau au moment de passage entre les deux chicanes :

$$V_{\infty} = \frac{\dot{m}_f}{\rho_f \cdot S_{ch}} = 0.4325(\text{m/s})$$

- Vitesse d'eau le moment de passage entre les tubes :

$$V_{\max} = \frac{V_{\infty}}{1 - (n_{cr} \cdot d_t)} = 0.6509(\text{m/s})$$

- Diamètre hydraulique d'huile :

$$d_{hc} = \frac{4 \cdot S_c}{P_c} = 7.747\text{mm}$$

- Diamètre hydraulique l'eau :

$$d_{et} = \frac{4 \cdot S_t \cdot S_l}{\pi \cdot d_{ca}} - d_{et} = 20.5667\text{mm}$$

### ❖ Nombre de Reynolds:

- Nombre de Reynolds de fluide côté tube :

$$Re_c = \frac{\rho \cdot v \cdot d_h}{\mu}$$

- Nombre de Reynolds de fluide côté calandré :

$$Re_f = \frac{V_{\max} \cdot d_h \cdot F_h}{\vartheta \cdot M} \quad \text{avec :} \quad F_h = \frac{1}{1 + N \cdot \sqrt{d_c/S_t}}$$

- M : est un coefficient correcteur tenant compte de la géométrie d'échangeur de chaleur.
- Pour le cas d'un échangeur de chaleur de type tube et calandre à faisceau des tubes en quinconce M=0.88.
- N : tenant compte de diamètre de la calandre, diamètre des tubes la disposition des tubes, la distance entre les chicanes et la distance de passage de fluide au-dessus de la chicane. N est déterminé numériquement.

Nous avons déterminé N à partir d'un tableau en fonction de d/l, F/d et St/dt. N=0.25

❖ **Nombre de Prandtl :**

Il caractérise la distribution des vitesses par rapport à la distribution de la température d'un fluide.

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda}$$

❖ **Nombre de Nusselt :**

Est le rapport de la quantité de chaleur change par convection à la quantité de chaleur échangée par conduction.

$$Nu = \frac{h \cdot d}{\lambda}$$

- **Fluide côté tube :** nous avons utilisé la corrélation d'écoulement laminaire dans un tube.

$$Nu_c = 1.64 \cdot \left( \frac{L \cdot Re \cdot Pr}{d_h} \right)^{\frac{1}{3}}$$

- **Fluide côté calandre :** Nous avons utilisé la corrélation d'un échangeur de chaleur de type tube et calandre à faisceau tubulaire côté calandre.

$$Nu_f = 0.16 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4}$$

- ❖ **Coefficient de convection thermique :** le coefficient de transfert de chaleur par convection est calculé à partir du Nusselt.

$$h = \frac{Nu \cdot d_h}{\lambda}$$

Tableau 14 : Nombre de Reynolds Prandtl Nusselt et le coefficient de convection thermique.

Nombres adimensionnelles	Huile	Eau
Re	2.1894	4426.9946
Pr	110598.9	7.02
Nu	380.3207	288.0991
h (W/K.m <sup>2</sup> )	711.8433	8368.9757

**Tableau15 : Résistance thermique par convection et par conduction.**

Tableau 15 : Résistance thermique par convection et par conduction.

	Huile	Eau
$R_{cv}$ (K/W)	0.14430	0.00998
$R_{cd}$ (K/W)	0.00026	0.00180

- Coefficient d'échange global :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda_{cu}} + \frac{1}{h_f}$$

AN :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{711.8433} + \frac{0.8999 \cdot 10^{-3}}{385} + \frac{1}{8368.9757}$$

$$\frac{1}{U} = 1.52662 \cdot 10^{-3}$$

$$U = 655.0418$$

- La surface totale d'échange :

$$Q = A \cdot U \cdot f \cdot DTLM$$

$$A = \frac{Q}{U \cdot DTLM \cdot f}$$

$$A = \frac{1100}{655.0418 \cdot 43.067 \cdot 1}$$

$$A = 0.039 \text{ m}^2$$

- Nombre de tubes

$$N_t = \frac{A}{a} \text{ avec } a = \pi \times d_e \times L = 0.012$$

$$N_t = \frac{0.039}{0.012} = 3.25$$

❖ Les caractéristiques des tubes :

On propose un échangeur de chaleur dont les caractéristiques des tubes sont :

- Matériau de construction : cuivre
- Diamètre extérieur :  $\frac{3}{4}$ ''  $d_e = 9.525$  mm
- Diamètre intérieur :  $d_i = 7.747$  mm
- Epaisseur : 0.889 mm
- Longueur utile :  $l = 400$  mm
- Disposition : Pas triangulaire
- Le pas :  $P = 15$  mm
  
- **Calcul de la surface d'échange d'un tube :**

$$a = \pi \cdot d_o \cdot l$$

Avec :  $d_e = 9.525$  mm  $l = 400$  mm

$$AN : a = 0.012 \text{ m}^2$$

- **Nombre des tubes par calandre :**

$$N_t = \frac{A}{a \cdot n_c} \quad N_t = 3.25$$

- **Calcul des températures caloriques des fluides:**

Pour le fluide chaud :  $T_c = T_{sc} + F_c (T_{es} - T_{sc})$

Pour le fluide froid :  $t_c = t_{fc} + F_c (T_{sf} - T_{fc})$

Fraction calorique :  $F_c = \frac{DTLM}{\Delta T(\text{chaud}) - \Delta T(\text{froid})}$

$$F_c = \frac{43.067}{(383.15 - 328.15) - (295.325 - 295.15)}$$

$$F_c = 0.785$$

$$T_c = 328.15 + 0.785(383.15 - 328.15)$$

$$T_c = 371.325K$$

$$t_c = 295.15 + 0.785(295.325 - 295.15)$$

$$t_c = 295.325$$

$$F_c = 0.785 ; T_c = 371.325 ; t_c = 295.325$$

- Calcul du coefficient de transfert propre  $U_p$  :

Calcul du coefficient de transfert de chaleur à l'intérieur du tube  $J_h$  :

- a) Section de passage :

$$a_t = \frac{N_t}{n_t} \pi \frac{d_i}{4}$$

$$\text{AN: } a_t = \frac{3.25}{1} \pi \frac{7.747 \cdot 10^{-3}}{4}$$

$$a_t = 0.1976 m^2$$

- b) La vitesse massique :

$$G_t = \frac{m}{a_t}$$

$$\text{AN: } G_t = \frac{0.01}{0.1976} \qquad G_t = 0.50 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$$

- Coefficient de transfert de chaleur [ $J_h$ ] :

On peut déterminer le coefficient de transfert de chaleur interne [ $J_h$ ] :

Par la relation suivante :

$$J_h = 0,027 (Re)^{0,8} \qquad J_h = 0.027(2.1894)^{0.8}$$

$$J_h = 0.505$$

- Donc on peut déterminer le coefficient du film interne, en prenant la valeur de  $J_h$  obtenue par la deuxième méthode car celle-ci est plus affirmative.

$$\frac{h_i}{\phi_t} = J_h \frac{\lambda}{d_i} \left( \frac{C_p \mu}{\lambda} \right)^{\frac{1}{3}}$$

AN :

$$\frac{h_i}{\phi_t} = 0.505 \frac{386}{7.747} \left( \frac{2000 \times 0.78}{386} \right)^{\frac{1}{3}} \quad \frac{h_i}{\phi_t} = 40079.679 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

On a :

$$\frac{h_{i0}}{\phi_t} = \frac{d_i}{d_e} \times \frac{h_i}{\phi_t}$$

$$\text{AN : } \frac{h_{i0}}{\phi_t} = 32598.139 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$h_{i0}$ : coefficient de film interne rapporté à la température du tube.

- Détermination de la température du tube  $t_t$  :

$$t_t = T_c - \frac{\frac{h_i}{\phi_t}}{\frac{h_{i0}}{\phi_t} + \frac{h_i}{\phi_t}} \times (T_c - t_c)$$

$$t_t = 329.413 \text{ K}$$

- Calcul du coefficient de transfert de chaleur externe (côté calandre) :

**Section de passage** : Pour un pas triangulaire, on a la relation suivante :

$$a_{ct} = \frac{2}{\sqrt{3}} \frac{d_{ca}}{P} (P - d_e) l = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \frac{90}{15} (15 - 9.525)(50) = 1.8965 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

P : pas des tubes (m)

l: Espacement entre chicane (m),  $D_c/5 < l < D_c$

Dca : Diamètre de la calandre (m)

- Vitesse massique:

$$G_{ct} = \frac{m}{a_{ct}} = \frac{1.5}{1.8965 \cdot 10^{-3}} = 790.9306 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{k}}$$

*Le coefficient de transfert de chaleur externe :*

$$\frac{h_0}{\phi c} = J_h' \cdot \frac{\lambda}{D_{eq}} \cdot \left(\frac{C_p \mu}{\lambda}\right)^{\frac{1}{3}}$$

$$J_h' = 0,36 (Re)^{0,55}$$

$$J_h' = 0,36(4426,9946)^{0,55} = 36,4470$$

### 4.9. Interprétation des résultats :

Un échangeur de type tubes et calandre est utilisé afin de refroidir l'huile de lubrification qui à son tour va refroidir les roulements de la pompe. On a utilisé l'eau duréseau dont les propriétés physiques sont adéquates pour le refroidissement d'huile.

L'écart de température nous a garanti qu'il n'y aura pas un changement de phase pour les deux fluides et nous garantit l'échange de chaleur nécessaire pour l'huile.

Pour assurer un bon transfert de chaleur entre les deux fluides on a utilisé des chicanes à l'intérieur de la calandre pour augmenter le temps de séjour du fluide et créer des zones de recirculations et augmenter la turbulence qui vont nous aider à assurer un bon contact entre le fluide et la surface d'échange entre tubes et fluide chaud.

On remarque une variation de température du fluide froid très faible à cause du débit froid qui est plus important que celui chaud et par conséquent la capacité calorifique du fluide froid est beaucoup plus grande pour compenser la faible température. Le fluide chaud a une capacité calorifique plus faible, et à cet effet c'est le fluide chaud qui contrôle le transfert de chaleur.

Le choix d'un échangeur à contre-courant est pour assurer le maximum d'échange de chaleur entre les deux fluides par rapport au cas du co-courant.

En outre, pour assurer un bon transfert de chaleur, nous avons choisi des matériaux qui ont de meilleures caractéristiques physiques à savoir :

- Pour les tubes en cuivre le critère de choix est la plus grande conductivité thermique qui sert à mieux transférer la chaleur. Avec un nombre de tubes qui sont étudié selon le débit, le diamètre et la longueur.

-Par contre, le choix de l'acier inoxydable de la calandre est fait pour donner une faible conductivité thermique et bonne isolation avec l'environnement extérieur afin de minimiser les pertes de chaleur.

L'échangeur va aider à diminuer la température du lubrifiant et éliminer le problème de l'échauffement des roulements, l'installation de cet échangeur est facile à réaliser et il n'y aura pas une perturbation du fonctionnement de la pompe ou le circuit du carburant.

# Chapitre 5:

## Simulation d'un échangeur de chaleur

### 5.1. Introduction

Dans ce chapitre, on présentera les étapes suivies pour simulation d'un échangeur de chaleur tubes te calandre en partant de la création de la géométrie, ensuite le maillage et finalement les conditions qui ont été choisies dans ANSYS-CFX.

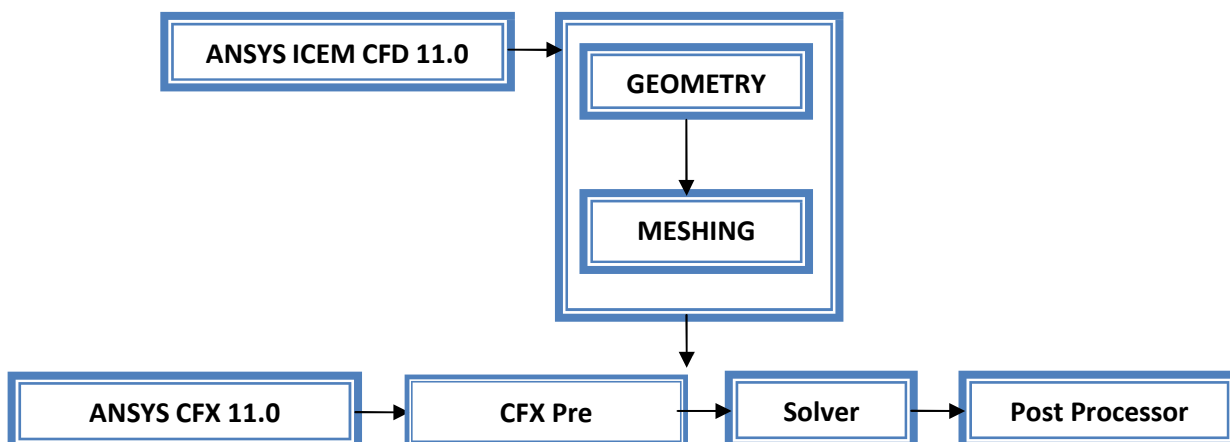
### 5.2. Code FLUENT

Fluent est un programme informatique conçu pour la simulation des écoulements de fluide et du transfert de chaleur dans des géométries complexes. Il présente une grande flexibilité d'adaptation avec n'importe quel type de maillage. Il permet le raffinement du maillage en fonction des conditions aux limites, des dimensions et même des résultats déjà obtenus. Cela est très utile dans les régions à gradients importants (couches limites, couches à cisaillement libre).

Fluent est écrit en langage C. il emploie toute la flexibilité et la puissance qu'offre ce langage. Il a une architecture serveur client nécessaire au calcul parallèle sur plusieurs machines.

### 5.3. Description du code de calcul ANSYS-CFX

Dans notre étude de simulation nous avons utilisé le code de calcul ANSYS- CFX qui fournit l'exactitude, la fiabilité, la vitesse et la flexibilité dans des domaines d'écoulements potentiellement complexes. Pour interpréter les résultats, le logiciel intègre trois modules principaux, qui sont liés entre eux par le déroulement des informations du problème étudié.



## 5.4. Simulation de l'échangeur à tubes et calandre dimensionné précédemment avec le simulateur ANSYS-CFX :

Le principal but de ce mémoire est d'étudier un modèle d'un échangeur à tubes et calandre, dans cette étude deux fluides séparés à différentes températures traversent l'échangeur de chaleur, l'un s'écoule côté tubes et l'autre à travers la calandre autour des tubes (côté calandre). Plusieurs paramètres de conception et conditions de fonctionnement influencent les performances optimales d'un échangeur de chaleur à faisceau et calandre

Figure\*

### 5.4.1. Définition du modèle :

Le concept utilisé pour concevoir un échangeur de chaleur à tubes et calandre est examiné le modèle de travail de ce échangeur de chaleur à débit direct, à écoulement transversal. La géométrie d'un tel modèle est montré dans la figure 29

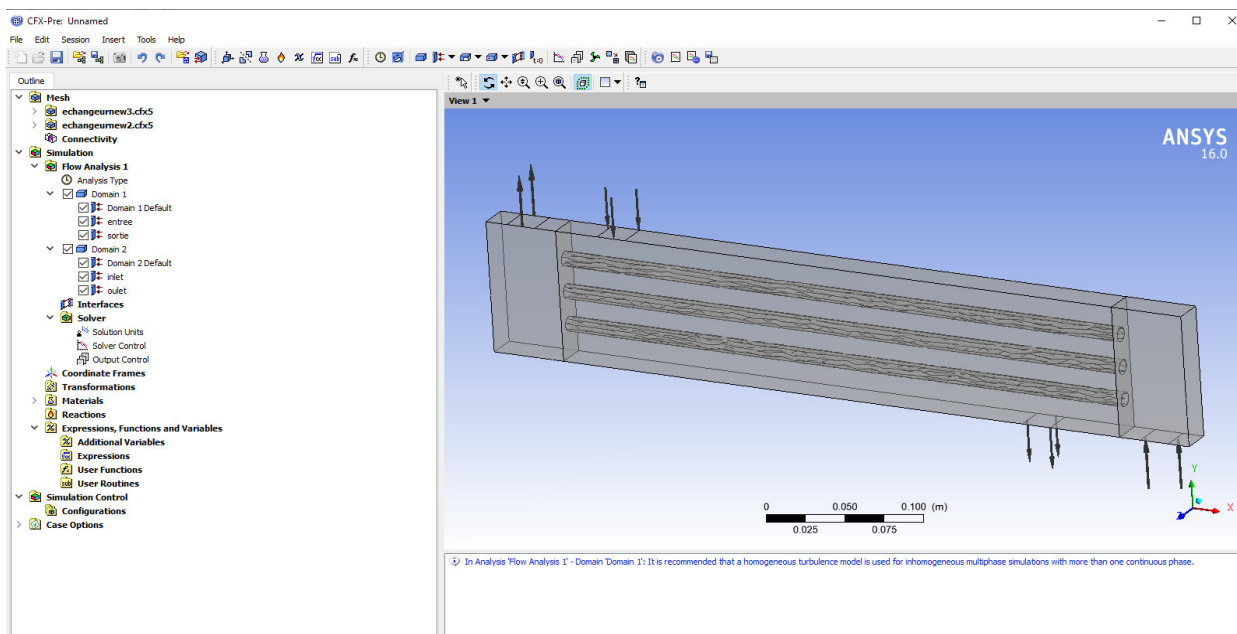


Figure 29: Géométrie de l'échangeur de chaleur

L'échangeur de chaleur est en acier (calandre) et en cuivre (tubes). Dans cet exemple, deux fluides s'écoulent dans l'échangeur de chaleur, le fluide froid (l'eau) s'écoule dans la calandre, le fluide chaud est l'huile, circule dans les tubes de l'échangeur de chaleur. Ces deux fluides ont des températures différentes.

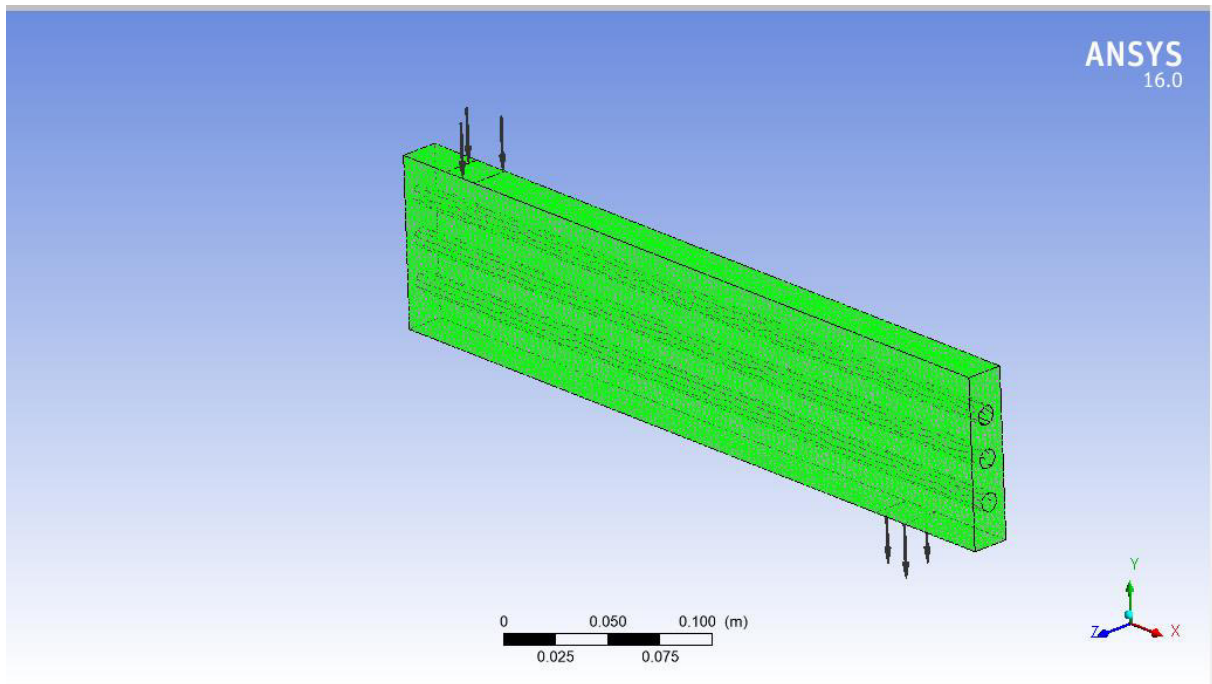


Figure 30 : Affichage du maillage de fluide froid (coté calandre)

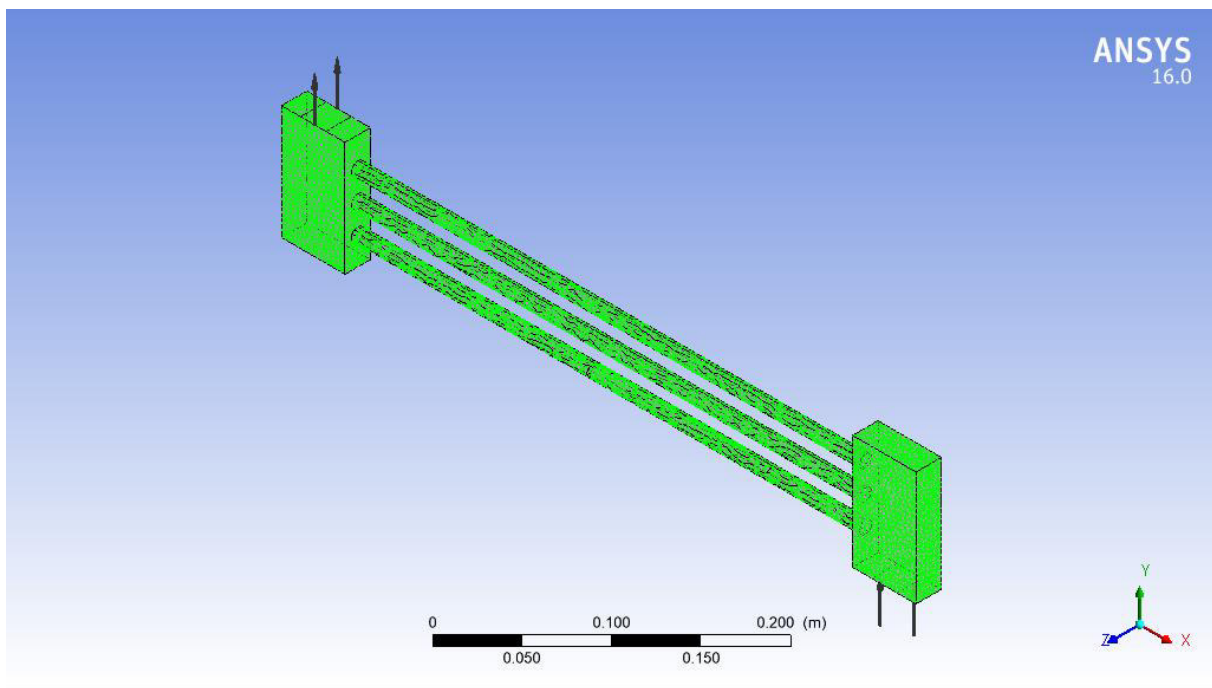


Figure 31 : Affichage du maillage de fluide chaud (coté tubes).

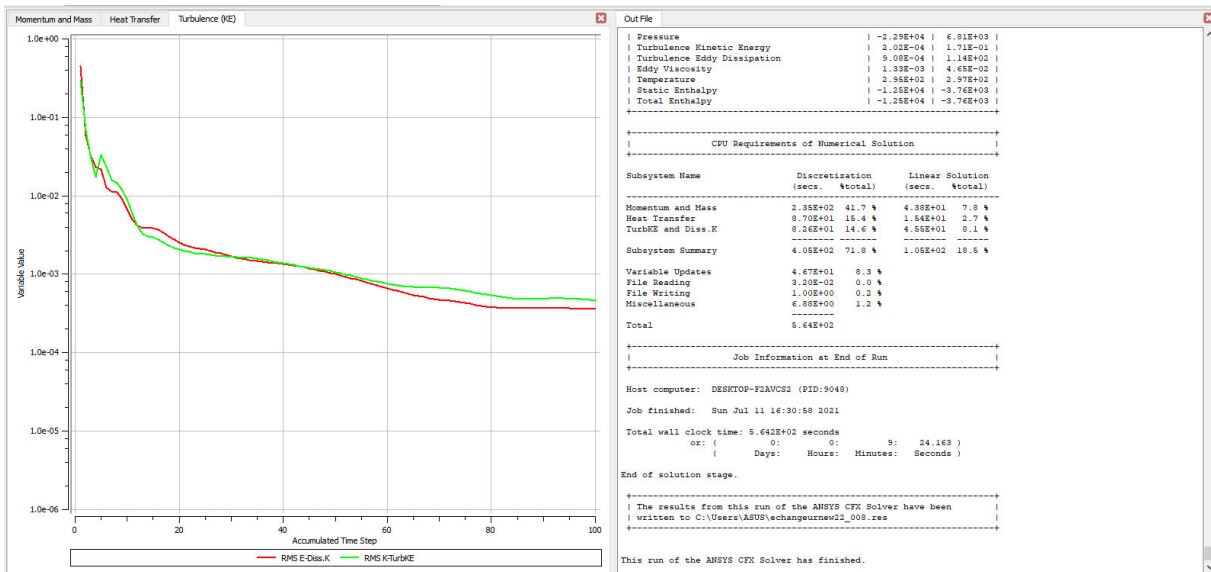
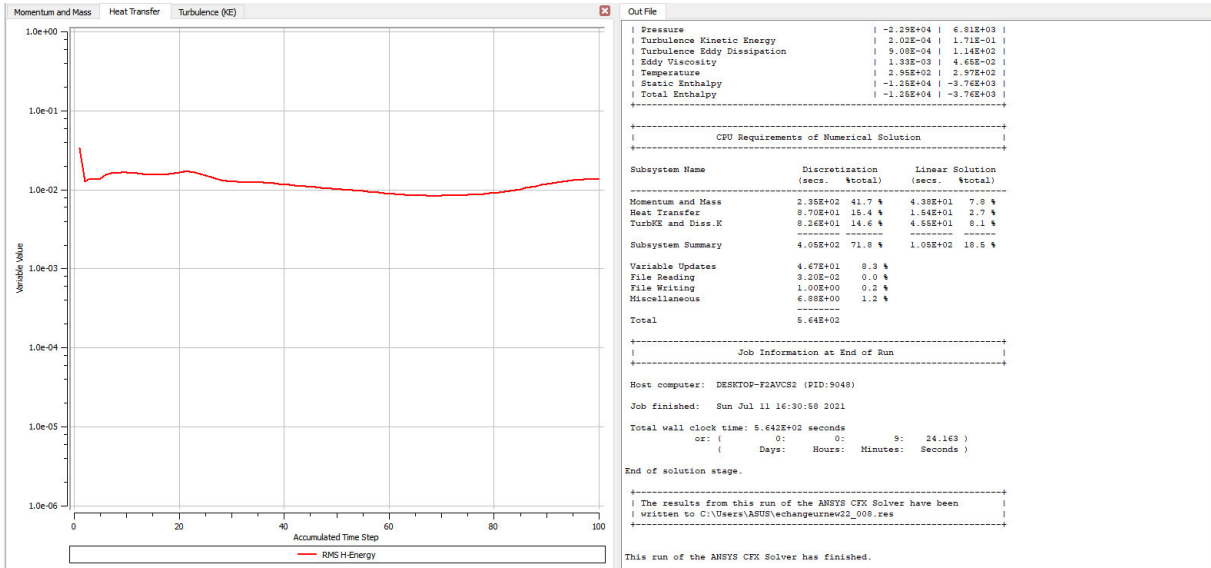
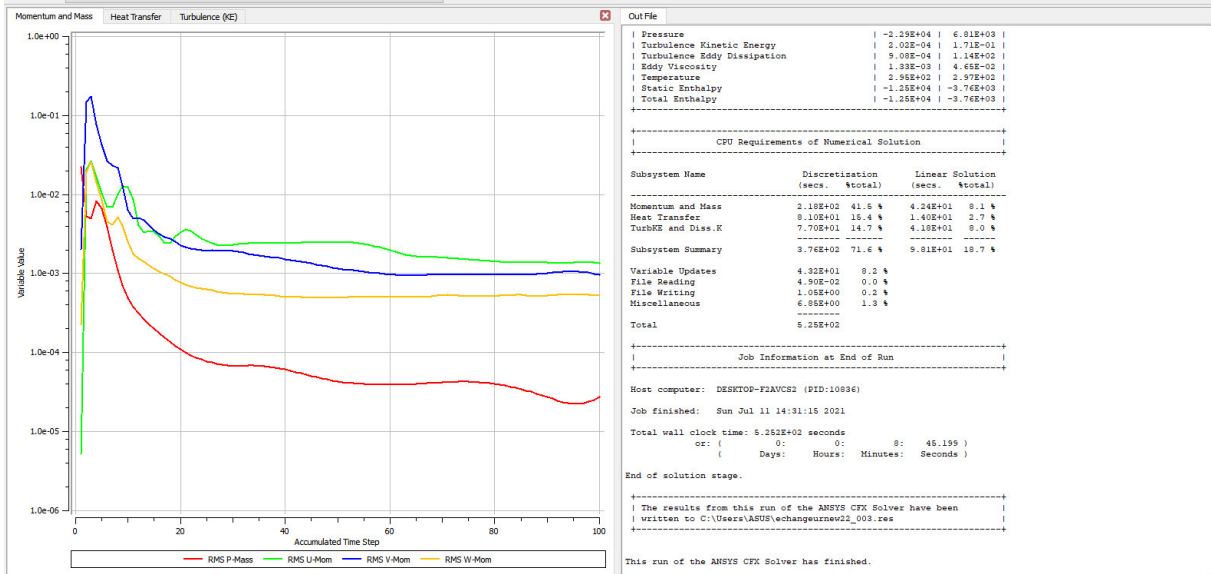


Figure 32 : Résultat de solveur (côté calandre).

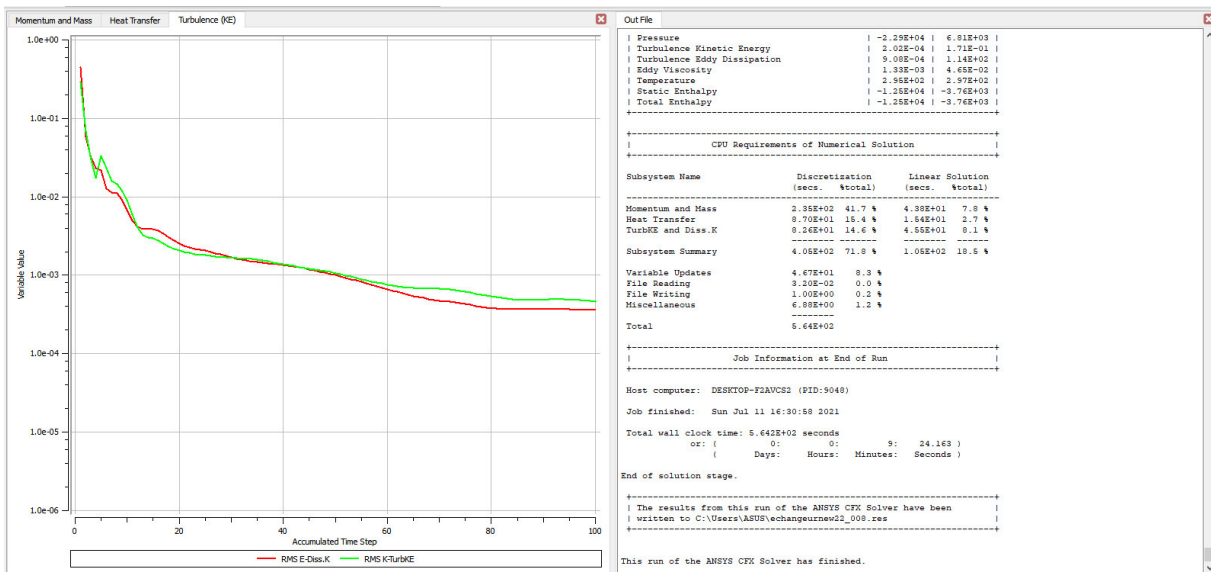
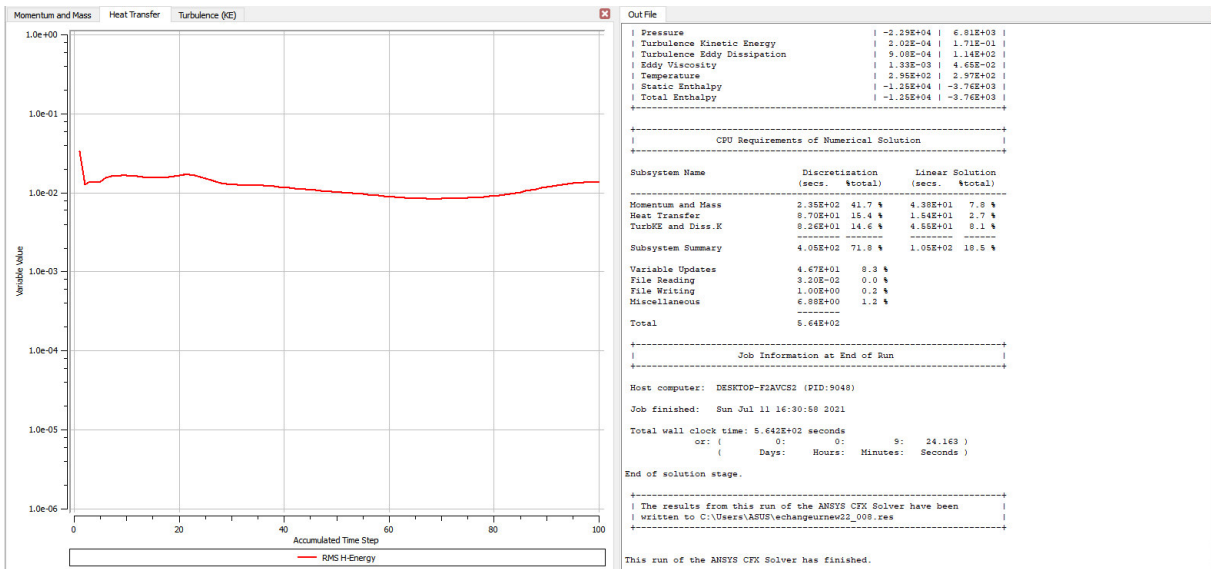
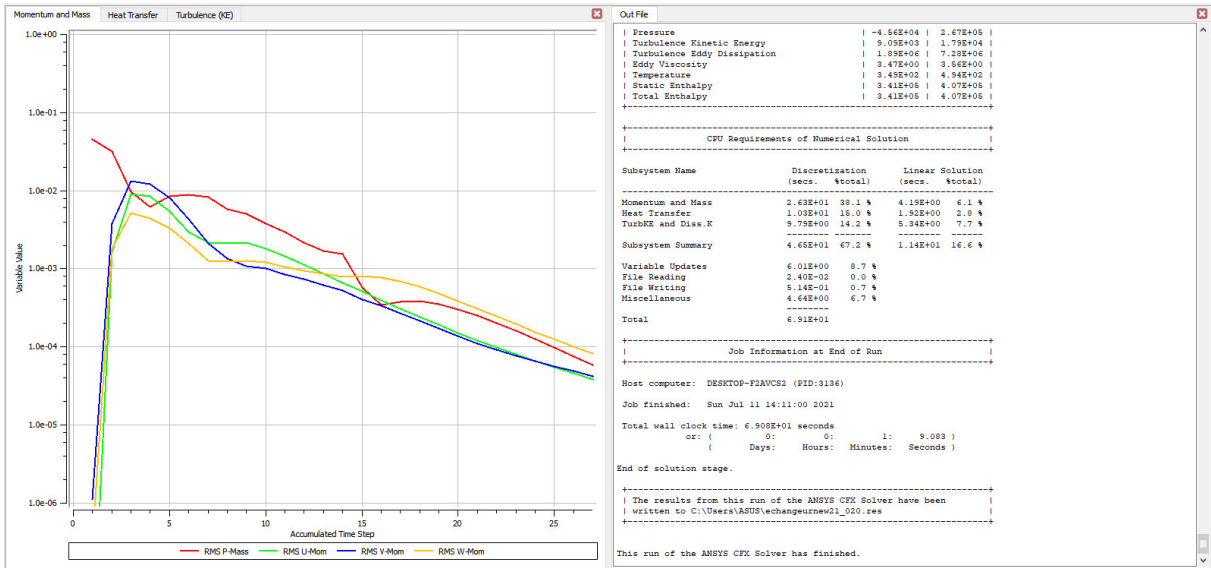


Figure 33: Résultat de solveur (côté tubes).

### 5.4.2. Conditions aux limites :

Toutes les parois de l'échangeur de chaleur, y compris les chicanes sont modélisées comme des coquilles en 3D. Cela nécessite des conditions limites particulières pour les équations d'écoulement et de transfert de chaleur.

La condition aux limites de la paroi intérieure pour l'écoulement des fluides sépare les uns des autres est également utilisé pour décrire les chicanes des deux côtés, il applique les fonctions de paroi nécessaire pour simuler les parois avec le modèle de turbulence  $k-\varepsilon$ .

La calandre est censé en acier et ayant une épaisseur de 0.01 mm d'épaisseur.

L'eau entre dans le côté du tube avec une vitesse de 0,2358 m/s et une température de 383.15 °K. L'eau entre dans la calandre avec une vitesse de 0.6509 m/s et une température de 295.15 °K. Aux deux entrées, Pour l'entrée d'eau le diamètre est égal à 9.525mm et pour l'entrée d'huile, il est de 7.747mm à côté du plan de symétrie, toutes les limites extérieures restantes sont isolées thermiquement.

#### 5.4. Présentation des résultats :

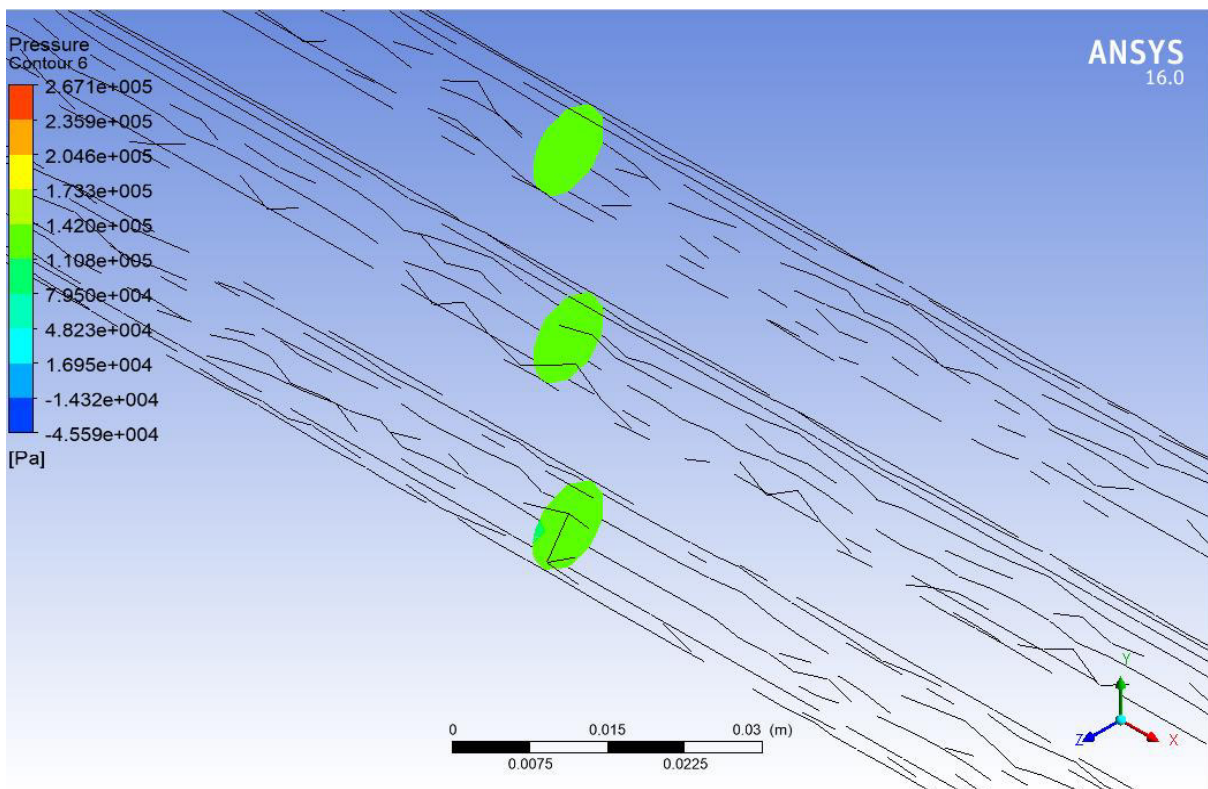
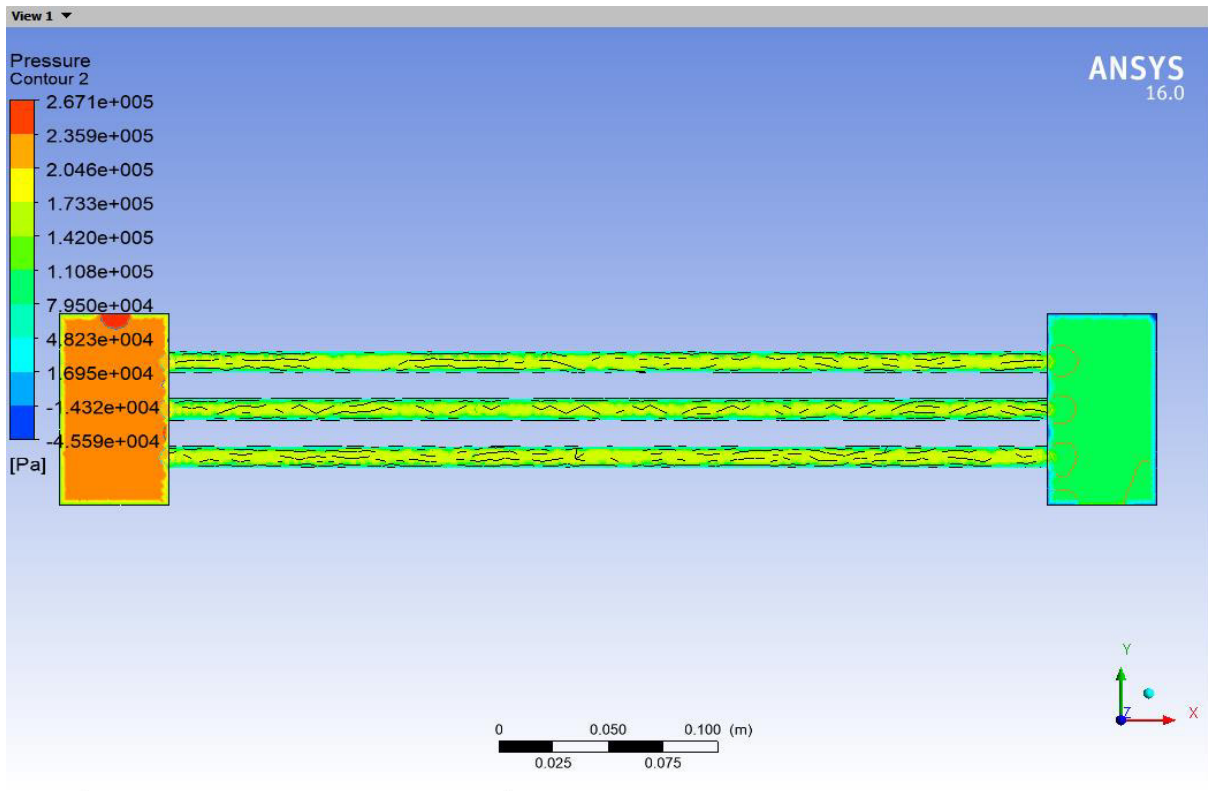


Figure 34: Contour de la pression dans l'entrée et la sortie des tubes.

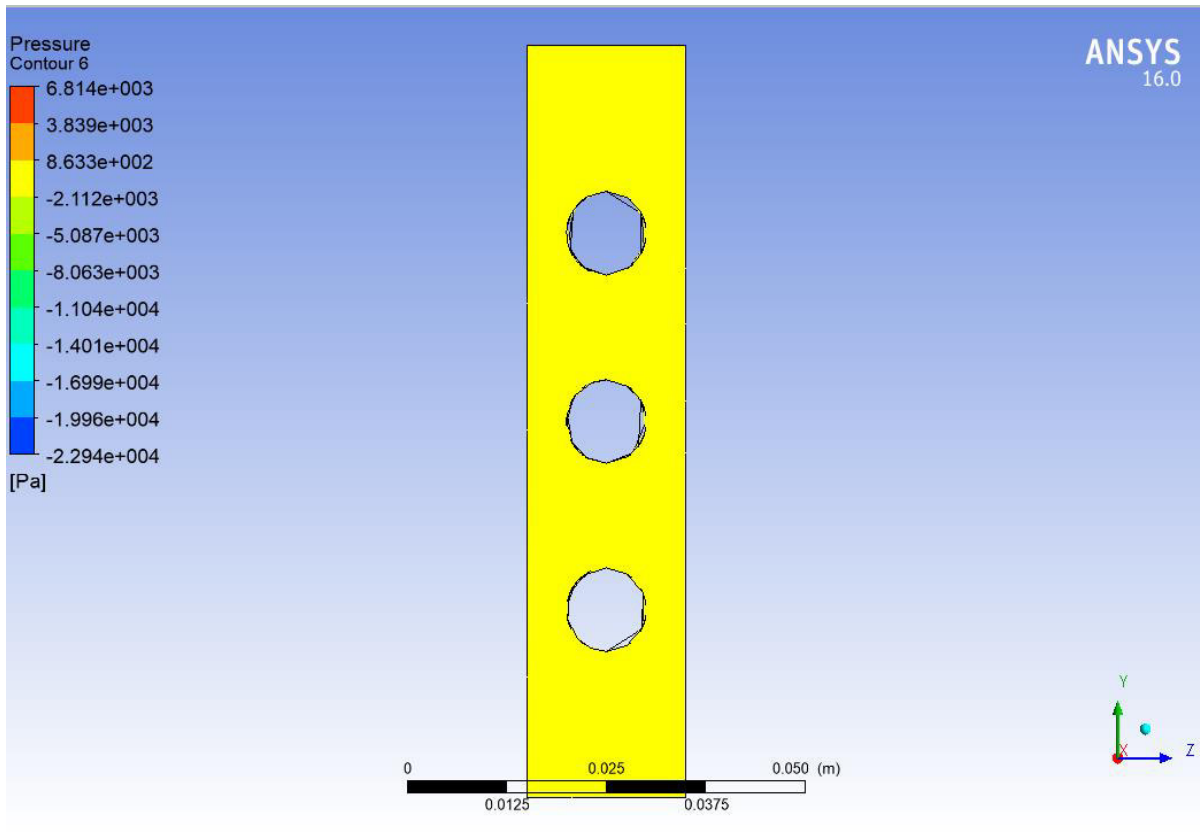
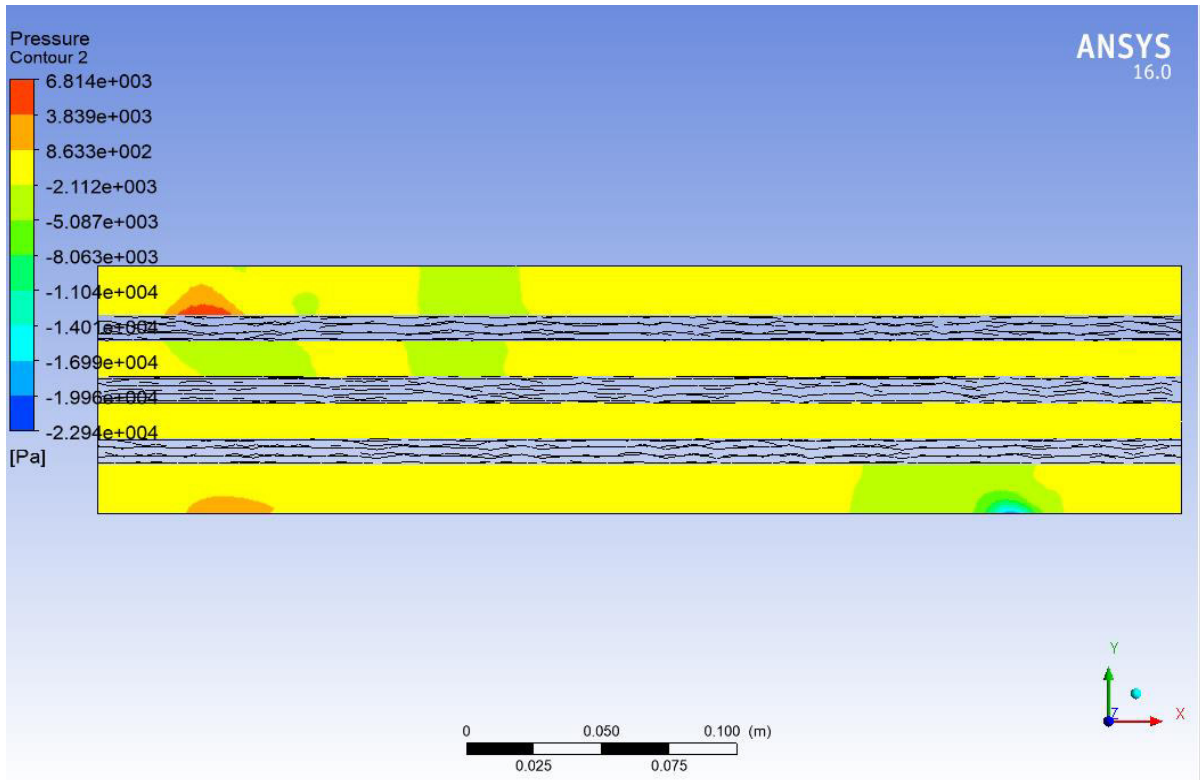


Figure 35: Contours de pression de l'eau à la sortie et à l'entrée de la calandre

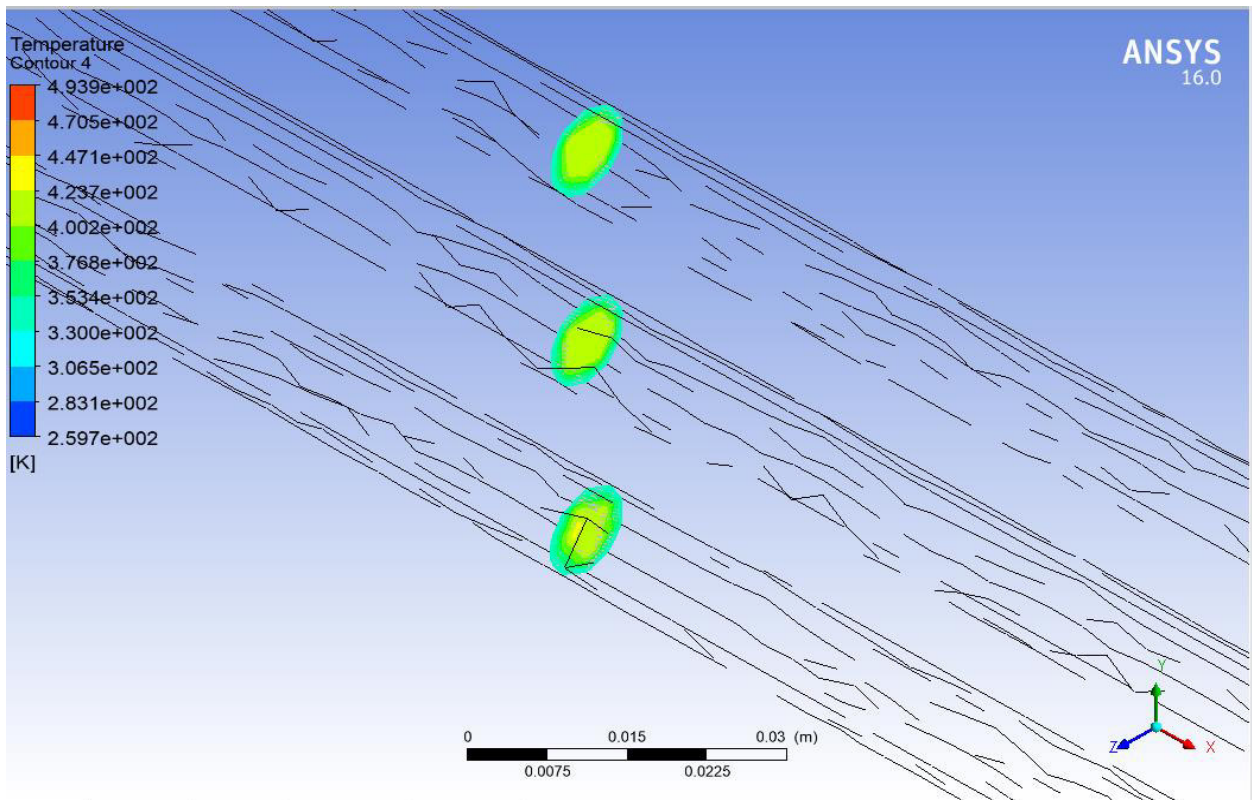
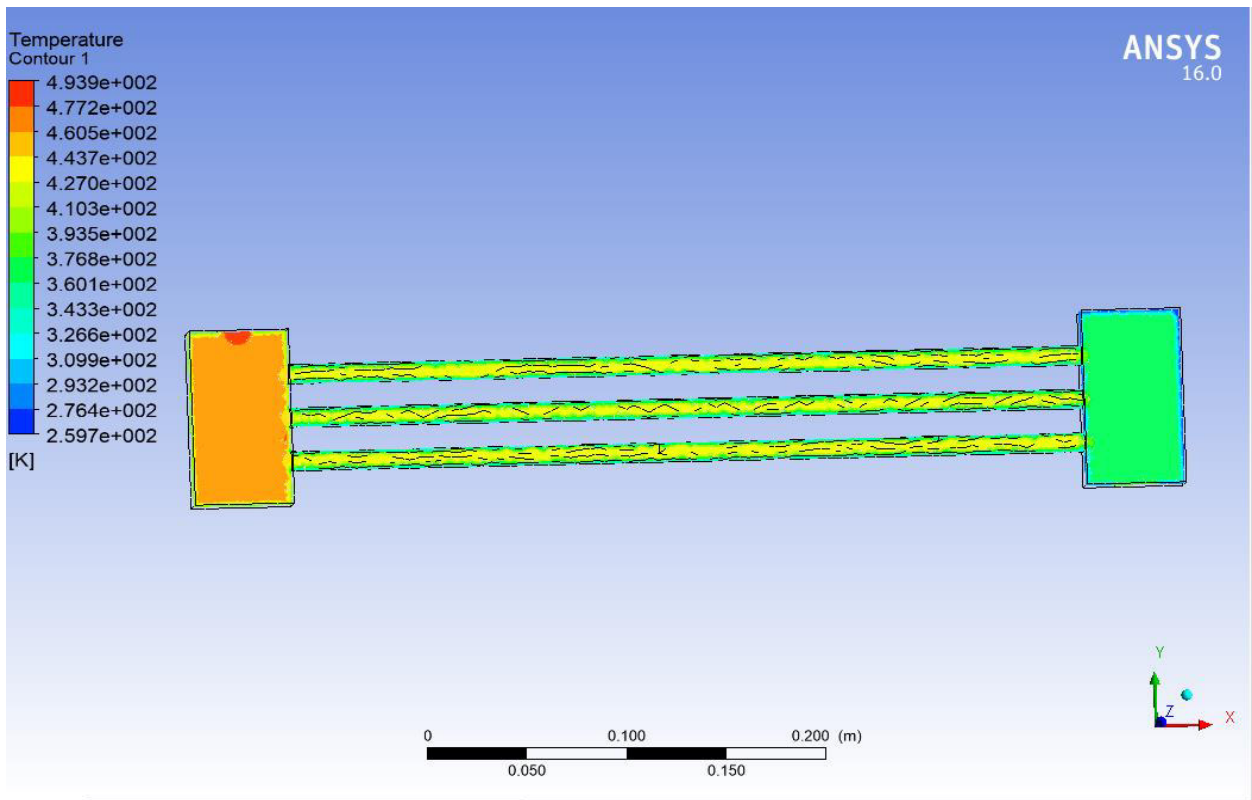


Figure 36 : Distribution de la température d'huile dans les tubes.

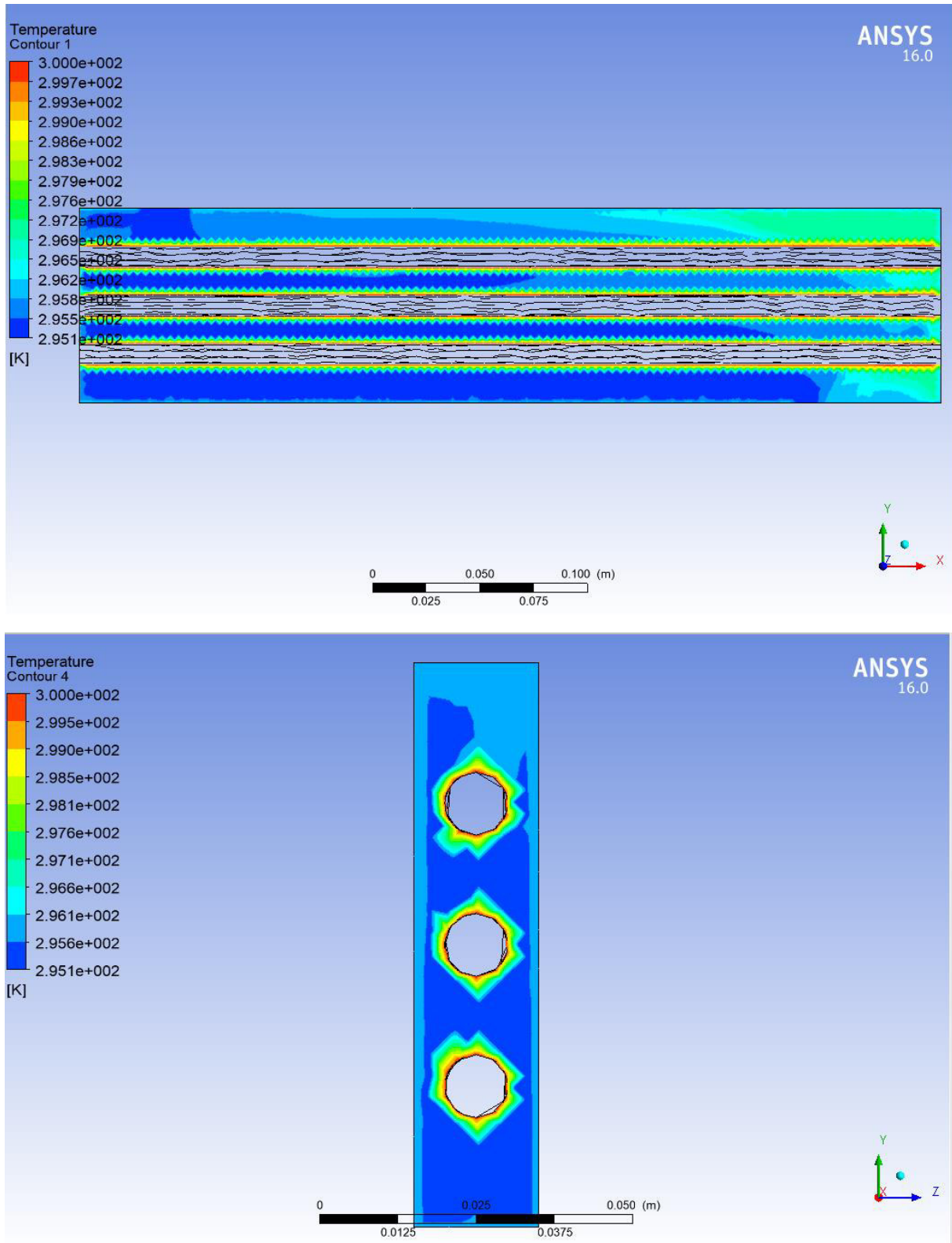


Figure 37: Distribution de la température d'eau dans la calandre.

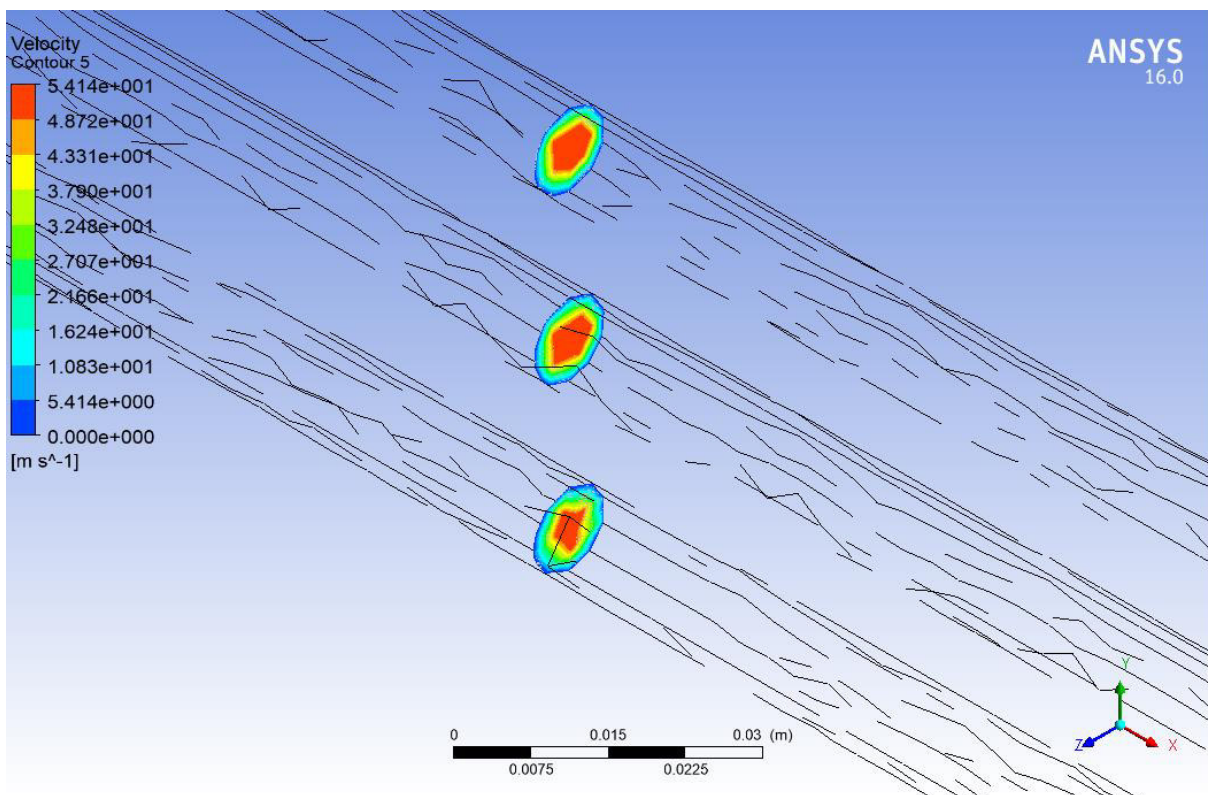
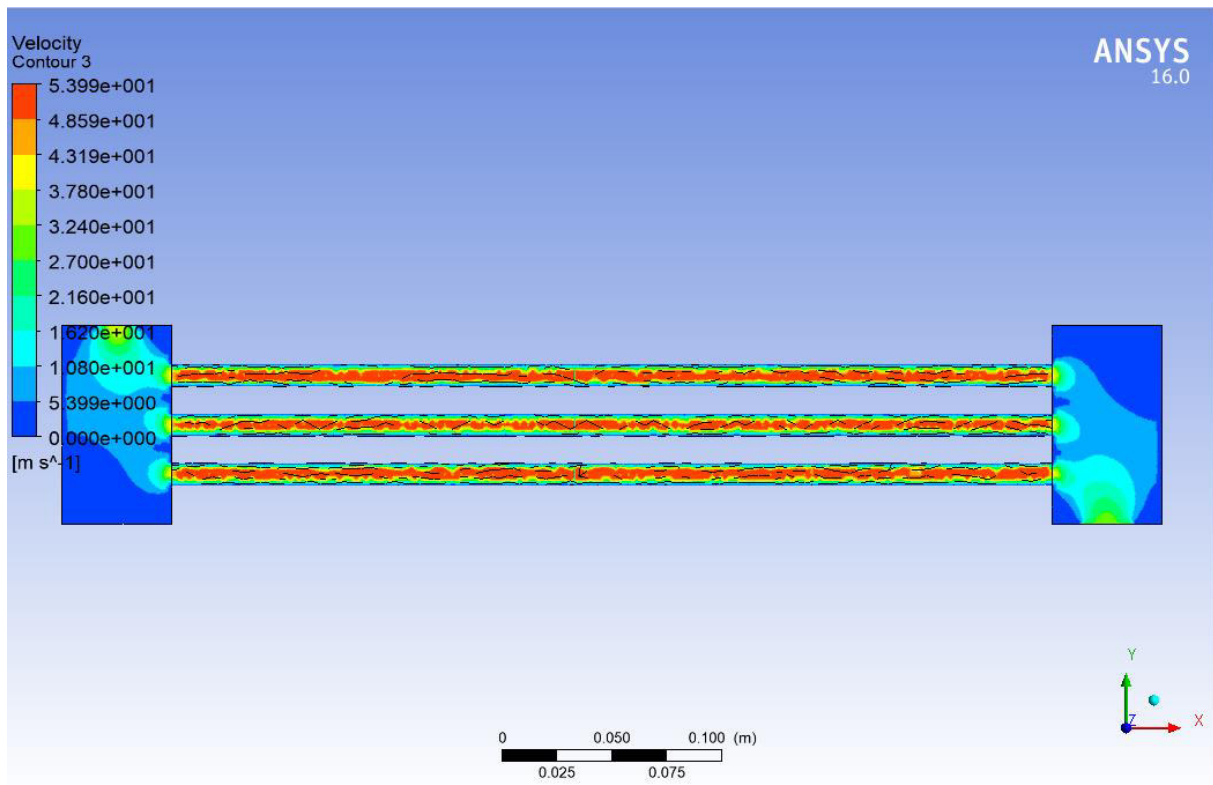


Figure 38 : Distribution de la vitesse d'huile dans les tubes

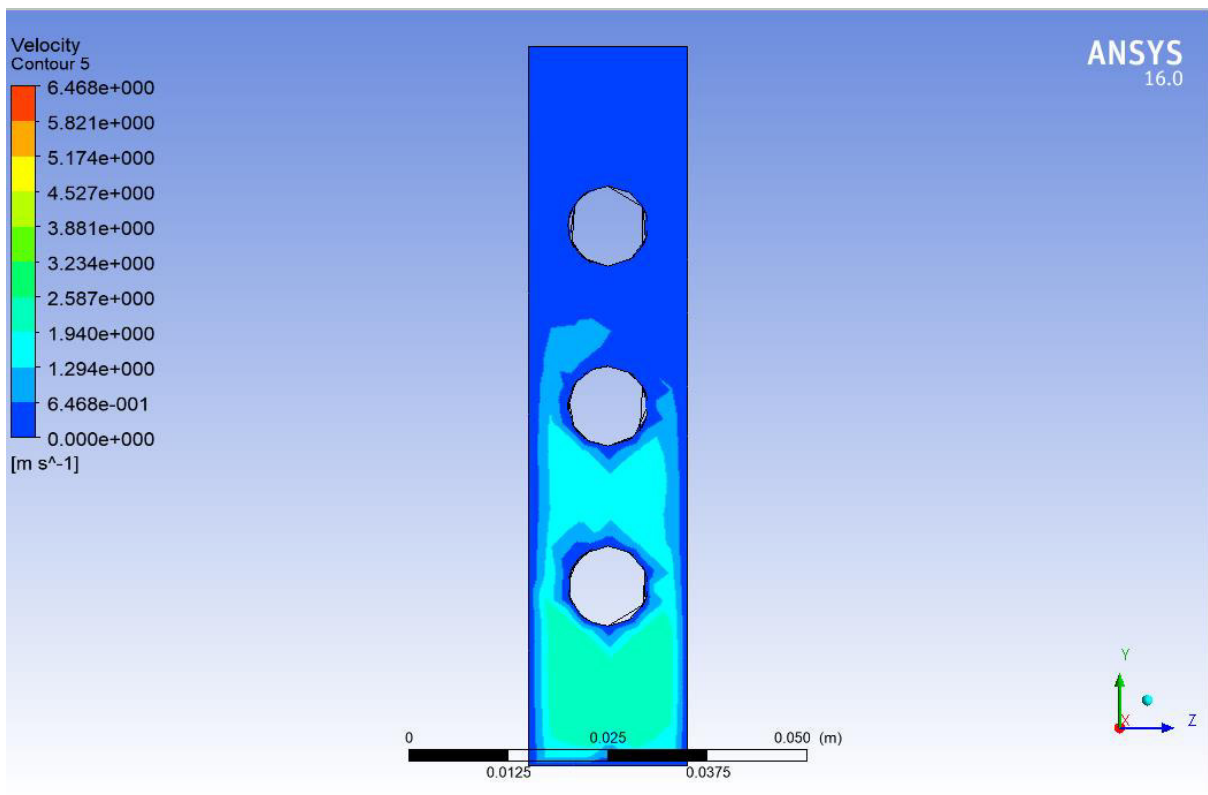
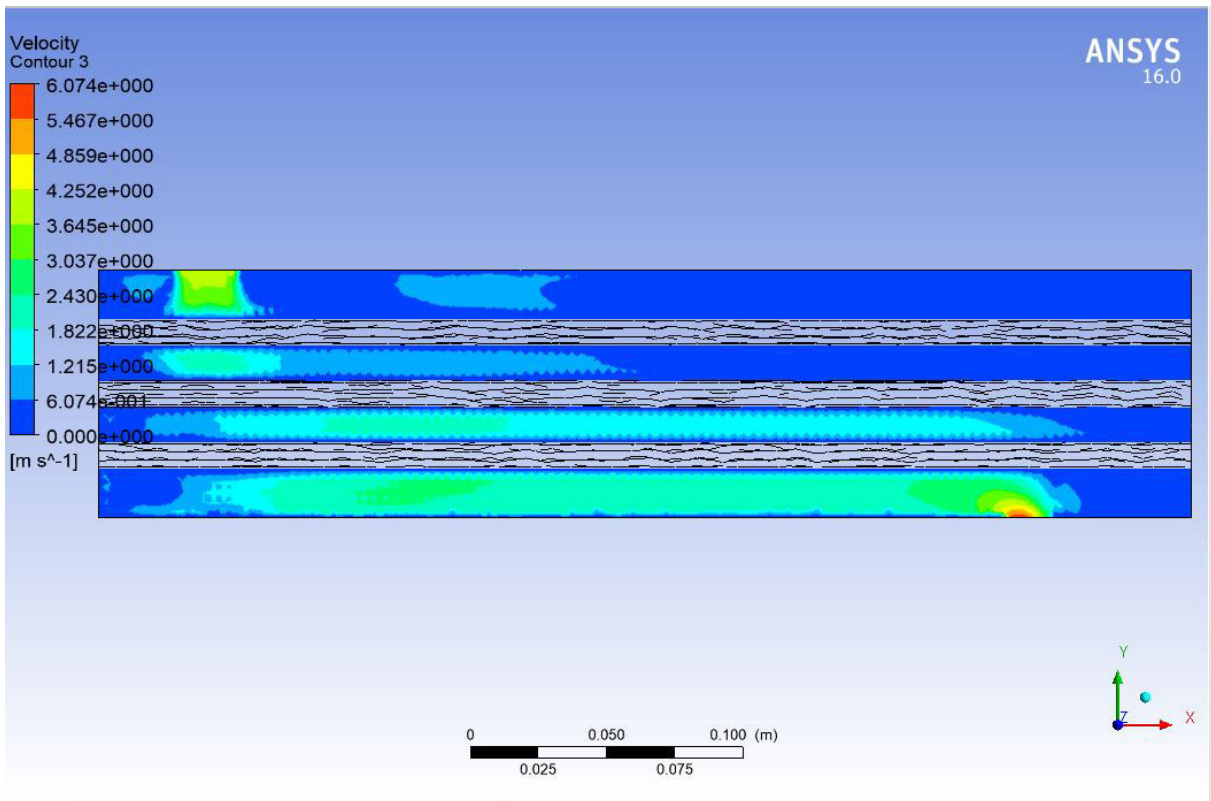


Figure 39: Distribution de la vitesse d'eau dans la calandre.

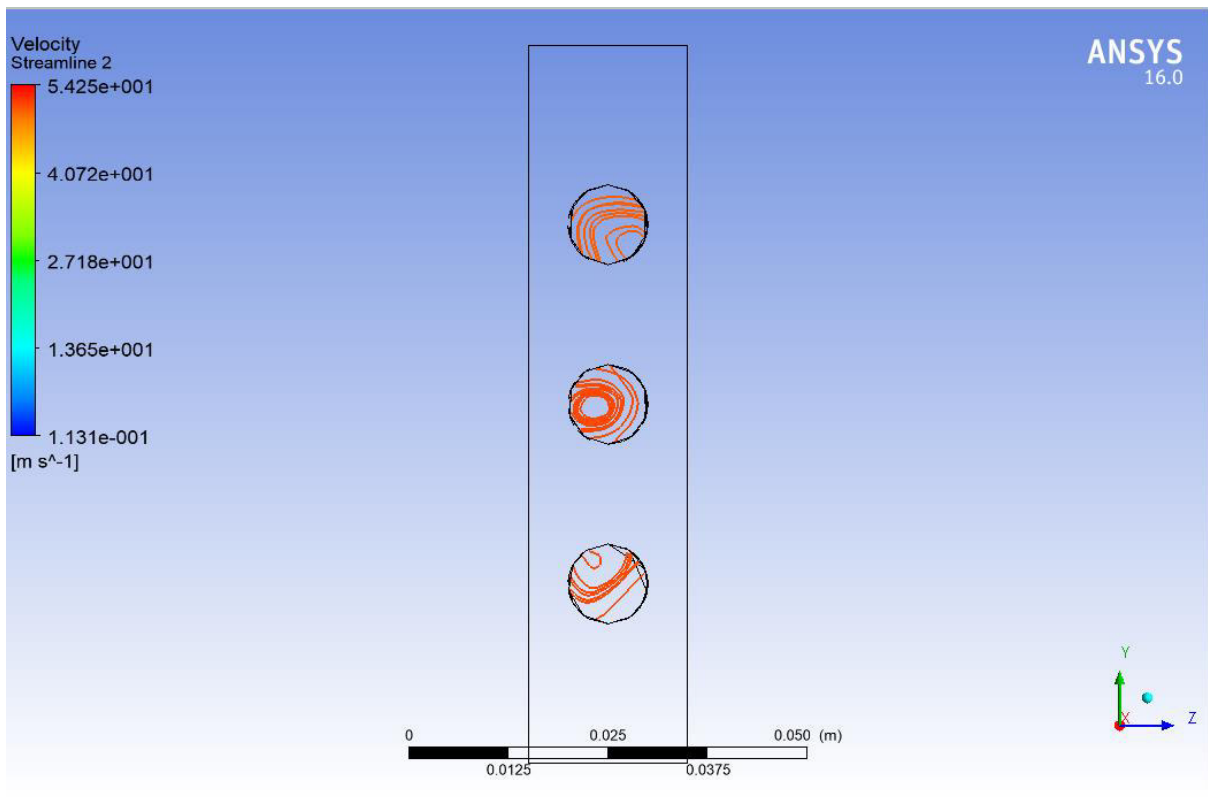
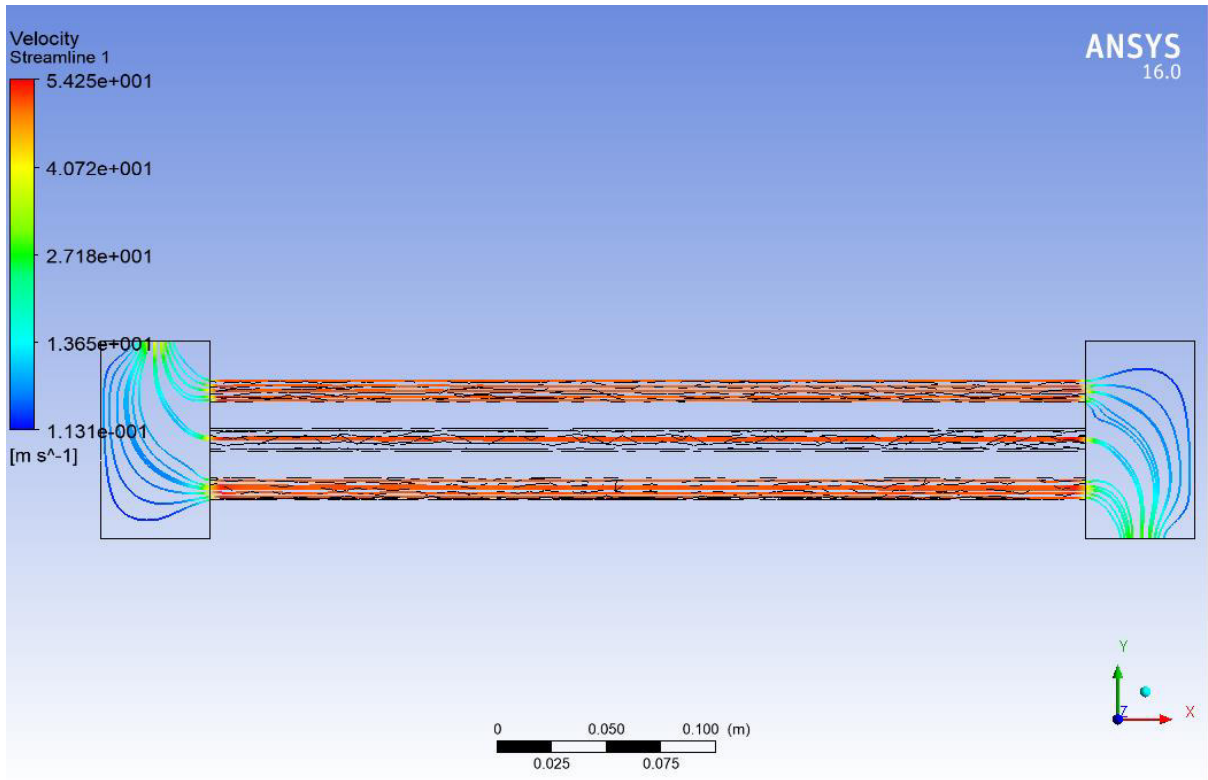


Figure 40: Lignes de courant d'huile dans les tubes.



Figure 41: Lignes de courant d'eau dans la calandre

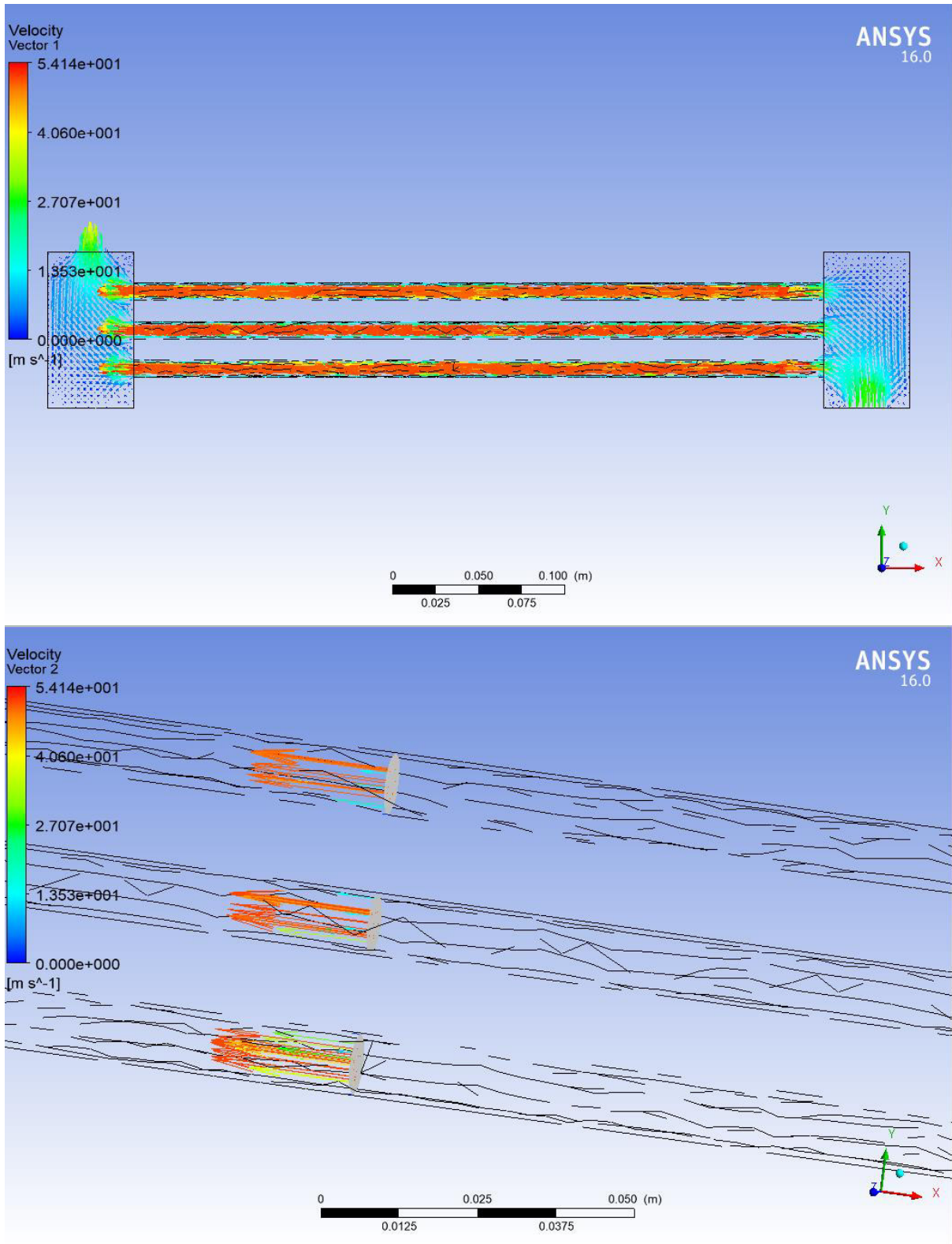


Figure 42: Vecteur de vitesse dans les tubes.

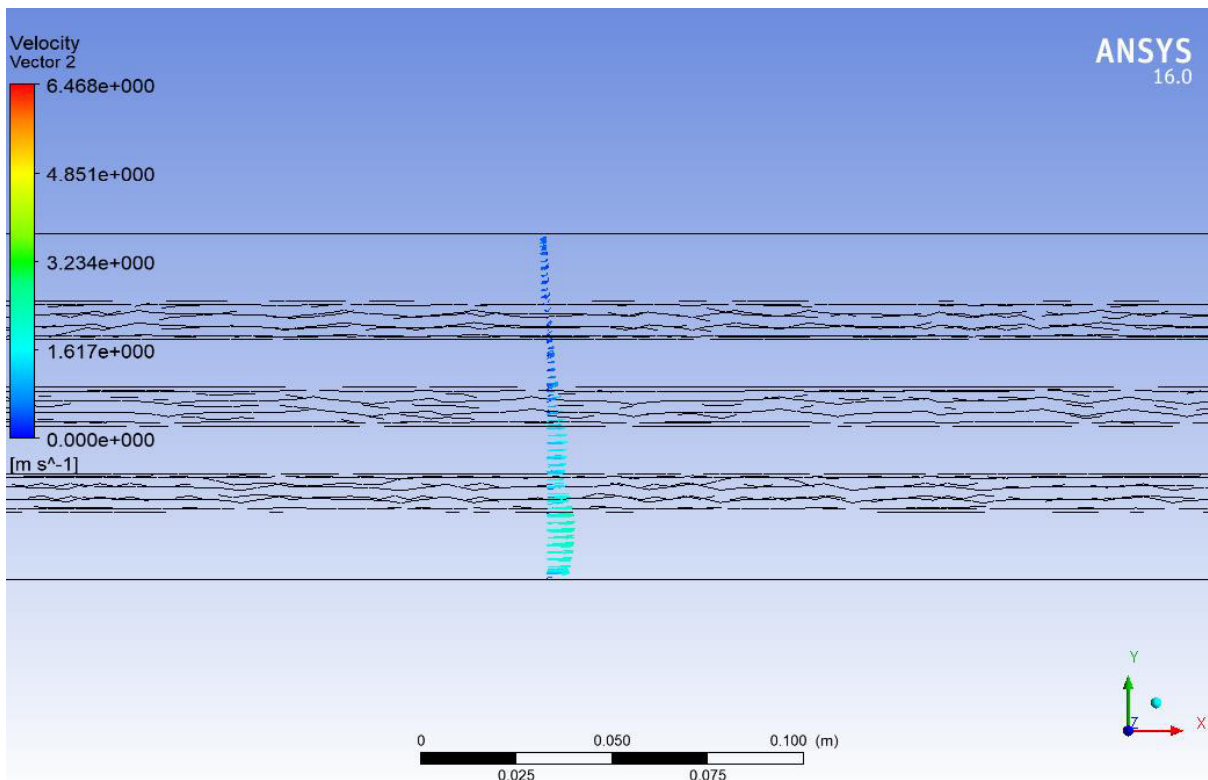
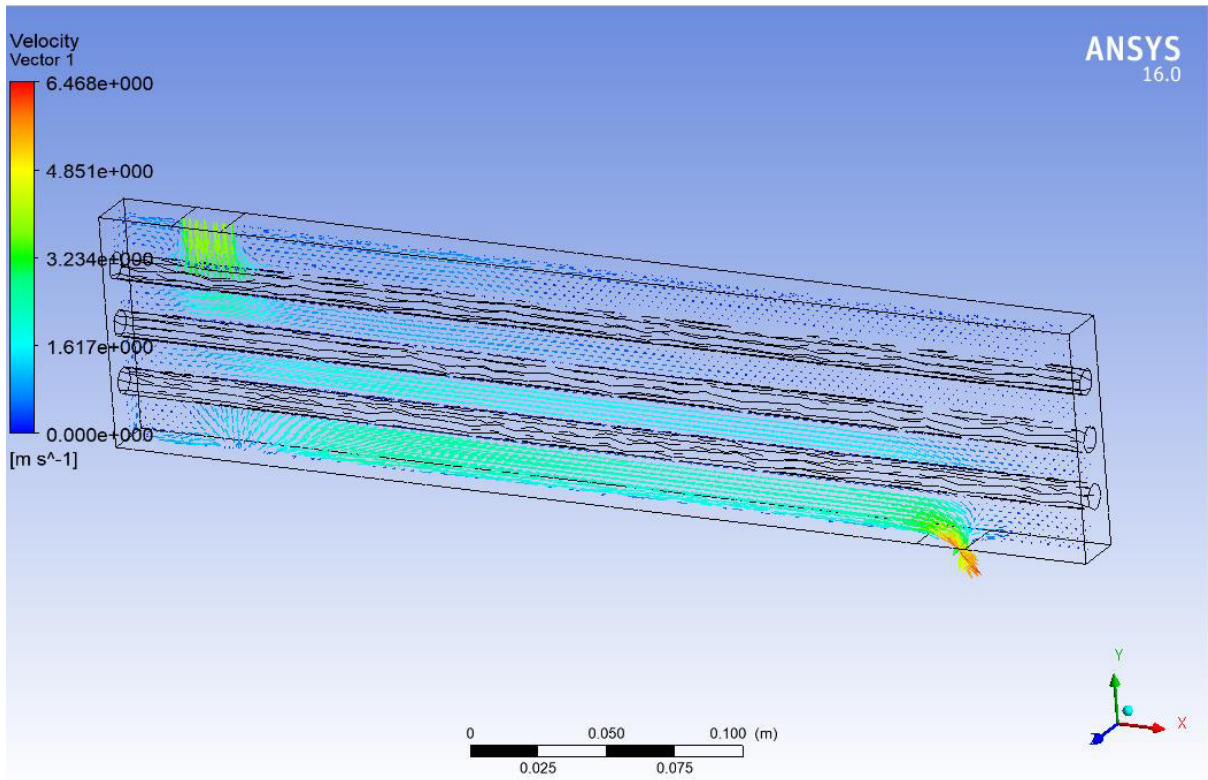


Figure 43: Vecteur de vitesse dans la calandre

## 5.6. Discussion des résultats et conclusions :

### 5.6.1. Etude sur la pression :

Dans Contour de la pression dans l'entrée et la sortie des tubes et calandre montre qu'il n'y a pas de variation entre l'entrée et la sortie cela explique que la pression dans l'échangeur de chaleur est constante.

### 5.6.2. Variation de La température :

L'eau entre froide dans la calandre et sort chaude, sa température a augmenté parce qu'il y a un transfert de chaleur par convection entre les parois extérieures des tubes et aussi l'échangeur à contre-courant.

L'huile entre chaude et sort froide dans les tubes sa température a diminué parce qu'il y a un transfert de chaleur par conduction entre la paroi extérieure et intérieure des tubes. La température de l'eau est  $295.15^{\circ}\text{K}$ , après la circulation dans la calandre on voit qu'il y a un contact d'eau avec les tubes la température augmente, et où il n'y a pas un contact au niveau la paroi supérieure ou inférieure de la calandre la température est constante, à la sortie la température est supérieure à l'entrée.

La variation de la température dépend du mode de transfert de chaleur et le mode de contact est le plus important c'est un échangeur à contre-courant.

### 5.6.3. Etude de La vitesse :

La vitesse de l'eau dans la calandre est supérieure à la sortie et cela revient aux chicanes et les parois de la calandre qui sont des obstacles qui font la diminution de la vitesse. La vitesse de l'eau varie d'après les positions dans les figures, la vitesse à l'entrée augmente après l'entrée il diminue à cause de la paroi inférieure de la calandre après il augmente où il suit la trajectoire où chaque fois il y a une paroi inférieure ou supérieure elle va diminuer sa vitesse jusqu'à la sortie elle augmente la vitesse y a aucun obstacle.

### 5.6.4. Les lignes de courants :

Les lignes de courants, à l'entrée sont moins par rapport à la sortie cela revient à un régime turbulent en plus la température qui va augmenter le mouvement des particules et les molécules du fluide.

La variation des lignes de courant dépend de la vitesse.

L'étude numérique a été effectuée sur l'échangeur de chaleur à tubes et calandre par le logiciel ANSYS-CFX, grâce aux résultats obtenus on a conclu que :

- La vitesse des fluides dépend de la géométrie de l'échangeur de chaleur et le chemin suivi par le fluide.
- Les lignes de courant dépendent de la vitesse de l'écoulement et la température du fluide.
- La température dépend de la nature et les débits du fluide ainsi la nature de l'écoulement et aussi le sens de l'écoulement.

## Conclusion général

Les pompes utilisées pour le transport du carburant sont sujettes à plusieurs problèmes pendant leur fonctionnement.

Ces problèmes sont des conséquences des différents facteurs, par exemple : les conditions de travail, l'entretien, les paramètres de fonctionnement et la surcharge pendant le fonctionnement.

L'échauffement des roulements met la pompe dans un grand risque qui peut causer un arrêt total du fonctionnement et une usure du roulement.

Le type du lubrifiant a un rôle très important dans le refroidissement des roulements ainsi qu'évacuer la chaleur et garder les roulements en bon état.

Il y'a plusieurs types de lubrifiants et de méthode de lubrification, tout dépend des mécanismes utilisés, l'écart de la température, le temps de fonctionnement, etc. Et pour garderle lubrifiant pour servir ce but, il faut faire un changement d'huile (dans notre cas ISO 68) chaque 3 mois et utiliser un système de refroidissement d'huile avec une bonne efficacité.

C'est très important de ne pas négliger l'importance de la maintenance préventive et l'entretien des pièces mécaniques et assurer des conditions adéquates pour avoir un fonctionnement optimal du système de pompage

Le mode de transfert de chaleur intervenant dans l'échangeur de chaleur est la conduction et la convection, et pour assurer un transfert de chaleur il faut avoir une différence de température entre les deux fluides.

L'échangeur de chaleur à contre-courant est beaucoup mieux que l'échangeur de chaleur à co-courant. Le fonctionnement de l'échangeur de chaleur dépend de nombreux paramètres les plus importants de ces paramètres est la température et de pression des fluides, propriétés physiques ainsi le régime de l'écoulement.