

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République algérienne démocratique et populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique
المركز الجامعي بلحاج بوشعيب لعين تموشنت
Centre Universitaire Belhadj Bouchaib d'Ain-Temouchent
Institut de Technologie
Département de Génie Mécanique



Projet de fin d'études
Pour l'obtention du diplôme de Master en :
Filière : GENIE MECANIQUE
Spécialité : ENERGETIQUE
Thème

Dimensionnement d'un échangeur de chaleur tube et calandre par Aspen Hysys

Soutenu : le 29/06/2020

Présenté Par :
Mr LARBI BOUNSABIA Yasser
Mlle FOURAL Asma

Devant les jurys composés de :

GUENDOZ Bouhlal	Pr	CUBBAT	Président
BELHAMIANI Mohamed	MCA	CUBBAT	Encadrant
BENZNINE Hamidou	MCA	CUBBAT	Examineur

Année universitaire 2019/2020

Table Des Matières

Remerciement et dédicaces

Résumé

Liste des figures et des tableaux

Nomenclature

Introduction générale

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur

Introduction :	1
I. Technologie des échangeurs de chaleur	1
I.1. Fonction d'un échangeur thermique	1
I.2. Classification des échangeurs de chaleur	2
I.2.a. Classement suivant la technologie de construction :	2
I.2.b. Classement suivant le mode de transfert de chaleur.....	3
I.2.c. Classement suivant le régime de fonctionnement	3
I.2.d. Classement suivant l'état des fluides :	3
I.2.e. Classement suivant la compacité de l'échangeur :	3
I.2.f. Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange :	3
II. Les types des échangeurs de chaleur :	3
II.1. Les échangeurs tubulaires :	3
II.2. L'échangeur à plaques :	5
II.2.a. Échangeurs à surface primaire :	5
II.2.b. Échangeurs à surface secondaire :	7
II.3. Autres types d'échangeurs :	7
II.3.a. Echangeurs régénérateurs rotatifs :	7
II.3.b. Échangeurs régénérateurs statiques :	8
III. Échangeur à tubes et calandre :	9
III.1-Les éléments d'échangeur T&C	9
III.1.a-Boîte d'échangeur :	9
III.1.b. Calandre (ou virole) :	10
III.1.c. Plaques tubulaires :	10
III.1.d. Les tubes :	11
III.1.e. Le faisceau tubulaire:	11
III.1.f. Les chicanes :	13

III.1.g. Déflecteurs longitudinaux :	14
III.1.h. Déflecteur d'entrée :	14
III.1.i. Événements, vidange :	14
III.2- Les différents types d'échangeur tube et calandre :	14
III.2.a. Echangeur de chaleur à tête flottante :	14
III.2.b. Echangeur à plaque tubulaires fixes :	14
III.2.c. Echangeur à tubes en U :	14
III.2.d. Évaporateurs tubulaires :	15
III.2.e. Évaporateurs à l'intérieur de tubes :	15
III.2.f. Évaporateurs à tubes horizontaux :	17
III.2.g. Évaporation à l'extérieur de tubes :	17
III.2.h. Condenseurs tubulaires :	17
III.3. Problèmes de Fonctionnement :	18
III.3.1. Type d'encrassement :	18
III.4. Maintenance des échangeurs:	20
IV. Conclusion :	21

Chapitre II : Conception des échangeurs de chaleur Tube et calandre

I. Dimensionnement thermique	22
I.1. Phase de dimensionnement thermique	22
I.1.a Problème thermo hydraulique	22
I.1.b Logique de la phase de dimensionnement	22
I.1.c Principe de calcul thermique d'un échangeur	23
I.2. Méthodes de calcul analytique	25
I.2.a Principes de calcul	25
I.2.b Méthode du DTLM	25
I.2.c Méthode du NUT	28
II. Considérations générales de conception des échangeurs à tube et calandre:	29
II.1. Répartition des fluides coté calandre ou tubes	29
II.2 Vitesse des fluides de la calandre et du tube	30
II.3 Températures des fluides	30
II.4 La chute de pression	30
II.5 Propriétés physiques des fluides	31
III. Coefficient de transfert de chaleur et chute de pression coté tube (phase monophasé)	32
III.1 Ecoulement turbulent :	32
III.2 Ecoulement laminaire :	32

III.3	Facteur de transfert de chaleur (j_h):	32
IV.	Coefficient de transfert de chaleur et chute de pression coté calandre (phase monophasé).....	34
IV.1	Schéma d'écoulement	34
IV.2	procédure de calcul du coefficient de transfert de chaleur coté calandre (Méthode de Kern): .	35

Chapitre III : Calcul Thermique d'Echangeurs de Chaleur Tube et Calandre

I.	Etude de cas :	38
	<i>Partie I-Dimensionnement Thermique par la méthode analytique</i>	
II.	But et méthode de calcul	40
II.1.	Etape 01 : Spécification technique	42
II.1.a	Calcul de la puissance thermique :	42
II.1.b	Calcul de la Température de sortie du pétrole :	42
II.2.	Etape 02 : Propriétés physique	43
II.3.	Etape 03 : Coefficient d'échange thermique globale.....	43
II.4.	Etape 04 : Type et dimensions de l'échangeur.....	43
II.4.a	Détermination du coefficient correctif :	44
II.5.	Etape 05 : Surface totale d'échange thermique (A) :	44
II.6.	Etape 06: Choix et caractéristique de l'échangeur	44
II.7.	Etape 07 : Calcul du nombre de tube :	45
II.8.	Etape 08 : Le diamètre du faisceau et calandre	45
II.9.	Etape 09 : Coefficient de transfert de chaleur coté tube.....	45
II.10.	Etape 10 : Coefficient de transfert de chaleur coté calandre	47
II.11.	Etape 11 : Calcul du coefficient globale (U)	48
II.12.	Etape 12 : La chute de pression cotée tube (ΔP)	49
III.	Récapitulatif des résultats :	53
	<i>Partie II- Dimensionnement Thermique par la méthode numérique</i>	
I.	Introduction :	54
II.	But de simulation :	54
II.1.	Description du simulateur HYSYS :	54
II.1.a	Utilisation de la simulation :	56
II.1.b	Simulation de l'échangeur à tubes et calandre avec le simulateur HYSYS.....	57
II.2	Résultats de simulation et interprétaions	59
III.	Conclusions :	65
	Conclusions Générales.....	66
	Références bibliographiques.....	67
	Annexe.....	69

Remerciements

Remerciements

Nous remercions ALLAH tout puissant de nous avoir donné tant de patience et de Courage
pour accomplir ce travail.

Je tiens à remercier vivement tous ceux qui m'ont aidé, directement ou indirectement,
volontairement ou involontairement à bien mener ma tâche ; mes plus profonds remerciements
à Monsieur BELHAMIANI Mohamed pour m'avoir suivi et encadré efficacement pendant
cette période, pour sa patience, sa bonté et sa disponibilité de tous les jours et ses nombreux et
fructueux conseils, ont fortement contribué à créer d'excellentes conditions de travail.

Nos profonds remerciements pour les membres de jury qui ont accepté d'évaluer ce travail.

Enfin, nous remercions l'ensemble des membres de notre département, qui ont mis à notre
disposition leur propre secours.

Dédicaces

Dédicaces

Avec l'aide de Dieu le tout puissant qui m'a éclairé les chemins du savoir, j'ai pu réaliser ce modeste travail que je dédie à Mes très chers parents, avec tout mon amour, ma tendresse et mon estime, je n'arriverai jamais à leurs rendre ce qu'ils ont fait pour moi. Que Dieu vous protège.

A ma sœur Lina, pour tout l'amour qu'ils m'apportent et leur soutien.

A toute la famille: LARBI BOUNSABIA

A toutes mes amies pour leurs encouragements.

A mon encadrant Mr BELHAMIANI.M qui m'a dirigé dans ce labeur.

Yasser

Dédicaces

Dédicaces

Avec l'aide de Dieu le tout puissant qui m'a éclairé les chemins du savoir, j'ai pu réaliser ce modeste travail que je dédie à Mes très chers parents, avec tout mon amour, ma tendresse et mon estime, je n'arriverai jamais à leurs rendre ce qu'ils ont fait pour moi. Que Dieu vous protège.

A mes sœurs Amina, Faiza et mon frère Mohammed Réda, pour tout l'amour qu'ils m'apportent et leur soutien.

A toute la famille: FOURAL

A toutes mes amies pour leurs encouragements.

A mon encadrant Mr BELHAMIANI.M qui m'a dirigé dans ce labeur.

Asma

Résumé

ملخص:

في هذا العمل ، نقدم مبادئ تصميم المبادل الحراري وتقييم أدائه. تم ذلك على محورين ، محور تحليلي والثاني رقمي. في المحور التحليلي ، تم اقتراح طريقة KERN أما في الجانب الرقمي ، تم استخدام Hysys كبرنامج دراسة وتصميم.

يتم التركيز على تحجيم وتصميم مبادل حراري من نوع « shell and tube » .

الكلمات المفتاحية: مبادل ، حرارة ، أنبوب ، غلاف ، محاكاة ، تصميم ، كيرن

Résumé :

Dans ce travail, on présente les principes pour dimensionner un échangeur de chaleur et pour évaluer les performances d'un échangeur existant. Deux démarches sont décrites, une démarche analytique et une démarche numérique. Dans la démarche analytique, la méthode de KERN est proposée. Pour la démarche numérique, Hysys est utilisé comme logiciel de dimensionnement.

L'accent est mis sur le dimensionnement et de conception d'un échangeur de type tube et calandre.

Mots clés : échangeur, chaleur, tube, calandre, simulation, dimensionnement, KERN.

Abstract :

In this work, we present the principles for a heat exchanger design and for evaluating the performance of an existing exchanger. Two approaches are described, an analytical approach and a numerical approach. In the analytical approach, the KERN method is proposed. For the numerical process, Hysys software is used for design.

Emphasis is placed on the sizing and design of a tube and shell type heat exchanger.

Keywords: exchanger, heat, tube, shell, simulation, design, KERN.

Liste des figures

Liste des figures

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur

Figure I.1 : Principales technologies des échangeurs thermiques	2
Figure I.2 : Différents types d'échangeurs tubulaires	4
Figure I.3 : échangeur à plaque	5
Figure I.4 : Échangeur à plaques et joints	6
Figure I.5 : Plaques à grand espace	6
Figure I.6 : Echangeur à plaques semi-soudées	6
Figure I.7 : échangeur à spirale	7
Figure I.8 : Échangeur à plaques brasées : assemblage de plaques	7
Figure I.9 : échangeurs régénérateurs rotatifs	8
Figure I.10 : échangeurs régénérateurs statiques	8
Figure I.11 : Echangeur de chaleur à tubes et calandre	9
Figure I.12 : Cloisons tubulaires typiques pour arrangement multipasse. (a) tube en U et (b) tubes droits. A – A: vue avant et B – B: vue arrière	10
Figure I.13 : disposition des tubes: (a) 30 °; (b) 60 °; (c) 90 °; (d) 45 °; (e) zone d'écoulement pour le pas carré; et (f) zone d'écoulement pour un pas triangulaire	11
Figure I.14 : calcul du jeu entre faisceau et calandre	13
Figure I.15 : Les différents types de chicane	13
Figure I.16 : Les principaux types d'échangeurs de chaleur tubulaires: a) - avec des réseaux fixes (TH) ou avec un compensateur sur le carter (TC); b) - avec une tête flottante; c) - avec des tubes en forme de U	15
Figure I.17 : Évaporateur à tubes courts et à panier	16
Figure I.18 : Évaporateur à longs tubes verticaux et à grimpage	16
Figure I.19 : Évaporateur à tube tombant	16
Figure I.20 : Évaporateur noyés et arrosés	17
Figure I.21 : Condensation extérieur aux tubes	17
Figure I.22 : Condensation intérieur aux tubes	18
Figure I.23 : échangeur sale et propre	18
Figure I.24 : encrassement particulière	19
Figure I.25 : importante de corrosion	19
Figure I.26 : entartage d'une chaudière à tube d'un fumé	20

Liste des figures

Chapitre II : Conception des échangeurs de chaleur Tube et calandre

FigureII.1 : Logique de la phase de dimensionnement thermique	24
FigureII.2 :Principe de calcul thermique d'un échangeur	25
FigureII.3 : Profils de température. (a) échangeur à contre-courant. (b) échangeur 1:2. (c) température croisée.....	27
FigureII.4 : Facteur de correction pour un échangeur de type Un passe coté calandre et 2, 4, 6,... passes coté tube	28
FigureII.5 : Logique de calcul par la méthode NUT	29
FigureII.6 : coefficient de transfert de chaleur de tube	34
FigureII.7 :Facteurs de frottement côté tube	35
FigureII.8 :Débit idéal de l'écoulement principal	35
FigureII.9 Diamètre équivalent, sections transversales et périmètres mouillés.....	36
FigureII.10 : Facteurs de transfert de chaleur côté calandre, chicanes segmentaires	37
FigureII.11 : Facteurs de frottement côté calandre, chicanes segmentaires	37

Chapitre III : Calcul Thermique d'Echangeurs de Chaleur Tube et Calandre

Figure III.1 : Procédure de conception des échangeurs de chaleur à tube et calandre	41
Figure III.2 : Structure opérationnelle de HYSYS	55
Figure III.3 :échangeurs simulé sur HYSYS	56
Figure III.4 : Géométrie et type de l'échangeurs simulé sur HYSYS	56
Figure III.5 : Dimensions et nombre de passe de la calandre	57
Figure III.6 :Dimensions des tubes	57
Figure III.7 : Dimensions et type de chicane.....	58
Figure III.8 : Spécification de l'échangeur de chaleur selon TEMA	61
Figure III.9 : Disposition optimum des tubes d'après le logiciel	62
Figure III.10 :plan mécanique montrant les dimensions échangeur à tubes et calandre	63

Liste des tableaux

Liste des tableaux

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur

Tableau I.1 : Constantes à utiliser dans l'équation (I-1)2

Chapitre II : Conception des échangeurs de chaleur Tube et calandre

Tableau II.1 : Conductivité thermique des métaux plus connus.....32

Chapitre III : Calcul Thermique d'E changeurs de Chaleur Tube et Calandre

Tableau III .1 : Spécification de l'échangeur étudié.....42

Tableau III .2 : propriétés physiques des fluides à l'entrée et à la sortie de l'échangeur43

Tableau III .3 : Calcul DTLM et la densité du flux de chaleur sur Hysys58

Tableau III .4 : paramètres de performance globale de l'échangeur59

Tableau III .5 : les résistances thermiques de l'échangeur59

Tableau III .6 : Résultat global de performance de l'échangeur étudié.....59

Nomenclatures :

A : Surface du transfert de chaleur (m²)

D : Le diamètre interne de la calandre (m)

d_o : Diamètre intérieur du tube (m)

d_i : Diamètre extérieure du tube (m)

d_e : Diamètre équivalent (m)

Db : Le diamètre du faisceau (m)

e : Epaisseur de tube (m)

L : La longueur de tube (m)

l_B : Espacement des chicanes (m)

m : Débit massique (kg / s)

v : Le débit volumique (m³/ s)

DTLM : La différence de température logarithmique moyenne (K)

W : Le travail échangé lors d'un cycle

U_o : Coefficient globale du transfert de chaleur W/m². °C

h_i : Coefficient du film interne (W/m². °C)

h_e : Coefficient du film externe (W/m². °C)

R_o : Coefficient d'encrassement interne (W/m². °C)

R_i : Coefficient d'encrassement externe (W/m². °C)

T : Température (K)

C_p : Capacité spécifique du fluide, j/Kg. °C

Re : Nombre de Reynold

Pr : Nombre de Prandtl

Nu : Nombre de Nursselt

U : La vitesse coté tube (m/s)

U_t : Vitesse du fluide, m/s

N : Nombre de passe coté tube

N_t : Nombre de tube

P : Le pas de tube (m)

ΔP : Chute de pression (bar)

w_s : Le débit massique coté calandre (kg/s)

Lettres grecques :

Φ : La puissance thermique (w)

ρ : La masse volumique (kg/m³)

μ_p : Viscosité du fluide à la paroi

μ : Viscosité du fluide à la température du fluide en vrac, Ns / m²

G_t : La vitesse massique, Kg/m² s

λ_f : La conductivité du fluide, W/m. °C

Indices :

G : Gaz

L : Liquide

T_1, T_2 : Températures d'entrée et de sortie du fluide chaud

t_1, t_2 : Températures d'entrée et de sortie du fluide froid

P : efficacité de la température

R : Ratio thermique

Introduction Générale :

L'échangeur de chaleur est un appareil thermique de grande importance dans les installations thermiques et énergétiques. On rencontre au moins un échangeur de chaleur dans une installation thermique. Parmi les types qui existent actuellement dans l'industrie : l'échangeur tubulaire.

Les échangeurs tubulaires sont encore parmi les plus utilisés dans le secteur industriel, ils constituent une technologie ancienne qui même si elle se trouve de plus en plus concurrencée reste une technologie indispensable notamment pour des fluides à forte pression ou très visqueux.

Le but principal du calcul des échangeurs de chaleur consiste à satisfaire la dualité entre le transfert de chaleur et la perte de charge c'est-à-dire avoir un compromis entre la maximisation du transfert et la minimisation de la perte de charge.

L'étude de ce dispositif est complexe, on doit connaître exactement, sa géométrie (surface d'échange et section de passage des fluides). Ses caractéristiques, les vitesses d'écoulement des fluides, les températures d'entrées et sorties des fluides...

Notre travail se base sur deux méthodes, une étude analytique et une étude numérique par logiciel Aspen HYSYS pour illustrer les résultats.

Ce mémoire est composé en trois chapitres :

- ✓ Le premier présente une généralité sur les types des échangeurs de chaleur et la description détaillée de l'échangeur à tube et calandre.
- ✓ Le deuxième chapitre présente le principe de fonction d'échangeur de chaleur tube et calandre et les formulations de base.
- ✓ Le dernier chapitre présente une étude détaillée sur les calculs du dimensionnement par deux méthodes analytique et numérique.

A la fin une conclusion générale sur ce travail sera abordé.

Chapitre I

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur**Introduction :**

Dans les installations industrielles, il est souvent nécessaire d'apporter une quantité de chaleur importante à une partie du système. Dans la majorité des cas, la chaleur est transmise à travers un échangeur de chaleur. On estime à 90% la part des transferts d'énergie réalisée par les échangeurs de chaleur dans l'industrie. Parmi les différents types d'échangeurs existant on trouve l'échangeur à tube et calandre. Un échangeur de chaleur comme son nom l'indique ; est un appareil destiné à transmettre la chaleur d'un fluide à un autre, dans les échangeurs les plus courants, les deux fluides sont séparés par une paroi au travers de laquelle les échanges se font par conduction[1,2]. La transmission de chaleur fluide-paroi relevant essentiellement de la convection, le rayonnement n'intervient de manière sensible que s'il existe des différences de température très importantes entre un fluide semi-transparent et la paroi. Il est donc possible de ne pas tenir en compte dans de nombreux cas pratiques. Dans certains appareils, l'échange de chaleur est associé à un changement de phase de l'un des deux fluides, c'est le cas des condenseurs, évaporateurs, bouilleurs et tours de refroidissement. Parmi les types des échangeurs qui existe actuellement dans l'industrie : l'échangeur à tube et calandre (sur lequel ; on va entamer notre étude)[3,4].

I. Technologie des échangeurs de chaleur**I.1. Fonction d'un échangeur thermique**

La fonction principale de l'échangeur thermique est de transférer de l'énergie thermique d'un fluide vers un autre à des niveaux de températures distincts. Les fonctionnalités des échangeurs thermiques sont extrêmement diverses et variées. On peut, entre autres, citer les principales fonctionnalités suivantes [5]:

- Préchauffeur ou refroidisseur d'un liquide ou d'un gaz (air par exemple) pour lesquels de très nombreux exemples pourraient être rappelés et qui se caractérise par une fonction simple : le contrôle de la température du fluide en un point particulier du procédé ;
- Récupérateur thermique qui permet d'introduire la récente notion de valorisation de l'énergie thermique d'un procédé. La fonction de cet échangeur est alors d'assurer le transfert d'une capacité thermique maximale afin de permettre une valorisation maximale du rejet thermique sur des critères énergétiques et économiques ;
- Réfrigérants (et aéro-réfrigérant lorsque le vecteur de refroidissement est l'air, réfrigérant sur eau...) qui assure la dissipation de l'énergie thermique non valorisable d'un procédé vers le milieu extérieur – fonction essentielle dans de nombreux process ;
- Capteurs ou émetteurs thermiques dont les équipements ont pour fonction, respectivement, d'associer réception d'énergie thermique et transmission vers l'usage. Les exemples les plus courants sont les capteurs solaires thermiques ainsi que les radiateurs domestiques (qui assurent le confort thermique dans un bâtiment) ;

- Déshumidificateurs ou condenseurs partiels qui assurent la condensation d'une vapeur en mélange avec un gaz incondensable pour obtenir, en fin d'opération, un gaz appauvri en vapeur : l'exemple rencontré fréquemment est le déshumidificateur d'air humide qui permet d'assurer un contrôle de l'humidité de l'air en sortie de CTA (Centrale de Traitement d'Air). D'autres exemples industriels peuvent être cités comme la captation de vapeurs organiques dans les cryo-condenseurs ou les condenseurs de buées fréquemment rencontrés dans les installations de génie chimique ;
- Évaporateurs qui assurent l'évaporation complète ou partielle d'un liquide dans différents procédés notamment de production d'énergie mécanique (cycle moteur de Rankine, de Hirn) et de production frigorifique (cycle à compression (PAC), réfrigérateur...etc.) ;
- Condenseurs qui assurent la condensation complète ou partielle d'un gaz (vapeur) là encore par exemple pour la production d'énergie mécanique et frigorifique ;
- Équipements qui permettent la congélation et la fusion d'une phase liquide ou vapeur grâce à une paroi refroidie en dessous du point triple du fluide. Ces dispositifs sont utilisés pour assurer la séparation de plusieurs corps, assurer le stockage d'énergie thermique (stockage de glace ou stockage par MCP), produire une phase solide pour divers usages ;
- Le caloduc (Heat Pipe), véritable système thermique diphasique, qui permet notamment d'assurer la dissipation de la chaleur générée par les éléments électroniques (Microprocesseur, électronique embarquée...etc.), la récupération d'énergie, le maintien en température stable et uniforme...etc. Pour plus d'informations sur les caloducs vous pouvez vous référer à [6–8].

I.2. Classification des échangeurs de chaleur

I.2.a. Classement suivant la technologie de construction :

Il nous est difficile d'être exhaustif sur la description technologique des échangeurs tant la diversité de ces appareils et de leurs variantes en fonction des constructeurs est importante. La Figure 1.1, rappelle de façon synthétique les principales classes d'échangeurs suivant des critères strictement technologiques :

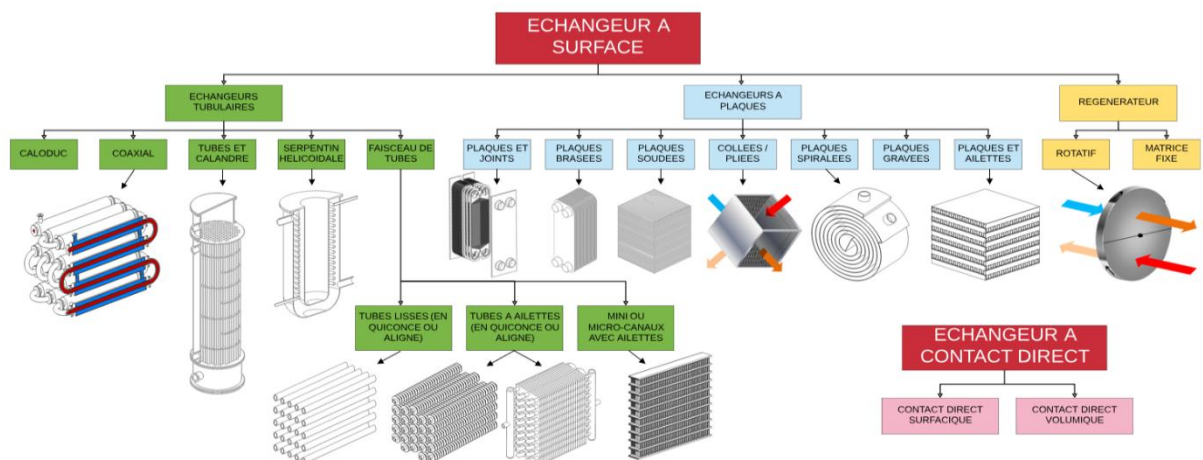


Figure I.1 : Principales technologies des échangeurs thermiques

I.2.b. Classement suivant le mode de transfert de chaleur

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) sont couplés dans la plupart des applications (chambre de combustion, récupération sur les fumées, etc.) ; il y a souvent un mode de transfert prédominant. Pour tout échangeur avec transfert de chaleur à travers une paroi, la conduction intervient[3].

I.2.c. Classement suivant le régime de fonctionnement

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

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

I.2.d. Classement suivant l'état des fluides :

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 présente un changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs ;
- Les deux fluides présentent un changement de phase, cas des évapo-condenseurs.

I.2.e. Classement suivant la compacité de l'échangeur :

La compacité est définie par le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur.

I.2.f. 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.

II. Les types des échangeurs de chaleur :**II.1. Les échangeurs tubulaires :**

Les échangeurs tubulaires utilisant des tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont largement répandus parce qu'ils sont utilisés depuis de nombreuses années dans les sous-stations de chauffage urbain (eau surchauffée ou vapeur), pour la production

d'eau chaude sanitaire et pour de nombreuses applications industrielles nécessitant des pressions élevées.

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

- **Échangeur monotube** (figure 1.2a), dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentín ;
- **Échangeur coaxial** (figure 1.2b), 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 ;
- **Échangeur multitubulaire**, existant sous quatre formes :
 - i. **Échangeur à tubes séparés** (figure I.2c) : à l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant (de l'ordre de 100 mm) se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre (8 à 20 mm) maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé,
 - ii. **Échangeur à tubes rapprochés** (figure I.2d) : 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,
 - iii. **Échangeur à tubes ailetés** (figure I.2e) : ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique;
 - iv. **Échangeur à tubes et calandre** (figure I.2f) : c'est l'échangeur actuellement le plus répandu;

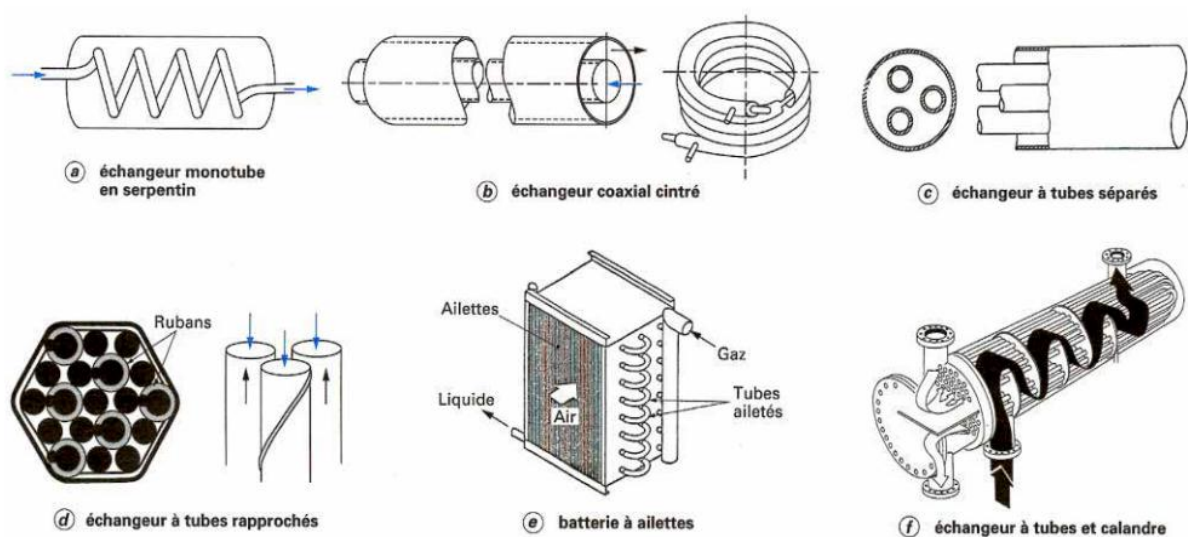


Figure I.2 : Différents types d'échangeurs tubulaires [3]

II.2. L'échangeur à plaques :

Le concept des échangeurs à plaques date du début du siècle ; ces échangeurs ont été étudiés à l'origine pour répondre aux besoins de l'industrie laitière, puis utilisés par la suite dans diverses branches de l'industrie (chimie, nucléaire, etc.). On regroupe sous ce vocable différentes technologies dont certaines sont d'un développement assez récent. On distingue suivant la géométrie de canal utilisée les échangeurs à surface primaire et les échangeurs à surface secondaire [3].

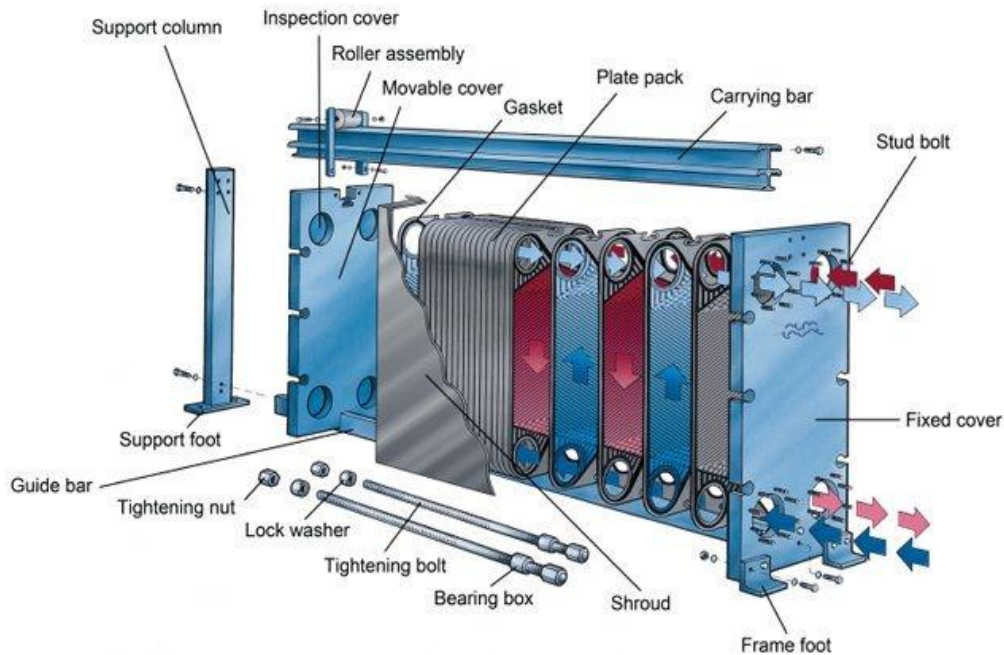


Figure I.3 : échangeur à plaque [9]

II.2.a. Échangeurs à surface primaire :

- i. *Echangeur à plaques et joints*: Parmi les échangeurs à surface primaire, le type le plus commun est l'échangeur à plaques et joints, dont les applications sont limitées par la pression maximale de service et par la pression différentielle entre les deux fluides.

Les échangeurs à surface primaire sont constitués de plaques corruguées, 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.

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

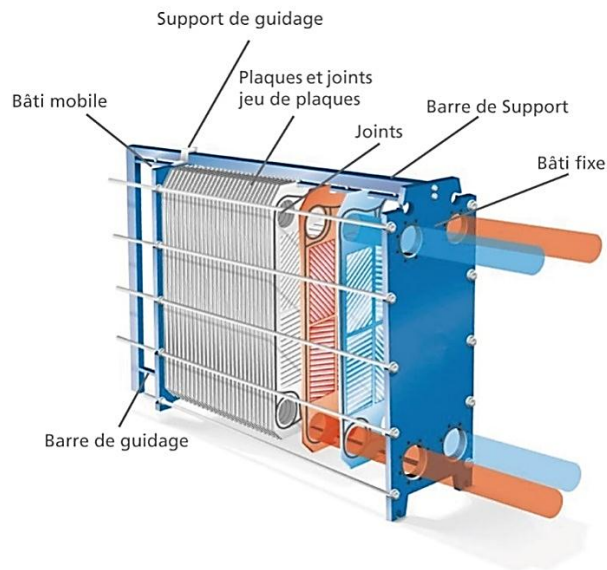


Figure I.4 : Échangeur à plaques et joints[10]

- ii. *Échangeurs à plaques à grand espace:* Idéal pour les fluides contenant des fibres ou des particules grossières. Conçu pour éliminer le pontage des solides dans la zone d'entrée.

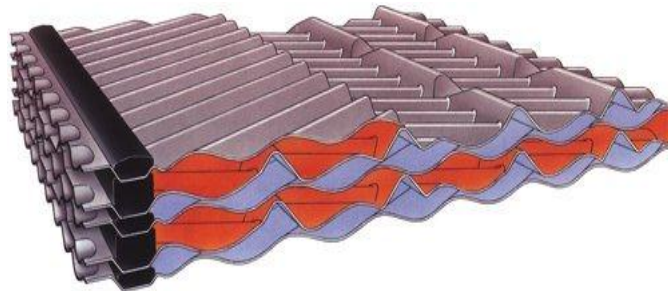


Figure I.5 : Plaques à grand espace [9]

- iii. *Echangeur à plaques semi-soudées:* Permet de manipuler des fluides agressifs et difficiles, et étend également la plage de pression.

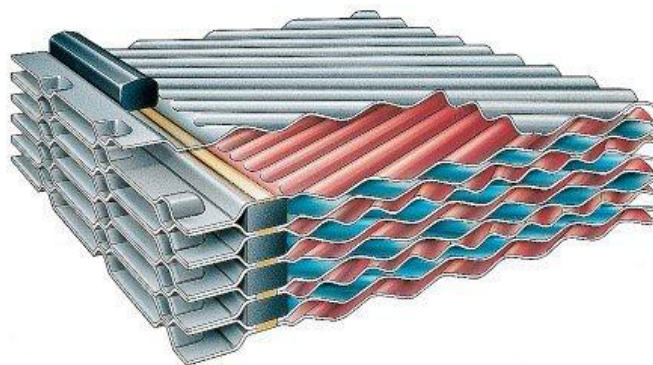


Figure I.6 : Echangeur à plaques semi-soudées[9]

- iv. *L'échangeur de chaleurs à plaques spiralées* : Les échangeurs de chaleur spiralés sont des unités circulaires contenant deux canaux d'écoulement concentriques en spirale, un pour chaque liquide. Les canaux sont courbés et disposent d'une section transversale uniforme. Il n'existe aucun risque de mélange.

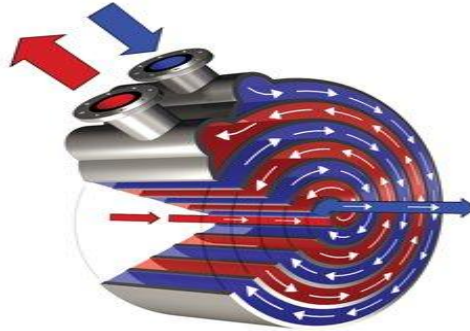


Figure I.7 : échangeur à spirale [11]

II.2.b. Échangeurs à surface secondaire :

Ces échangeurs sont réalisés en aluminium ou en acier inoxydable ; ils sont constitués par un empilage de tôles ondulées formant des ailettes séparées par des tôles planes

Échangeurs à plaques brasées : Ces échangeurs sont en aluminium brasé. Les fluides circulent dans des passages définis par deux tôles planes consécutives et fermés latéralement par des barres

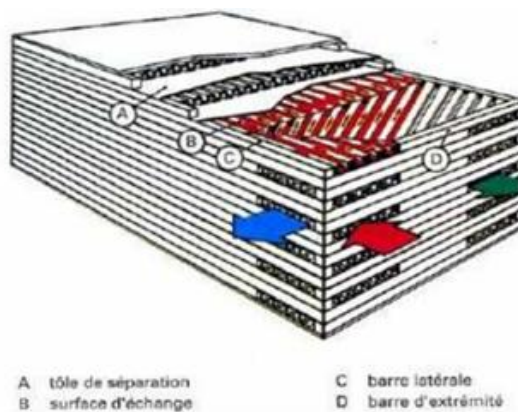


Figure I.8 : Échangeur à plaques brasées : assemblage de plaques [3]

II.3. Autres types d'échangeurs :

II.3.a. Echangeurs régénératifs rotatifs :

Ce sont les échangeurs où le fluide chaud cède une partie de son énergie à une matrice, le passage intermittent, fluide chaud puis fluide froid, sur la matrice permet l'échange de chaleur entre les deux fluides.

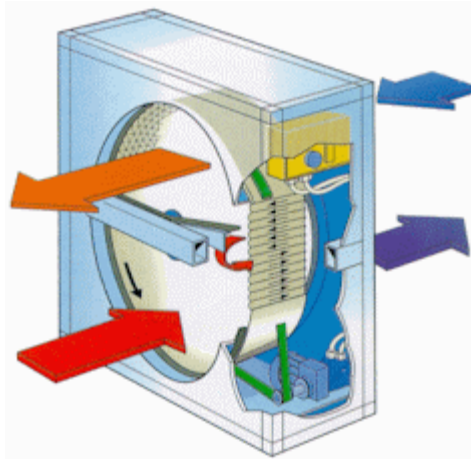


Figure I.9 : échangeurs régénérateurs rotatifs [12]

II.3.b. Échangeurs régénérateurs statiques :

Dans lesquelles matrices sont alternativement parcourues par les courants chaud et froid (figure 1.9a). Ces régénérateurs sont très répandus en sidérurgie ou dans l'industrie du verre. La récupération de chaleur sur les fumées sortant du four de fusion du verre s'effectue avec des régénérateurs statiques à matrice ordonnée, en pièces céramiques. Chaque échangeur est traversé successivement par les fumées chaudes et l'air comburant à préchauffer. Le chauffage continu du bain de verre est assuré par un groupement des régénérateurs par paire (figure 1.9b). La permutation des deux gaz est périodique (inversion toutes les trente minutes environ).

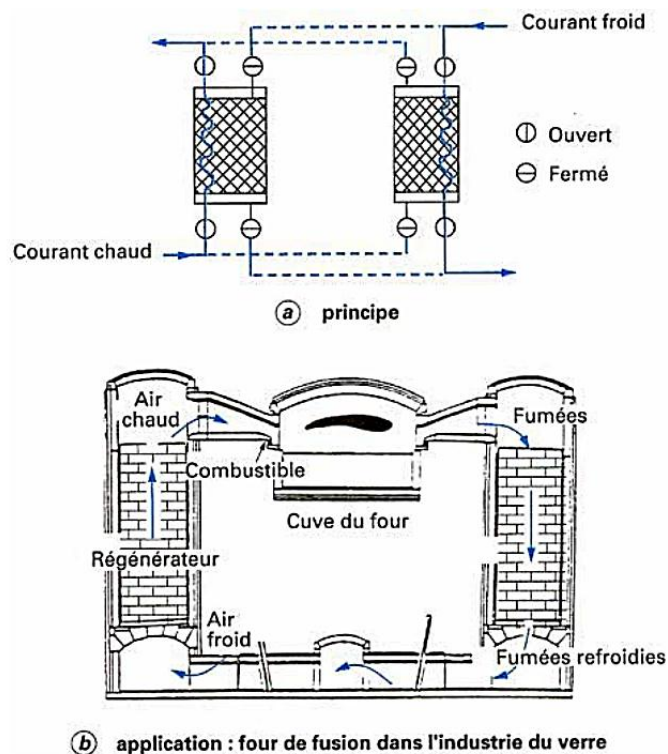


Figure I.10 : échangeurs régénérateurs statiques

III. Échangeur à tubes et calandre :

III.1-Les éléments d'échangeur T&C

Dans les échangeurs à tubes et calandre, l'un des fluides appelé fluide côté tubes circule à l'intérieur d'un ensemble de tubes parallèles appelé faisceau tubulaire. Ces tubes sont enfermés dans une enveloppe appelée calandre. L'autre fluide appelé fluide côté calandre circule à l'intérieur de la calandre mais à l'extérieur des tubes. Les tubes et la calandre sont donc soumis à la pression des fluides et doivent donc être construits pour y résister.

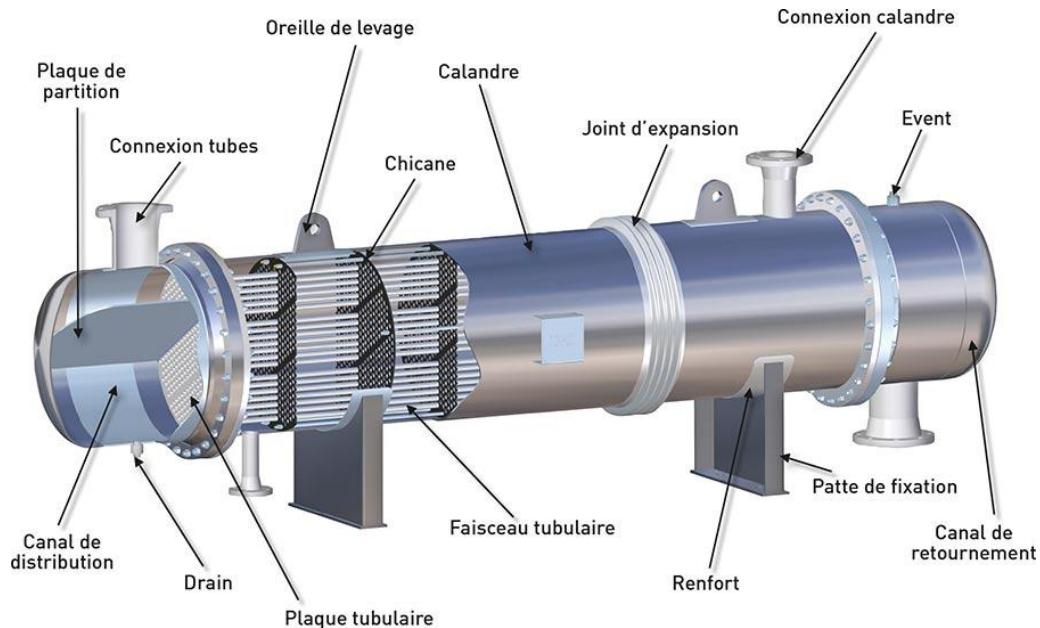


Figure I.11 : Echangeur de chaleur à tubes et calandre [13]

III.1.a-Boîte d'échangeur :

C'est l'organe qui distribue ou recueille le fluide aux extrémités des tubes. Sauf pour le tube en U, il y a une boîte à chaque extrémité de l'échangeur. La disposition des boîtes dépend non seulement du type choisi mais aussi du nombre de passes (figure 8). La liaison cloison-plaque tubulaire est en général assurée par un joint.

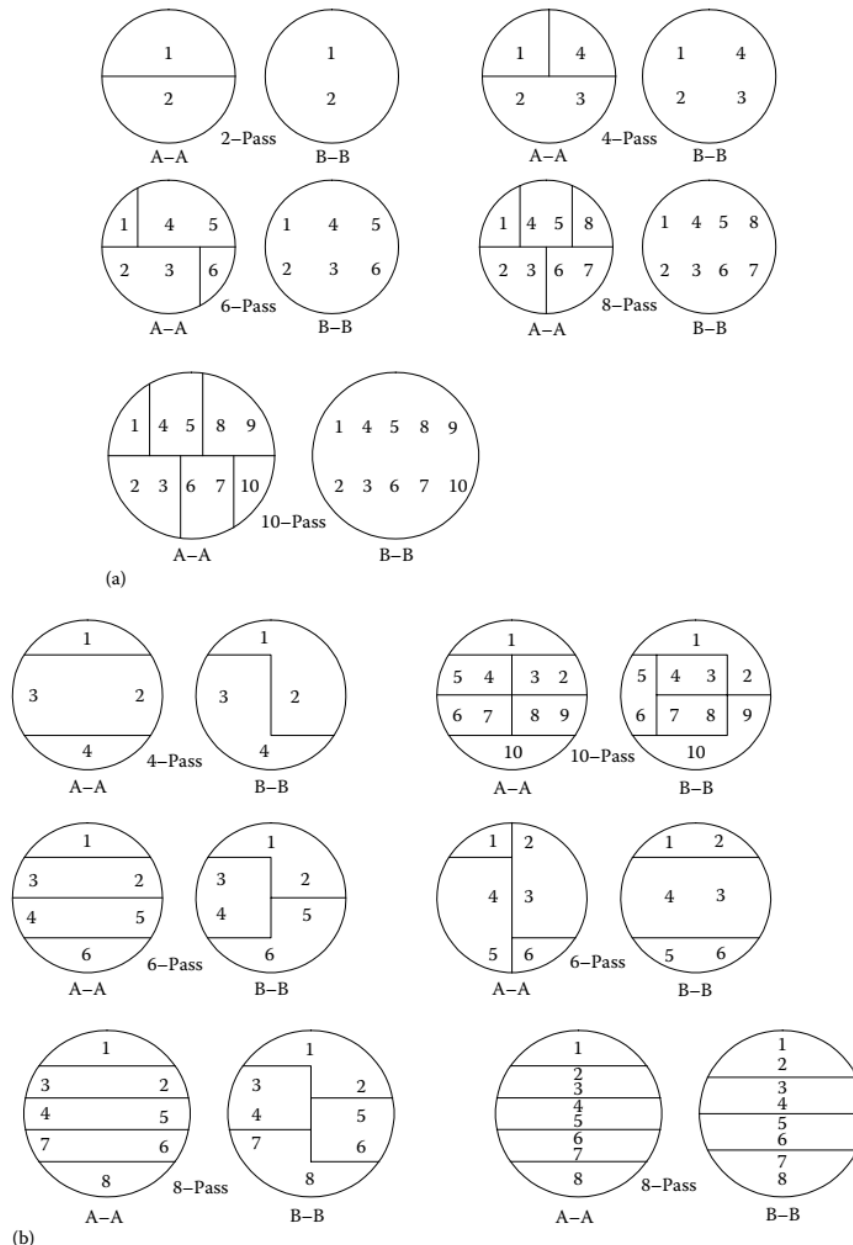


Figure I.12 : Cloisons tubulaires typiques pour arrangement multi passe. (a) tube en U et (b) tubes droits. A – A: vue avant et B – B: vue arrière [14]

III.1.b. Calandre (ou virole) :

C'est l'enveloppe métallique cylindrique entourant le faisceau tubulaire. Son matériau doit être compatible avec le fluide utilisé. Les matériaux les plus courants sont les aciers ordinaires, les aciers inoxydables, le cuivre ou les matières plastiques. Il semble que la limite technologique des calandres se trouve aux alentours d'un diamètre de 2 m.

III.1.c. Plaques tubulaires :

Ce sont des plaques percées supportant les tubes à leurs extrémités. Leur épaisseur (5 à 10 cm) est calculée en fonction de la différence de pression entre le fluide dans la calandre et le fluide dans les boîtes d'une part, des contraintes dues aux différences de dilatation entre les

tubes et la calandre d'autre part. Les plaques tubulaires peuvent être en acier ordinaire, en acier spécial massif. Les plaques tubulaires sont les parties délicates des échangeurs. Les interstices entre tubes et plaques sont des lieux privilégiés de corrosion (la concentration en produit agressif y est parfois très supérieure à celle mesurée dans les autres parties de l'échangeur).

III.1.d. Les tubes :

Ce sont généralement des tubes normalisés dont le diamètre annoncé correspond exactement au diamètre extérieur (à la différence des tubes utilisés en tuyauterie).

Ces tubes sont généralement de longueur standard 2,44 ; 3,05 ; 3,66 ; 4,88 ou 6,10 m. Le démontage du faisceau de tubes est de plus en plus difficile au fur et à mesure que sa longueur s'accroît. Pour tous les échangeurs démontables, il convient de laisser un espace libre suffisant dans l'axe de l'échangeur pour permettre la sortie du faisceau de tubes.

Les matériaux utilisés dépendent des fluides choisis ; les plus courants sont les aciers ordinaires, les aciers inoxydables, le cuivre, le laiton, le graphite, le verre ou les matières plastiques.

III.1.e. Le faisceau tubulaire:

Ce sont généralement des tubes (lisses ou ailettes) normalisés disposés de deux façons possibles : le pas carré et le pas triangulaire.

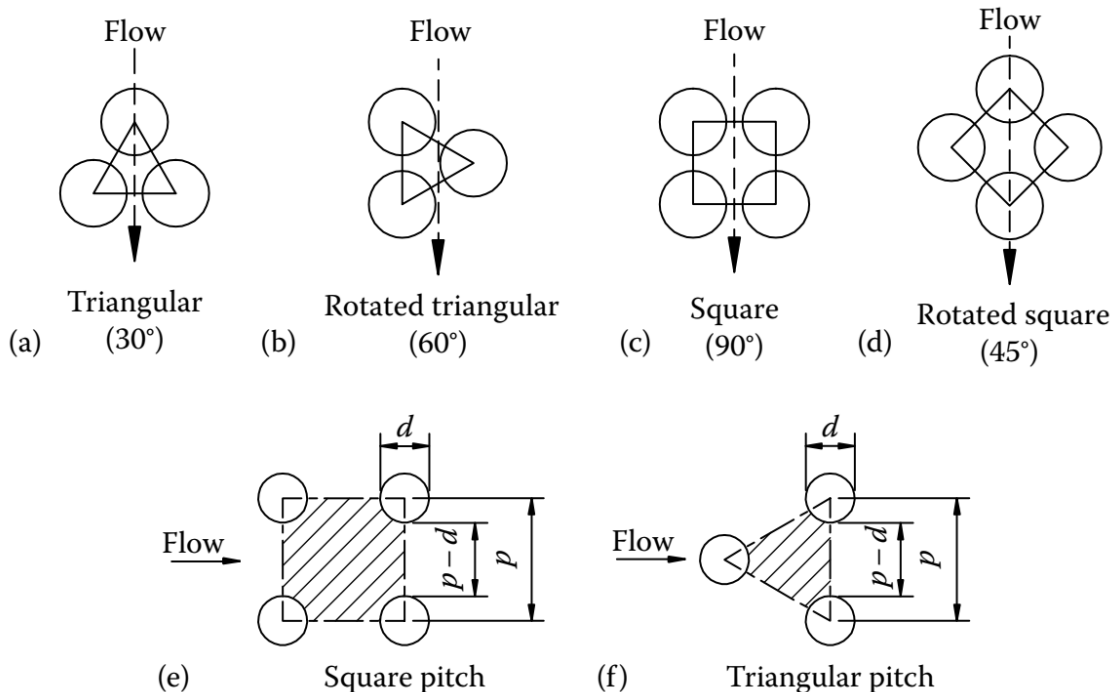


Figure I.13 : disposition des tubes: (a) 30 °; (b) 60 °; (c) 90 °; (d) 45 °; (e) zone d'écoulement pour le pas carré; et (f) zone d'écoulement pour un pas triangulaire[14]

Le diamètre du faisceau D_b dépendra non seulement du nombre de tubes, mais aussi du nombre de passages de tubes, car des espaces doivent être laissés dans la configuration des tubes sur la plaque tubulaire pour accueillir les plaques de séparation des passes.

$$D_b = d_e \left(\frac{N_t}{K_1} \right)^{\frac{1}{n_1}} \quad (I-1)$$

Une estimation du diamètre du faisceau D_b peut être obtenue à partir de l'équation I-1, qui est une équation empirique basée sur des dispositions de tubes standard. Les constantes à utiliser dans cette équation, pour les dispositions triangulaires et carrés des tubes, sont données dans le tableau I.1.

Pas Triangulaire, $p_t = 1.25d_o$					
No. Passes	1	2	4	6	8
K1	0,319	0,249	0,175	0,0743	0,0365
n1	2,142	2,207	2,285	2,499	2,675
Pas carré, $p_t = 1.25d_o$					
No. Passes	1	2	4	6	8
K1	0,215	0,156	0,158	0,0402	0,0331
n1	2,207	2,291	2,263	2,617	2,643

Tableau I-1: Constantes à utiliser dans l'équation (I-1) [15]

La disposition des tubes pour une conception particulière sera normalement planifiée à l'aide de logiciels d'ordinateur. Ceux-ci permettront l'espacement des plaques passe-partition et la position des tirants. De plus, une ou deux rangées de tubes peuvent être omises en haut et le bas du faisceau pour augmenter le dégagement et la zone d'écoulement en face de l'entrée et buses de sortie.

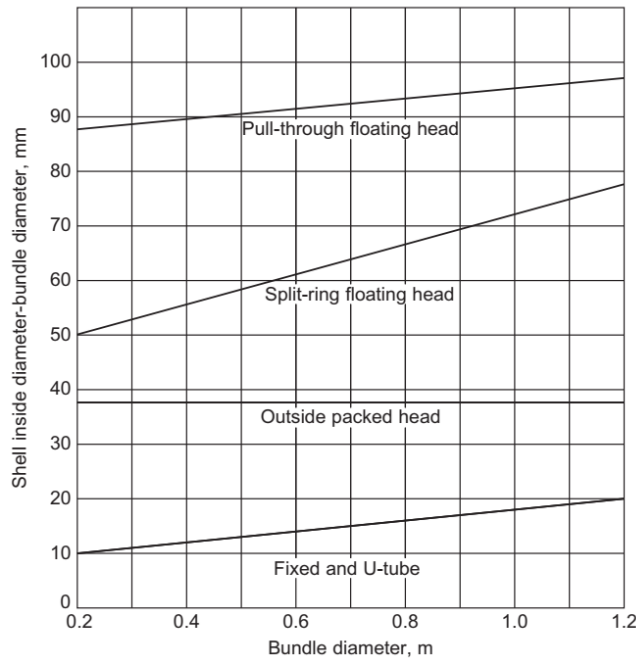


Figure I.14: calcul du jeu entre faisceau et calandre. [15]

III.1.f. Les chicanes :

Des chicanes sont installées côté calandre pour orienter le cheminement du fluide, et forcer son contact avec la totalité de la surface des tubes. Ces chicanes peuvent être orientées perpendiculairement ou parallèlement à l'axe de l'échangeur. Leur fenêtre de passage peut prendre la forme de secteur de cercle simple ou double, ou encore de disques. La coupure de la chicane peut être disposée horizontalement ou verticalement. Les chicanes contribuent au supportage des tubes. La forme des fenêtres des chicanes fait que certains tubes seront plus supportés que d'autres. Les tubes les moins supportés seront plus sujets aux vibrations que les tubes mieux supportés. Dans certains cas où ce phénomène peut être critique, on peut choisir de ne pas mettre de tube dans les ouvertures de chicanes. L'échangeur sera alors plus volumineux puisqu'une partie de la calandre sera vide.

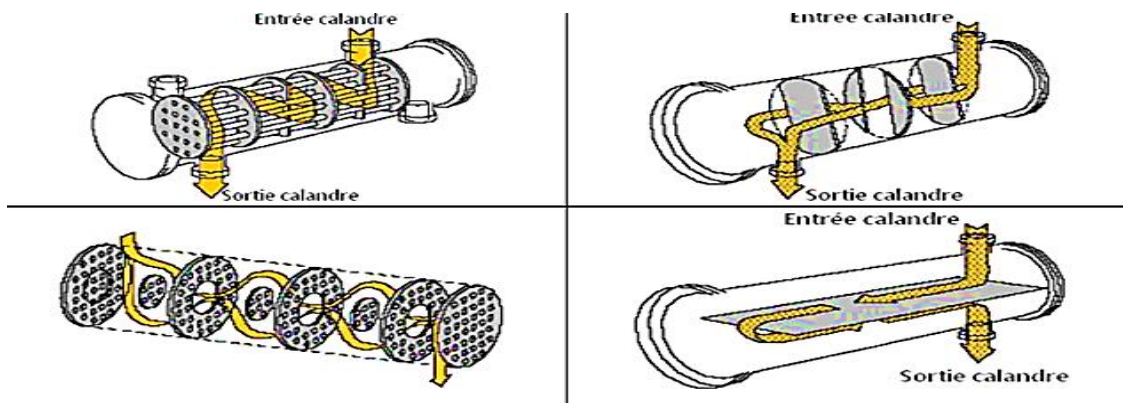


Figure I.15: Les différents types de chicane [16]

III.1.g. Déflecteurs longitudinaux :

Entre les tubes périphériques et la calandre subsiste nécessairement un vide non négligeable. Une part importante du fluide peut alors contourner le faisceau et ne pas participer à l'échange de chaleur, ce que l'on atténue en utilisant des déflecteurs longitudinaux. Ceux-ci peuvent aussi servir au guidage du faisceau lors du montage.

III.1.h. Déflecteur d'entrée :

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

- les vapeurs saturées.
- les mélanges diphasiques.
- tout fluide homogène non corrosif.
- tout autre fluide tel que le produit $\rho.v^2$ dépasse 750 kg/ m.s^2 .

III.1.i. Événements, vidange :

Dans la conception d'un échangeur devant réchauffer ou refroidir du liquide, il faut s'assurer qu'aucune poche de gaz ne peut stagner et ainsi diminuer la surface efficace. Il est donc nécessaire de prévoir des piquages d'événements et de vidange [3].

III.2- Les différents types d'échangeur tube et calandre :**III.2.a.Echangeur de chaleur à tête flottante :**

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

III.2.b.Echangeur à plaque tubulaires fixes :

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

III.2.c.Echangeur à tubes en U :

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

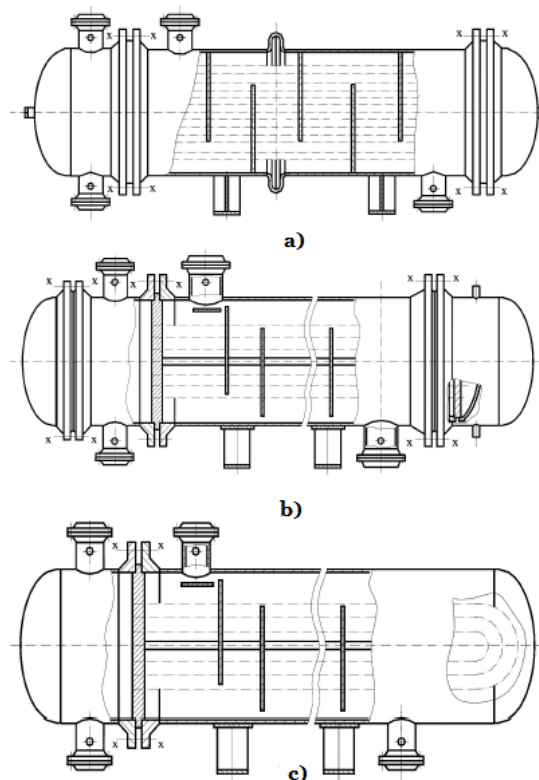


Figure I.16: Les principaux types d'échangeurs de chaleur tubulaires: a) - avec des réseaux fixes (TH) ou avec un compensateur sur le carter (TC); b) - avec une tête flottante; c) - avec des tubes en forme de U[17]

III.2.d. Évaporateurs tubulaires :

Ces appareils sont généralement utilisés pour concentrer une solution, refroidir un fluide, ou produire de la vapeur. Le fluide chauffant peut être une phase liquide qui transmet sa chaleur sensible ou de la vapeur cédant sa chaleur latente de condensation sur la paroi. Il existe deux types d'évaporateurs, qui sont :

III.2.e. Évaporateurs à l'intérieur de tubes :

On distingue les évaporateurs à tubes verticaux et ceux à tubes horizontaux.

a) Évaporations à tubes verticaux Ces appareils sont utilisés pour concentrer une solution, fournir de la vapeur nécessaire au réchauffement d'un fluide à distiller ou comme évaporateurs cristallisateurs. Les tubes sont généralement chauffés extérieurement par de la vapeur qui se condense.

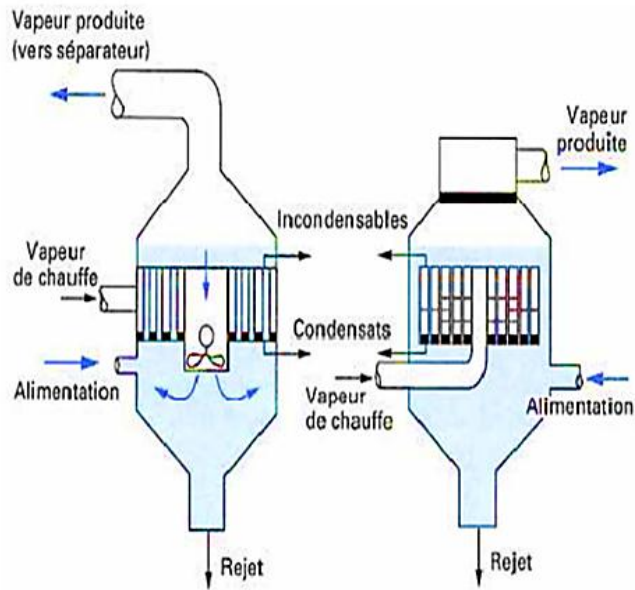


Figure 1.17: Évaporateur à tubes courts et à panier[3]

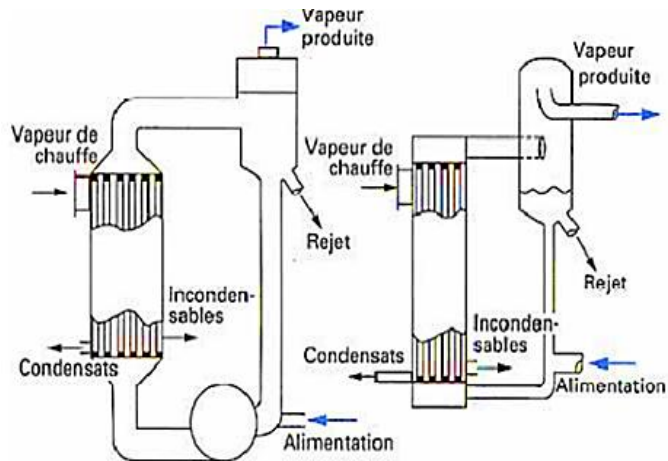


Figure 1.18: Évaporateur à longs tubes verticaux et à grimpage [3]

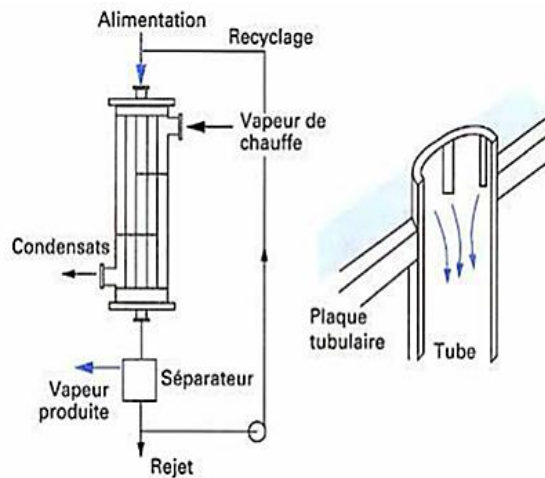


Figure 1.19: Évaporateur à tube tombant [3]

III.2.f. Évaporateurs à tubes horizontaux :

Ces appareils sont généralement utilisés comme refroidisseurs de liquide (eau, saumure, eau glycolée, etc.). Le liquide à évaporer qui circule dans les tubes est un fluide frigorigène, alors que le fluide à refroidir circule à l'extérieur des tubes.

III.2.g. Évaporation à l'extérieur de tubes :

Ces évaporateurs utilisent généralement des tubes horizontaux. On distingue deux types : les évaporateurs noyés (ou submergés) et les évaporateurs arrosés (ou aspergés).

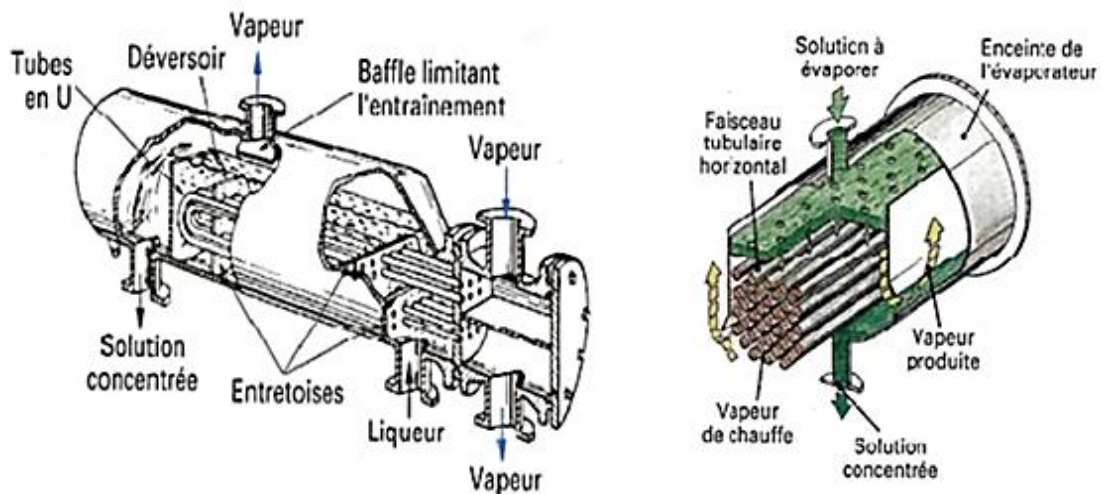


Figure I.20:Évaporateur noyés et arrosés [3]

III.2.h. Condenseurs tubulaires :

Le but de ces échangeurs est de condenser une vapeur à l'aide d'un fluide réfrigérant. Ils concernent des secteurs d'activité très variés comme la production d'énergie (centrale thermique), les industries chimiques (colonnes à distillation), les industries du génie climatique, de l'agro-alimentaire, du séchage, etc.[3]

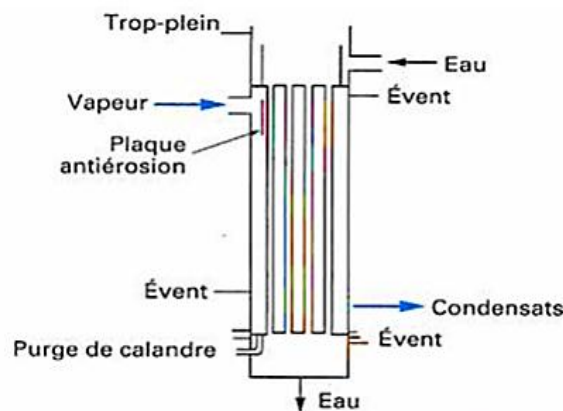


Figure I.21:Condensation extérieure aux tubes [3]

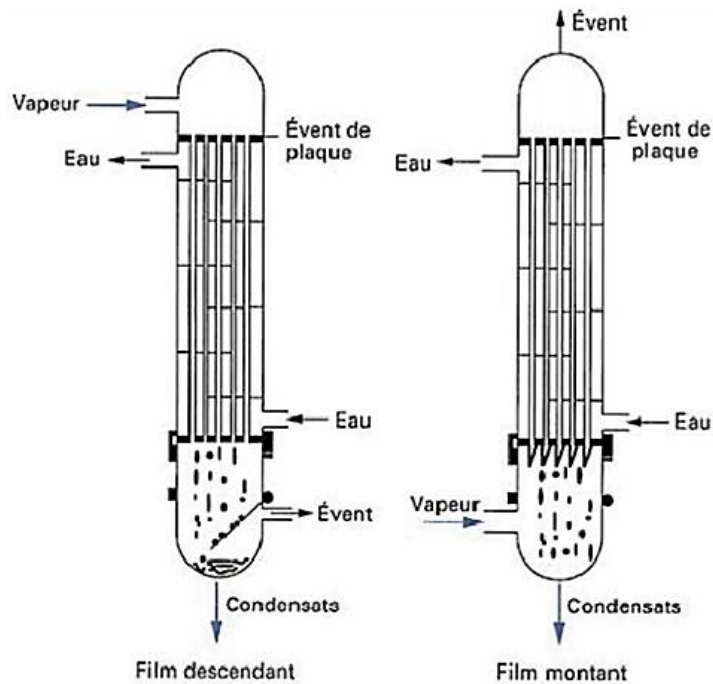


Figure I.22: Condensation intérieure aux tubes [3]

III.3. Problèmes de Fonctionnement :

Les transferts thermiques dans les échangeurs thermiques sont favorables au développement de phénomènes d'encrassement dans les liquides et sur les parois thermiques. Ils se traduisent par l'accumulation d'éléments solides indésirables sur les surfaces d'échange. Il existe différents types d'encrassement, classés en fonction de la vitesse de développement de la résistance.

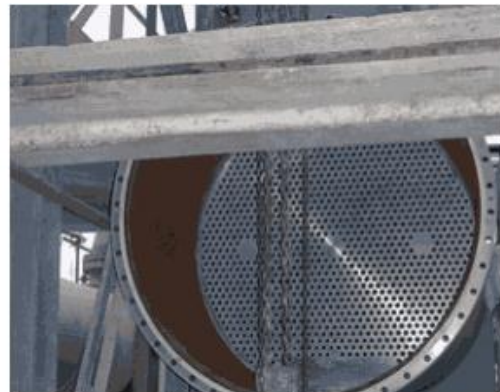


Figure I.23: échangeur sale et propre [18]

III.3.1. Type d'encrassement :

III.3.1.a. Encrassement particulaire :

Il s'agit du dépôt de particules transportées par l'écoulement des fluides industriels de provenance diverses :

- l'eau des chaudières contenant des produits corrosifs (oxydes et hydroxydes de fer).
- eaux des tours de refroidissement.
- particules transportées par l'air.
- écoulements gazeux pouvant être fortement chargés de particules de poussières.
- fumées industrielles de résidus solides de combustion.

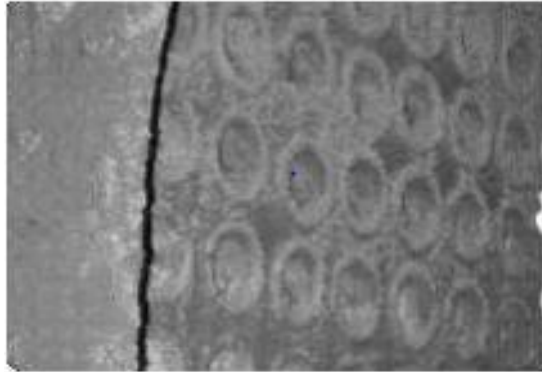


Figure I.24:encrassement particulaire [18]

III.3.1.b.Encrassement dû à la corrosion :

L'encrassement par corrosion est le résultat d'une réaction chimique ou électrochimique entre la surface de transfert de chaleur et le fluide en écoulement permettant de produire des particules(oxydes) provoquant l'encrassement particulaire.

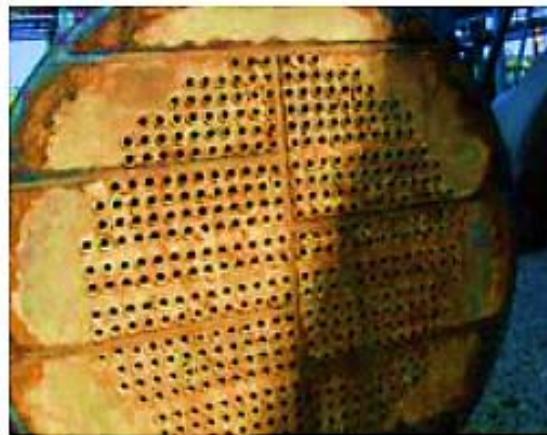


Figure I.25:importante de corrosion [18].

III.3.1.c. Entartage :

Il est généralement associé à la production d'un solide cristallin (tarte) à partir d'une solution liquide. Il est dépendu donc de la composition de l'eau industrielle. Il reflète le déplacement de l'équilibre calco-carbonique de l'eau dans le sens de production de tarte en raison de la dureté de l'eau et de l'augmentation de température.

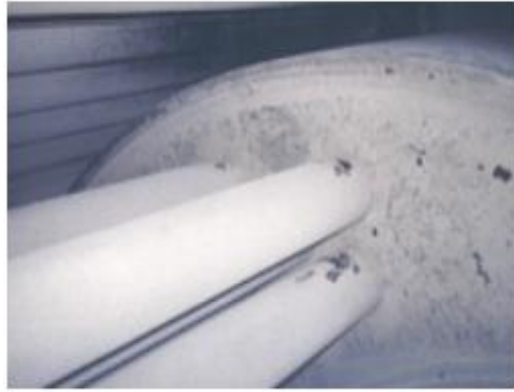


Figure I.26: entartage d'une chaudière à tube d'un fumé [19]

III.3.1.d. Encrassement biologique :

Il est dû au développement de micro-organismes (bactéries, champignons..) qui créent un film au contact de la surface d'échange : il peut même, à l'échelle macroscopique, être caractérisé par le développement de coquillages. Les traitements correspondants utilisent des biocides toxiques pour la plupart des micro-organismes, il s'agit dans ce cas, d'une action rapide. La tendance à l'encrassement biologique est naturelle puisque les bactéries sont omniprésentes dans l'eau ; en outre, les conditions physico-chimiques rencontrées dans les échangeurs sont le plus souvent favorables à son développement.

III.3.1.e. Encrassement par réaction chimique :

On rencontre ce type d'encrassement quand une réaction chimique se produit près d'une surface d'échange et que les solides produits par la réaction s'y déposent. Ce type d'encrassement est souvent lié aux réactions de polymérisation produisant la formation d'un dépôt. Les domaines concernés sont essentiellement l'industrie pétrochimique et l'industrie agroalimentaire.

III.3.1.f. Encrassement par solidification :

Il s'agit de la solidification d'un liquide pur au contact d'une surface d'échange sous refroidie (formation d'une couche de glace ou de givre à l'intérieur des conduits) ou du dépôt d'un constituant à haut point de fusion d'un liquide au contact d'une surface de transfert de chaleur froide (dépôt d'hydrocarbures paraffiniques). Une vapeur peut également se déposer sous une forme solide sans passer par l'état liquide (formation de givre) [18].

III.4. Maintenance des échangeurs:

- Durant l'exploitation, il faut faire attention à la réduction de la vitesse d'écoulement qui peut augmenter
- Veiller à la formation du personnel exploitant qui doit être au courant des mécanismes d'augmentation de l'encrassement.

- Les échangeurs compacts sont plus sensibles à l'encrassement que le reste des échangeurs, il faut faire autant attention aux filtres, aux doseurs chimiques, ... que pour les pompes.
- Etablir des procédures claires lors de blocages.
- Etablir des procédures claires pour l'entretien des échangeurs.
- Le nettoyage des échangeurs se fait de plusieurs façons selon le type d'échangeur, la nature de l'application, la nature des fluides en circulation...
- Lorsqu'on ne peut pas démonter les échangeurs, on peut : Faire circuler de l'eau, des solutions alcalines ou acides, ou autre solution chimique permettant de dissoudre les dépôts, d'injecter de l'air ou de l'azote dans le fluide ce qui permet de disloquer les dépôts.

IV. Conclusion :

Les échangeurs sont des équipements importants et au même temps, ils sont complexes à dimensionner. Chaque échangeur est particulier à cause des fluides qui y circulent.

Les échangeurs de chaleur consistent à satisfaire la dualité entre le transfert de chaleur et la perte de charge pour avoir un compromis entre la maximisation du transfert et la minimisation de la perte de charge en se limitant toujours à optimiser les coûts d'investissement avec un bon rendement.

L'échangeur de chaleur peut subir plusieurs problèmes techniques, donc une maintenance préventive est nécessaire afin d'éviter les problèmes car leur maintenance corrective est coûteuse.

Vu l'importance industrielles des échangeurs de chaleur, il existe une diversité des différents types des échangeurs de chaleur qui ont de nombreuses applications dans les différents domaines.

On s'intéresse dans cette étude aux échangeurs à tube et calandre qui sont très utilisés dans le domaine pétrochimie. Le chapitre suivant explique le concept de dimensionnement de ces échangeurs en détails.

Chapitre II

Chapitre II : Conception des échangeurs de chaleur Tube et calandre

I. Dimensionnement thermique

I.1. Phase de dimensionnement thermique

I.1.a Problème thermo hydraulique

Dans l'industrie des échangeurs de chaleur, les problèmes relevant de la thermo hydraulique concernent avant tout le dimensionnement thermique des appareils. La complexité du problème de calcul thermique des échangeurs vient de plusieurs facteurs qui sont :

- *La grande diversité des appareils* (échangeurs tubulaires, à plaques, etc.);
- *La variété des régimes d'écoulement* : simple phase en régime laminaire ou turbulent, avec ou sans effet de convection naturelle, diphasique en évaporation ou en condensation, condensation avec ou sans incondensables, mélanges de fluide, etc. ;
- *Le nombre important des configurations d'écoulement*, pouvant aller bien au-delà de deux fluides dans le cas d'un échangeur compact, par exemple.

À cette complexité due à la technologie des appareils et à la nature de la physique des écoulements s'ajoute la difficulté d'écrire un logiciel basé sur une méthode de calcul dont on doit parfaitement maîtriser les hypothèses et les paramètres ; il faut donc pour cela :

- Définir un modèle d'écoulement lorsque celui-ci est complexe ;
- Prendre les corrélations physiques les mieux adaptées ;
- Choisir un algorithme pour le problème que l'on se pose, soit de type dimensionnement, soit de type simulation ;
- Prendre une méthode numérique fiable assurant une convergence du calcul thermique pour tous les cas spécifiés.

I.1.b Logique de la phase de dimensionnement

Le problème du dimensionnement thermique dans une installation industrielle est illustré par la figure II-1. Il 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 la surface d'échange nécessaire au transfert de puissance sur les fluides considérés.

Cette phase de calcul est le plus souvent itérative et permet d'approcher par des essais successifs la solution qui semble la meilleure, à la fois du point de vue thermique et du point de vue hydraulique. L'aspect hydraulique concerne les pertes de pression(charge) sur chaque circuit, et apparaît comme une contrainte au problème d'optimisation thermique: l'optimum géométrique, qui conduirait à une diminution de la surface pour le même rendement thermique, ne doit pas être pénalisant du point de vue des pertes de pression

admissibles. Un calcul de dimensionnement d'échangeurs doit être capable de résoudre ce problème.

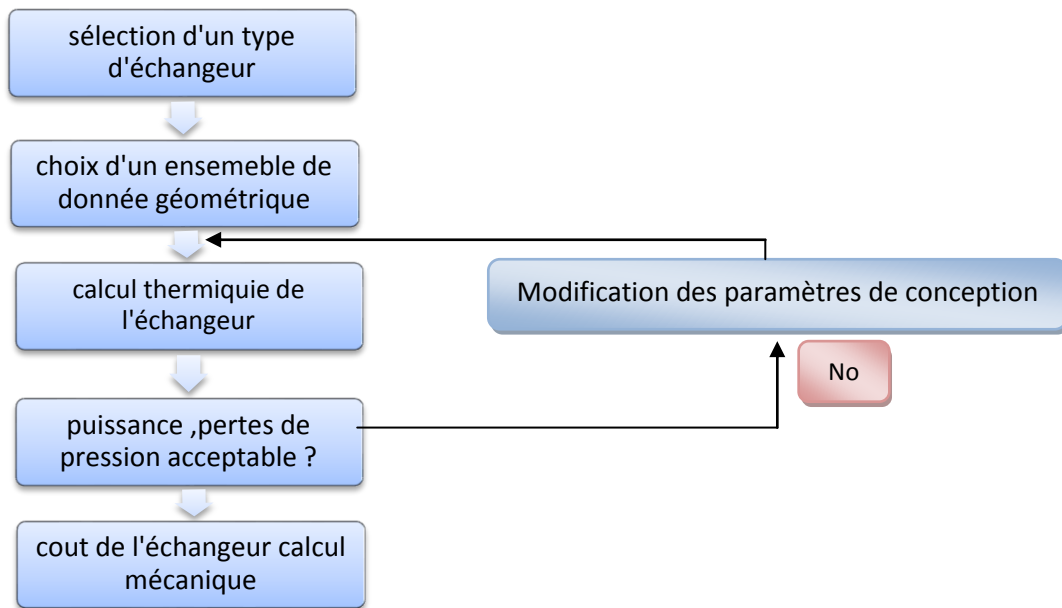


Figure II-1 : Logique de la phase de dimensionnement thermique

I.1.c Principe de calcul thermique d'un échangeur

La figure II-2 illustre, dans son principe, le calcul thermique d'un échangeur en précisant :

- Les données nécessaires : données géométriques, de fonctionnement et propriétés physiques des fluides ;
- La phase thermique proprement dite, comprenant des calculs géométriques (sections de passage des fluides, diamètres hydrauliques, etc.), puis des calculs de transfert de chaleur et de pertes de pression, nécessitant tous les deux l'appel à des corrélations adéquates ;
- Les résultats, sous forme succincte (puissance thermique échangée et pertes de pression) ou sous forme plus détaillée (valeurs locales des coefficients d'échange, nombres adimensionnels caractéristiques, etc.).

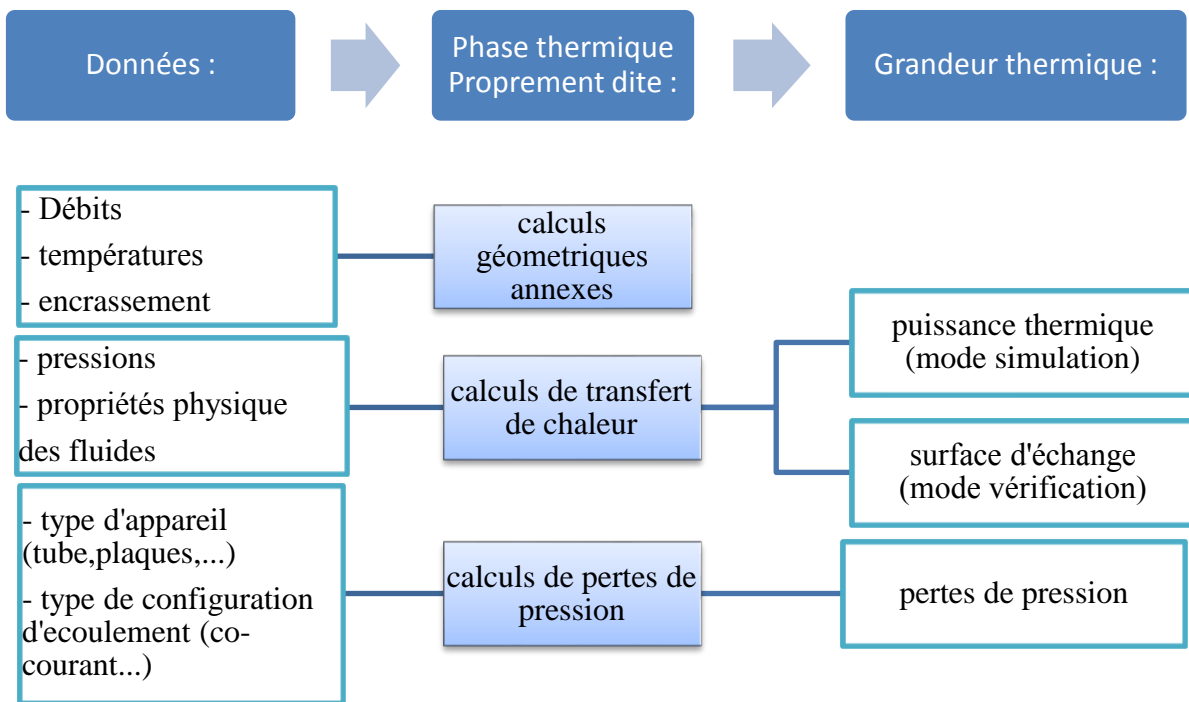


Figure II-2 : Principe de calcul thermique d'un échangeur

Le calcul thermique d'un échangeur de chaleur peut être abordé de deux façons algorithmiques très différentes :

- Par un **mode simulation** : connaissant la géométrie complète de l'appareil, ainsi que les deux fluides et leurs conditions d'entrée, on désire connaître les conditions de sortie des fluides (température, titre de vapeur), d'où la puissance thermique échangée ;
- Par un **mode vérification** : connaissant les deux fluides et la puissance thermique à transférer entre eux, et ayant par expérience une idée approximative de la géométrie de l'appareil, on cherche à savoir si cet appareil est bien adapté ou non au service demandé. Pour cela, l'algorithme fournit un critère de surdimensionnement (ou de sous-dimensionnement) sous la forme d'un rapport représentant le trop (ou le manque) de surface d'échange pour le service demandé.

Il arrive fréquemment que certains logiciels fournissent aussi un autre mode de calcul, le mode conception (design). Ce mode fournit directement l'appareil le mieux adapté au problème, après un examen systématique de différentes solutions, en faisant varier des paramètres géométriques suivant le choix de l'utilisateur. Du point de vue algorithmique, ce mode conception n'est qu'une répétition d'un algorithme de vérification appliqué successivement à plusieurs géométries, suivi d'un tri des solutions obtenues.

I.2. Méthodes de calcul analytique

I.2.a Principes de calcul

Plusieurs critères sont à considérer pour le dimensionnement d'un échangeur suivant son utilisation. La puissance thermique est toujours la principale préoccupation, mais le choix définitif de l'échangeur peut dépendre d'autres paramètres tels que :

- Les pertes de pression ;
- L'encombrement ;
- La masse ;
- L'encrassement ;
- Une température de paroi à ne pas dépasser ;
- Les matériaux utilisés ;
- etc.

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

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

I.2.b Méthode du DTLM

L'équation de bilan d'énergie exprime, conformément au premier principe de la thermodynamique, l'égalité des flux de chaleur échangés par chacun des fluides circulant dans l'échangeur thermique, en négligeant les pertes vers l'extérieur.

La puissance échangée entre les deux fluides, dépend essentiellement de l'écart de température que celui-ci subit lorsque l'échange se réalise par chaleur sensible, ou alors essentiellement de la valeur de la chaleur latente (correspondant à l'enthalpie de changement d'état) lorsqu'il y a un changement de phase (fluide diphasique).

Le flux de chaleur résultant, cédé par le fluide chaud et reçu par le fluide froid est proportionnel à:

$$q = U.A.DTLM \quad (II - 1)$$

Le calcul de l'échangeur se base sur l'équation (I-1) universellement connue par la formule de *Hausbrand*. 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 et aussi de La coefficient de proportionnalité est le coefficient d'échange global U. En réalité cette équation est plus complexe, puisque le coefficient global d'échange est en fonction de plusieurs paramètres ; la géométrie, le profil, la vitesse, la

température, l'écoulement,...etc. et qui implique beaucoup d'expérience pour déterminer l'influence de chacune de ces paramètres. Cette équation emploie pour évaluer

La praticabilité d'un échangeur. Le calcul des paramètres exigés de l'équation de conception (I-1) pour obtenir une évaluation préliminaire est assez difficile et avec plus des estimations.

A partir de cette équation, on détermine l'un des paramètres suivants :

i. Surface d'échange :

Comme il ne s'agit pas de mélanger les deux fluides, le transfert de chaleur est organisé au travers d'une paroi de séparation que l'on appelle la "surface d'échange". La surface d'échange est proportionnelle au prix de tous les échangeurs.

ii. La différence de température moyenne :

Cette valeur sera normalement calculée à partir des différences de température de fluide à l'entrée et à la sortie de l'échangeur. La différence de température «moyenne logarithmique » ne s'applique qu'au transfert de chaleur sensible en vrai flux à co-courant ou à contre-courant (courbes linéaires température-enthalpie).

$$DTLM_o = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \right)} \quad (II - 2)$$

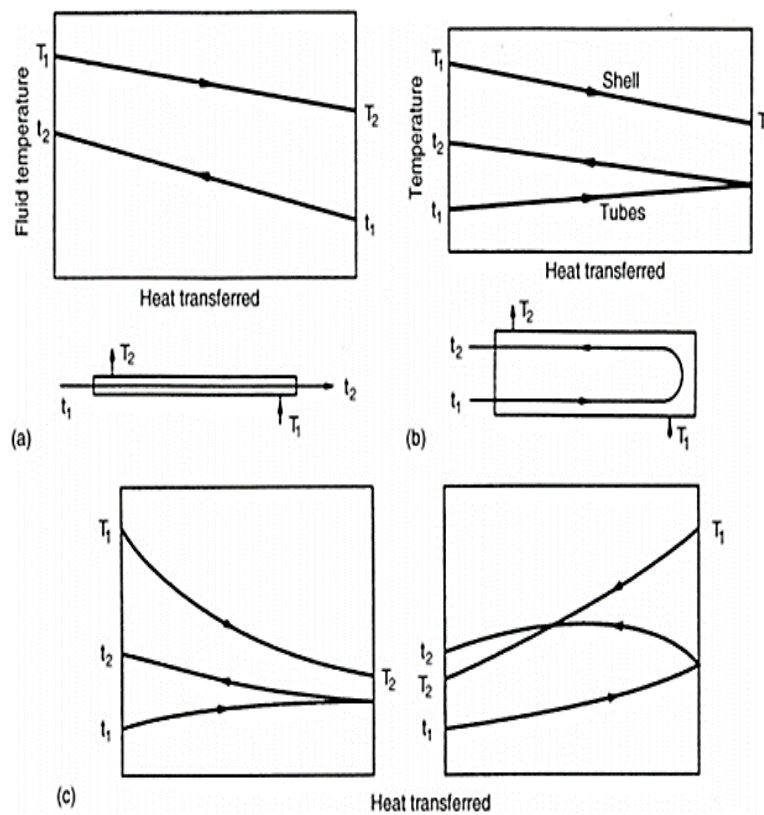


Figure II-3 :Profils de température. (a) échangeur à contre-courant. (b) échangeur 1:2. (c) température croisée. [15]

La pratique habituelle dans la conception des échangeurs à tube et calandre consiste à estimer « la vraie différence de température » de la température moyenne logarithmique en appliquant un facteur de correction (F) permettant de s'écarter du véritable flux à contre-courant :

$$DTLM = F.DTLM_0 \tag{II - 3}$$

Le facteur de correction est fonction des températures du fluide de la calandre et du tube et du nombre de passages de tube et de calandre. Il est normalement corrélé en fonction de deux rapports de température adimensionnels :

$$R = \frac{T_1 \cdot T_2}{t_2 \cdot t_1} \tag{II - 4}$$

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \tag{II - 5}$$

Pour un échangeur à un (1) passe coté calandre et deux (2) passes coté tube, le facteur de correction est donné par l'équation (II-6) :

$$F_t = \frac{\sqrt{(R^2 + 1)} \ln [(1-p)/(1-Rp)]}{(R-1) \ln \left[\frac{2-p[R+1-\sqrt{(R^2+1)}]}{2-p[R+1+\sqrt{(R^2+1)}]} \right]} \tag{II - 6}$$

La dérivation de l'équation (II-6) est donnée par Kern (1950). Cette équation peut être utilisée pour n'importe quel échangeur avec un nombre pair de passe coté tubes, et est représentée sur la figure II-4.

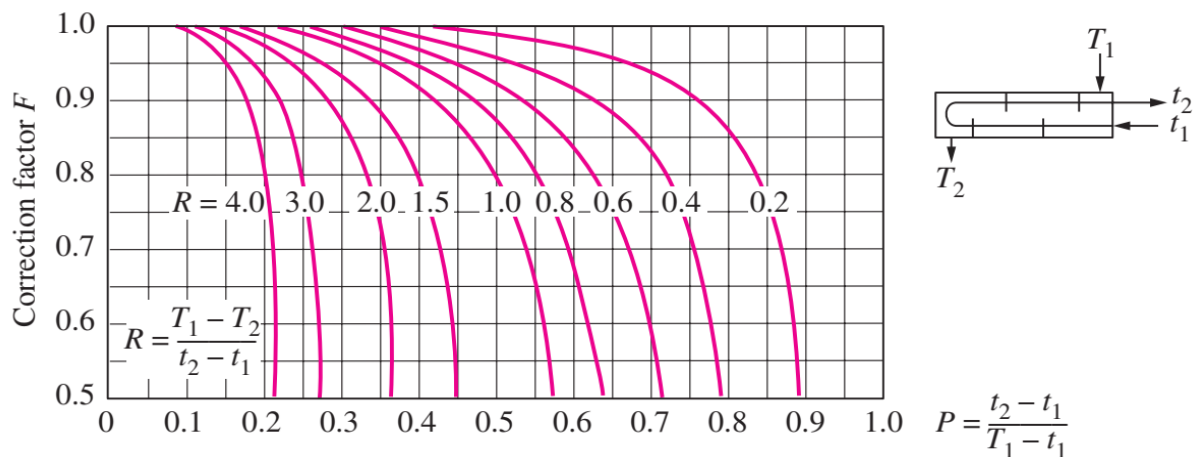


Figure II-4 : Facteur de correction pour un échangeur de type Un passe coté calandre et 2, 4, 6, ... passes coté tube.[20]

Les courbes des facteurs de correction de la température pour d'autres arrangements peuvent être trouvés dans les normes TEMA et les livres de Kern [21] et Ludwig [22]. Mueller [23] donne un ensemble complet de chiffres pour le calcul du facteur de correction de la température moyenne logarithmique, qui comprend des chiffres pour les échangeurs à courant croisés.

iii. Coefficient global de transmission de chaleur (U) :

Le coefficient global est l'inverse de la résistance globale au transfert de chaleur, qui est la somme de plusieurs résistances individuelles. Pour l'échange de chaleur à travers un tube d'échangeur de chaleur typique, la relation entre le coefficient global et les coefficients individuels, qui sont les inverses des résistances individuelles, est donnée par :

$$U = \left[\frac{1}{h_e} + \frac{1}{Re} + \frac{d_e}{2\lambda} \ln \frac{d_e}{d_i} + \frac{d_e}{d_i} \frac{1}{R_i} + \frac{d_e}{d_i} \frac{1}{h_i} \right]^{-1} \quad (\text{II} - 7)$$

La valeur des coefficients de convection individuels dépendra de la nature du processus de transfert de chaleur (conduction, convection, condensation, ébullition ou rayonnement), des propriétés physiques des fluides, des débits de fluide et de la disposition physique du surface de transfert de chaleur.

I.2.c Méthode du NUT

Dans certaines utilisations d'échangeurs, on doit déterminer les températures de sortie d'un échangeur connaissant les températures d'entrée et la surface d'échange. Ce problème est itératif, car on ne peut pas trouver directement une température moyenne caractéristique des fluides.

Le déroulement du calcul peut être schématiquement le suivant :

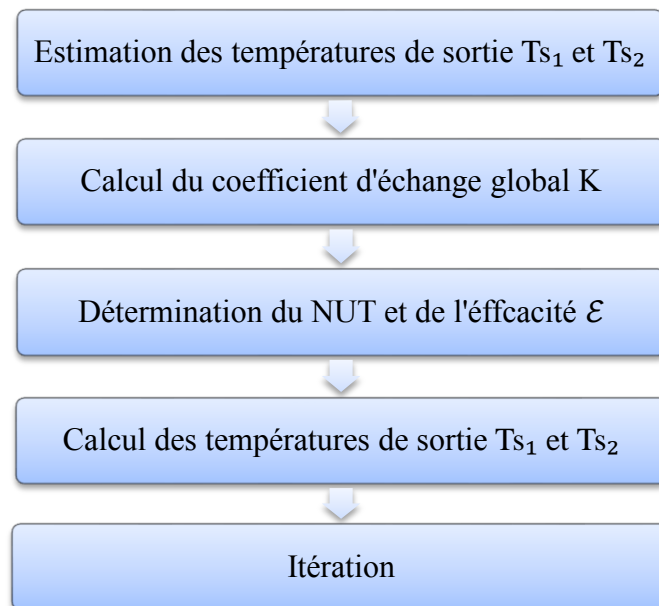


Figure II-5 : Logique de calcul par la méthode NUT

La méthode DTLM discutée dans la section précédente est facile à utiliser dans l'analyse des échangeurs de chaleur lorsque les températures d'entrée et de sortie des fluides chauds et froids sont connues ou peuvent être déterminées à partir d'un bilan énergétique. Par conséquent, la méthode DTLM est très appropriée pour déterminer la taille et les performances d'un échangeur de chaleur.

Lorsque la connaissance directe du DTLM n'est pas disponible et que la méthode NUT (méthode du **nombre d'unités de transfert**) peut être utilisée. Cette méthode est basée sur un paramètre sans dimension appelé efficacité de transfert de chaleur, défini comme:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} = \frac{\text{taux de transfert de chaleur réel}}{\text{taux de transfert de chaleur maximum}} \quad (\text{II} - 8)$$

Comme on peut le voir, l'efficacité est le rapport entre le taux de transfert de chaleur réel et le taux de transfert de chaleur maximum possible. Pour définir l'efficacité d'un échangeur de chaleur, nous devons d'abord déterminer le taux de transfert de chaleur maximum possible, q_{max} , pour l'échangeur de chaleur.

II. Considérations générales de conception des échangeurs à tube et calandre:

II.1. Répartition des fluides coté calandre ou tubes

En l'absence de changement de phase, les facteurs suivants permettront de déterminer la répartition des courants de fluide vers la calandre ou les tubes.

- **Corrosion:** Le fluide le plus corrosif doit être alloué du côté du tube. Cela réduira le coût des composants coûteux en alliage ou plaqués.
- **Encrassement:** Le fluide qui a le plus tendance à encrasser les surfaces de transfert de chaleur doit être placé dans les tubes. Cela donnera un meilleur contrôle sur la vitesse du fluide de conception, et la plus grande vitesse admissible dans les tubes réduira l'encrassement. De plus, les tubes seront plus faciles à nettoyer.
- **Températures du fluide:** si les températures sont suffisamment élevées pour nécessiter l'utilisation d'alliages spéciaux, le placement du fluide à température plus élevée dans les tubes réduira le coût global. À des températures modérées, le placement du fluide plus chaud dans les tubes réduira les températures de surface de la calandre et donc la nécessité d'un retard pour réduire les pertes de chaleur ou pour des raisons de sécurité.
- **Pressions de fonctionnement:** La pression la plus élevée doit être attribué au côté du tube. Les tubes haute pression seront moins chers qu'une calandre haute pression.
- **Chute de pression:** pour la même chute de pression, l'augmentation des coefficients de transfert de chaleur seront obtenues sur le côté du tube que du côté calandre, et le fluide présentant la plus faible chute de pression admissible doit être alloué du côté du tube
- **Viscosité:** Généralement, un coefficient de transfert de chaleur plus élevé sera obtenu en allouant le matériau le plus visqueux du côté calandre, à condition que l'écoulement soit turbulent. Le nombre de Reynolds critique pour l'écoulement turbulent dans la calandre est de l'ordre de 200. Si un écoulement turbulent ne peut pas être obtenu dans la calandre, il est préférable de placer le fluide dans les tubes, car le coefficient de transfert de chaleur côté tube peut être prédit avec plus de certitude.
- **Débts flux:** Allouer les fluides avec le débit le plus bas du côté calandre donnera la conception la plus économique.

II.2 Vitesse des fluides de la calandre et du tube

Des vitesses élevées donneront des coefficients de transfert de chaleur élevés mais également une chute de pression élevée. La vitesse doit être suffisamment élevée pour empêcher toute suspension de décantation solide, mais pas suffisamment élevée pour provoquer une érosion. Des vitesses élevées réduiront l'encrassement. Des inserts en plastique sont parfois utilisés pour réduire l'érosion à l'entrée du tube.

II.3 Températures des fluides

Plus l'approche de température utilisée est proche (différence entre la température de sortie d'un flux et la température d'entrée de l'autre flux), plus la zone de transfert de chaleur requise pour un service donné sera grande. La valeur optimale dépendra de l'application et ne peut être déterminée qu'en faisant une analyse économique des conceptions alternatives.

En règle générale, la plus grande différence de température doit être d'au moins 20 °C; et la plus petite différence de température, 5 à 7 °C pour les refroidisseurs utilisant de l'eau de refroidissement; et 3 à 5 °C en utilisant des saumures réfrigérées. L'élévation de température maximale dans l'eau de refroidissement recirculée est limitée à environ 30 °C. Il convient de veiller à ce que la température des fluides de refroidissement soit maintenue bien au-dessus du point de congélation des matériaux de traitement. Lorsque l'échange de chaleur se fait entre les fluides du procédé pour la récupération de chaleur, les températures d'approche optimales ne seront normalement pas inférieures à 20 °C.

II.4 La chute de pression

Dans de nombreuses applications, la chute de pression disponible pour conduire les fluides à travers l'échangeur sera défini par les conditions du processus, et la chute de pression disponible variera de quelques millibars en service sous vide à plusieurs bars dans les systèmes sous pression.

Lorsque le concepteur est libre de sélectionner la chute de pression, une analyse économique peut être effectuée pour déterminer la conception de l'échangeur qui donne les coûts d'exploitation les plus bas, en tenant compte à la fois des coûts d'investissement et de pompage. Cependant, une analyse économique complète ne sera justifiée que pour les échangeurs très grands et coûteux. Les valeurs suggérées ici peuvent être utilisées comme guide général et donneront normalement des conceptions proches de l'optimum.

➤ *Liquides :*

Viscosité	ΔP
<1 mN s/m ²	35 kN/m ²
1 to 10 mN s/m ²	50–70 kN/m ²

➤ *Gaz et Vapeurs :*

Haute sous vide	0.4–0.8 kN/m ²
Sous vide moyen	0.1 x pression absolue
1 à 2 bar	0.5 x pression manométrique du système
Au-dessus de 10 bar	0.1 x pression manométrique du système

Lorsqu'une chute de pression élevée est utilisée, il faut veiller à ce que la vitesse élevée du fluide qui en résulte ne provoque pas d'érosion ni de vibration du tube induite par l'écoulement.

II.5 Propriétés physiques des fluides

Les propriétés physiques des fluides requises pour la conception de l'échangeur de chaleur sont la densité, la viscosité, la conductivité thermique et les corrélations température-enthalpie (chaleurs spécifiques et latentes). Les sources des données sur les propriétés physiques sont définies pour chaque fluide intervenant. Les conductivités thermiques des matériaux des tubes couramment utilisés sont données dans le tableau II-1.

Métal	Température (°C)	K (W/m°C)
Aluminium	0	202
	100	206
Laiton (70 Cu, 30 Zn)	0	97
	100	104
	400	116
cuivre	0	388
	100	378
Nickel	0	62
	212	59
Cupro-nickel (10%Ni)	0-100	45
Monel	0-100	30
Acier inoxydable	0-100	16
Acier	0	45
	100	45
	600	36
Titanium	0-100	13

Tableau II.1 Conductivité thermique des métaux plus connus

III. Coefficient de transfert de chaleur et chute de pression coté tube (phase monophasé)

III.1 Ecoulement turbulent :

Les données de transfert de chaleur pour un écoulement turbulent à l'intérieur de conduite de section uniforme sont généralement corrélées par une équation de la forme :

$$Nu = \frac{h_i d_h}{k} = C Re^{0.8} Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0.14} \quad (\text{II} - 9)$$

Les nombres adimensionnels Re et Pr doivent être déterminé avant le calcul.

$$Re = \frac{\rho \cdot d_h \cdot u}{\mu} \quad (\text{II} - 10)$$

Avec
$$d_h = \frac{4 \cdot A}{P} = d_i \text{ du tube} \quad (\text{II} - 11)$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{k} \quad (\text{II} - 12)$$

III.2 Ecoulement laminaire :

En dessous d'un nombre de Reynolds d'environ 2000, l'écoulement dans les tubes sera laminaire. À condition que les effets de convection naturelle soient faibles, ce qui sera normalement le cas en convection forcée, l'équation suivante peut être utilisée pour estimer le coefficient de transfert de chaleur du film:

$$Nu = 1.86 (Re \cdot Pr)^{0.33} \left(\frac{d_h}{L} \right)^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0.14} \quad (\text{II} - 13)$$

Dans un écoulement laminaire, la longueur du tube peut avoir un effet marqué sur le taux de transfert de chaleur pour des rapports $L/d_i < 500$.

III.3 Facteur de transfert de chaleur (j_h):

Il est souvent pratique de corréliser les données de transfert de chaleur en termes de facteur de transfert de chaleur j_h , qui est similaire au coefficient de frottement utilisé pour la chute de pression. Le facteur de transfert de chaleur est défini par :

$$j_h = St Pr^{0.67} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{-0.14} \quad (\text{II} - 14)$$

$$St = Nu / (Re \cdot Pr) \quad (\text{II} - 15)$$

L'utilisation du facteur j_h permet de représenter les données d'écoulement laminaire et turbulent sur le même graphe; tels que montre la figure II.6.

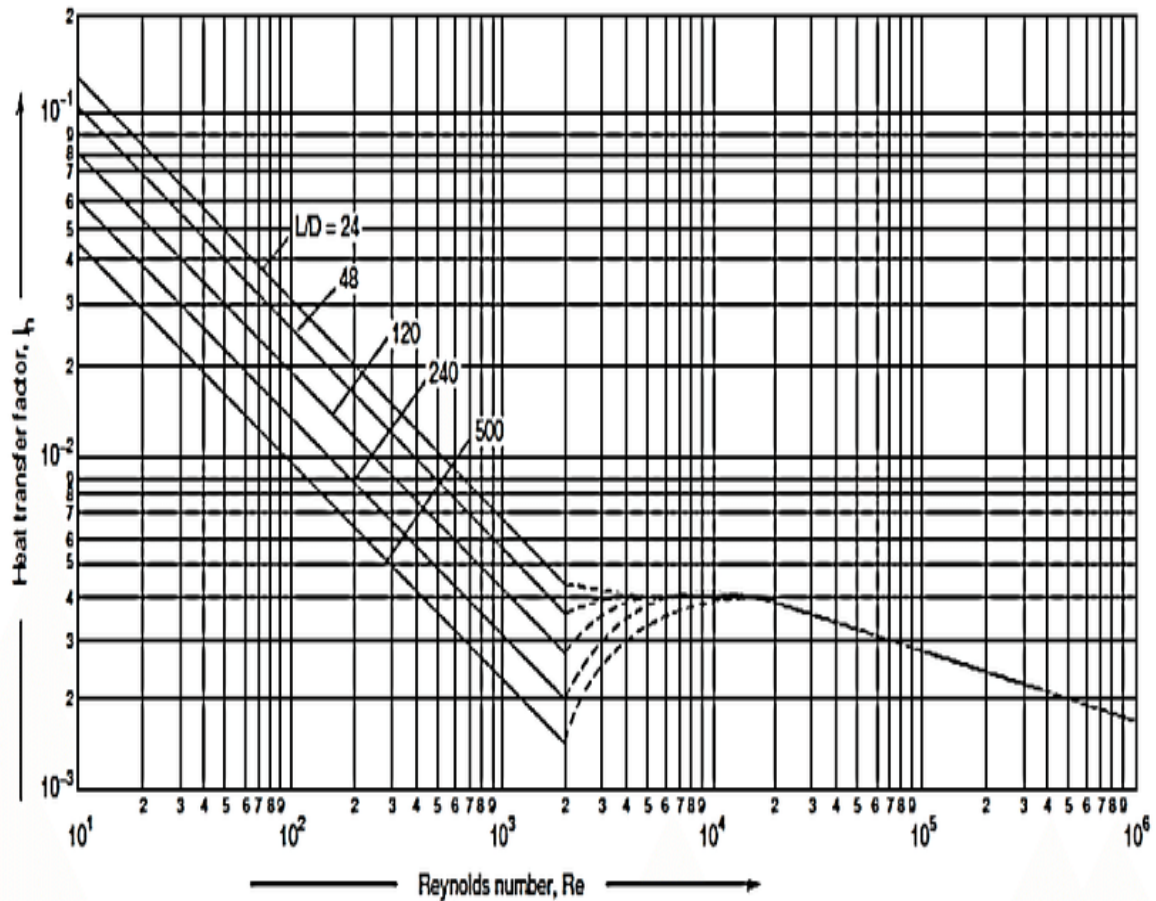


Figure II.6 : coefficient de transfert de chaleur de tube [15]

Les valeurs j_h obtenues à partir de la figure II.6 peuvent être utilisées pour estimer le coefficient de transfert de chaleur pour les tubes d'échangeurs de chaleur et les tubes commerciaux. L'équation II-13 peut être réorganisée sous une forme plus pratique:

$$Nu = j_h \cdot Re \cdot Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0.14} \quad (II - 16)$$

III.4 Chute de pression cote tube :

La perte de charge coté tube peut être calculée en utilisant l'équation de base suivante :

$$\Delta P = N_p \left[8 \cdot j_f \left(\frac{L}{d_i} \right) \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{-m} + 2.5 \right] \frac{\rho u^2}{2} \quad (II - 17)$$

Les valeurs du facteur de frottement j_f pour les tubes d'échangeur de chaleur peuvent être obtenues à partir de la figure II-7

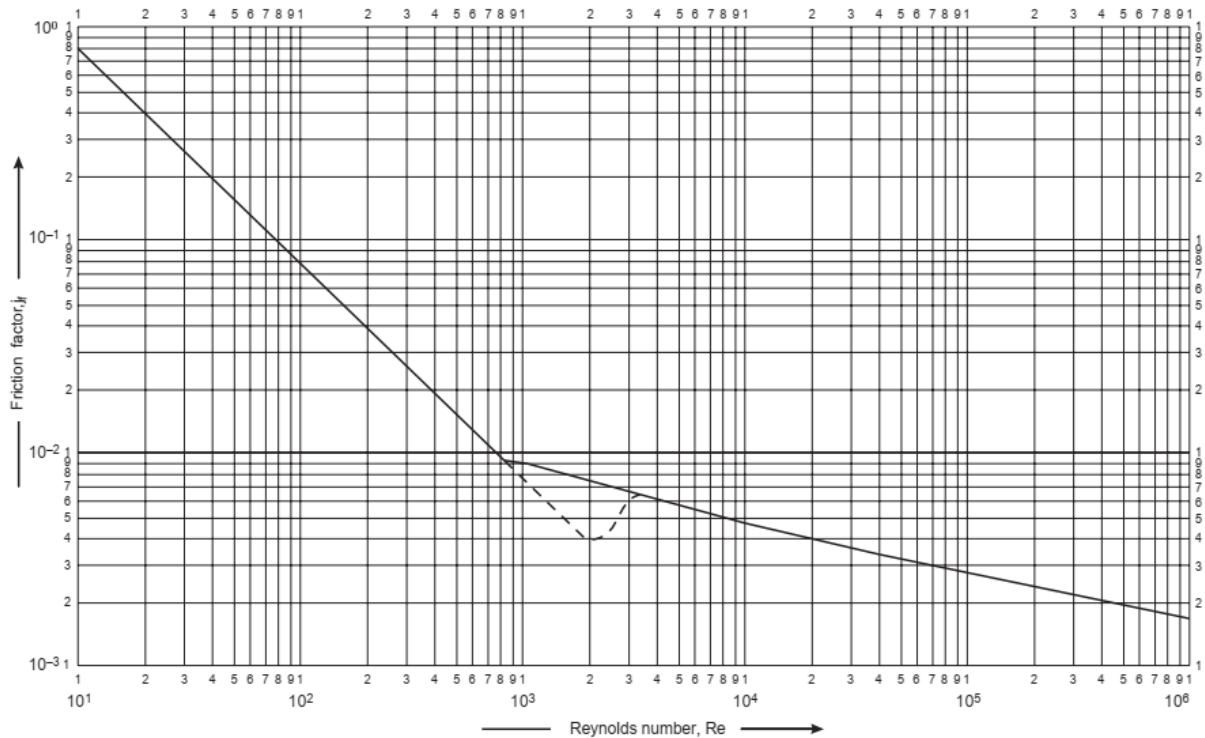


Figure II.7 : Facteurs de frottement côté tube [15]

IV. Coefficient de transfert de chaleur et chute de pression coté calandre (phase monophasé)

IV.1 Schéma d'écoulement

Le schéma d'écoulement dans la calandre d'un échangeur de chaleur à chicane segmentaires est complexe, ce qui rend la prévision du coefficient de transfert de chaleur côté calandre et la chute de pression beaucoup plus difficile que pour le côté tube. Bien que les chicanes soient installées pour diriger le flux à travers les tubes, le flux réel du débit principal du fluide sera un mélange de flux transversal entre les chicanes, couplé à un flux axial (parallèle) dans les fenêtres de chicane, comme le montre la figure II-8.

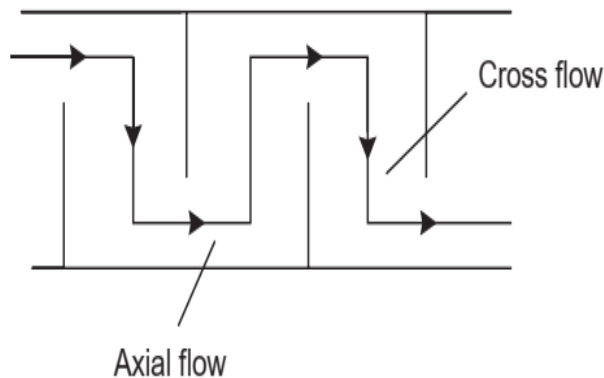


Figure II.8 : Débit idéal de l'écoulement principal[15]

IV.2 procédure de calcul du coefficient de transfert de chaleur coté calandre (Méthode de Kern):

Dans les méthodes utilisées pour la conception des échangeurs avant environ 1960, aucune tentative n'a été faite pour tenir compte des courants de fuite et de dérivation. Les corrélations étaient basées sur le débit total de l'écoulement et des méthodes empiriques ont été utilisées pour tenir compte des performances des échangeurs réels par rapport à celles du flux transversal sur des bancs de tubes idéaux. Les méthodes typiques de ces « flux de circulation » sont celles de Kern (1950) et Donohue (1955).

Tinker (1951, 1958) a publié la première méthode détaillée d'analyse de flux pour prédire les coefficients de transfert de chaleur côté calandre et la chute de pression, et les méthodes développées par la suite ont été basées sur son modèle. La présentation de Tinker est difficile à suivre, et sa méthode difficile et fastidieuse à appliquer dans les calculs manuels. Il a été simplifié par Devore (1961, 1962), en utilisant la tolérance standard pour les échangeurs commerciaux et seulement un nombre limité de coupes de chicanes. Devore fournit des abaques qui facilitent l'application de la méthode dans les calculs manuels. Mueller (1973) a encore simplifié la méthode de Devore et donne un exemple illustratif.

Bien que la méthode de Kern ne prenne pas en compte les flux de dérivation et de fuite, elle est simple à appliquer et suffisamment précise pour les calculs de conception préliminaires et pour les conceptions où l'incertitude des autres paramètres de conception est telle que l'utilisation de méthodes plus élaborées n'est pas justifiée.

La méthode de Kern était basée sur des travaux expérimentaux sur des échangeurs commerciaux avec des tolérances standard et donnera une prédiction raisonnablement satisfaisante du coefficient de transfert de chaleur pour les conceptions standard. La prévision de la perte de charge est moins satisfaisante, car la perte de charge est plus affectée par les fuites et les dérivations que par le transfert de chaleur.

Les facteurs de transfert de chaleur et de frottement côté calandre sont corrélés de manière similaire à ceux du flux côté tube en utilisant une vitesse et un diamètre de calandre hypothétiques. Le diamètre équivalent de la calandre est calculé en utilisant la zone d'écoulement entre les tubes prise dans la direction axiale (parallèle aux tubes) et le périmètre mouillé des tubes; voir figure II.9.

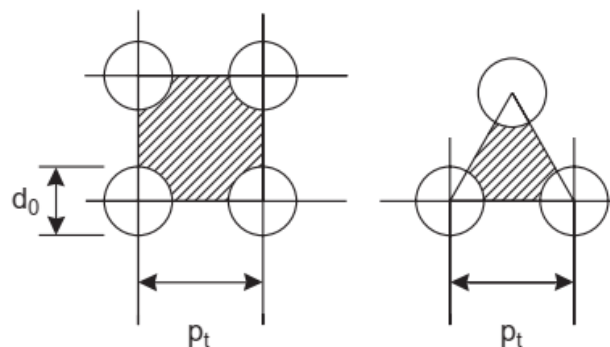


Figure II.9: Diamètre équivalent, sections transversales et périmètres mouillés.[15]

Les facteurs j_h et j_f côté calandre à utiliser dans cette méthode sont indiqués sur les figures II.10 et II.11, pour diverses coupes de chicanes et dispositions de tubes. Ces chiffres sont basés sur les données fournies par Kern (1950) et Ludwig (2001).

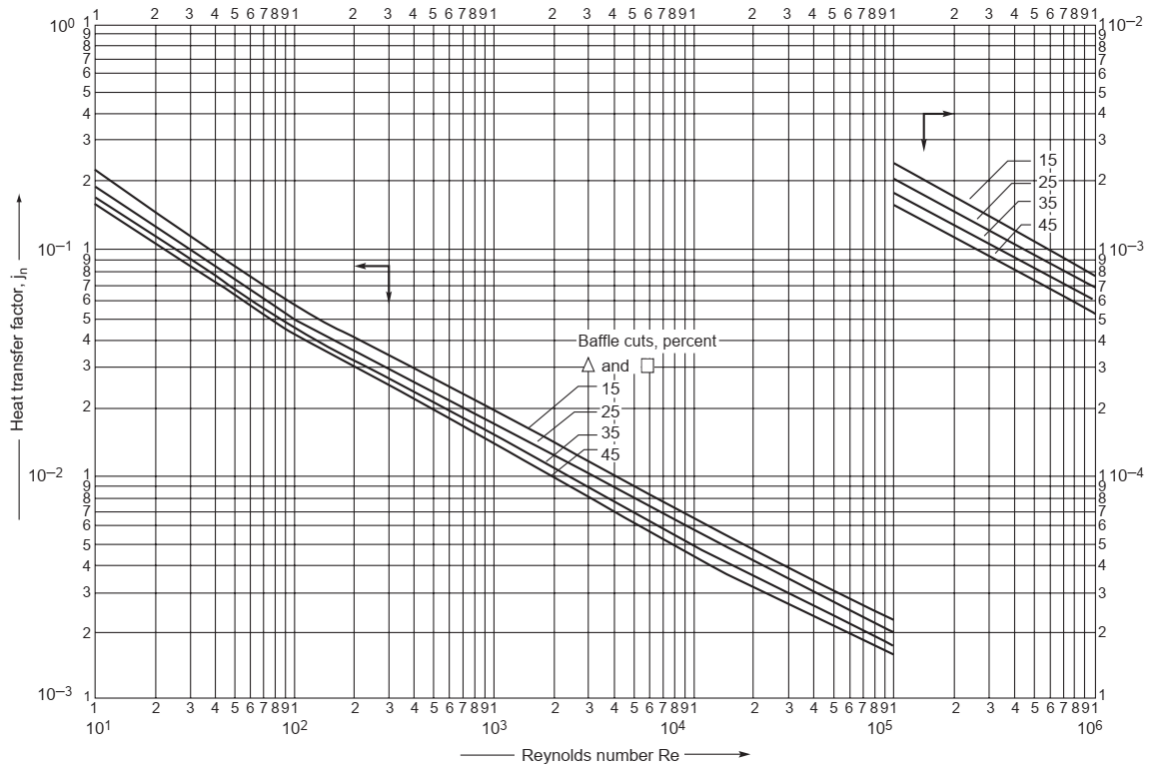


Figure II.10 : Facteurs de transfert de chaleur côté calandre, chicanes segmentaires.[15]

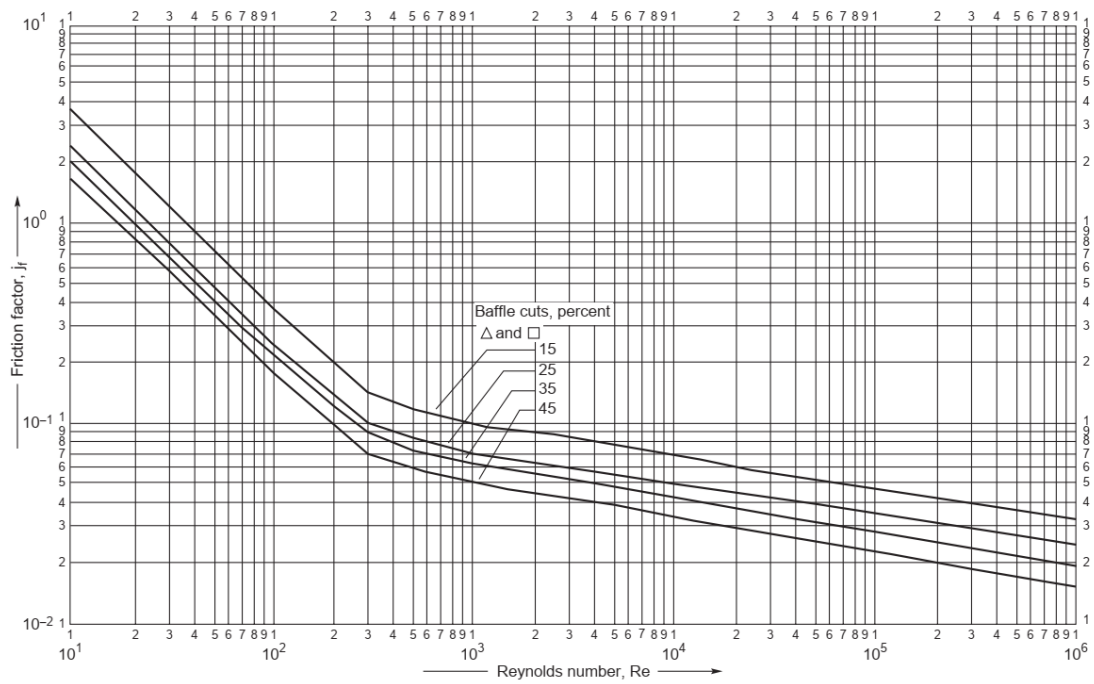


Figure II.11 : Facteurs de frottement côté calandre, chicanes segmentaires.[15]

La procédure de calcul du coefficient de transfert de chaleur côté enveloppe et de la chute de pression pour un échangeur à passage unique est donnée ci-après.

- Calculer la surface d'écoulement transversal comme suit :

$$A_s = \frac{(p_t - d_o)D_s l}{p_t} \quad (\text{II} - 18)$$

Le terme $((p_t - d_o) / p_t)$ est le rapport entre le jeu entre les tubes et la distance totale entre les centres des tubes.

- Calculez la vitesse de masse G_s côté calandre et la vitesse linéaire u_s :

$$G_s = \frac{W_s}{A_s} \quad (\text{II} - 19)$$

$$U_s = \frac{G_s}{\rho} \quad (\text{II} - 20)$$

- Calculez le diamètre équivalent côté calandre (diamètre hydraulique), comme le montre la figure II-9.

i. Pour un arrangement à pas carré :

$$d_e = \frac{4\left(\frac{p_t^2 - \pi d_o^2}{4}\right)}{\pi d_o} = \frac{1.27}{d} (p_t^2 - 0.785 d_o^2) \quad (\text{II} - 21)$$

ii. Pour un arrangement trianguler :

$$d_e = \frac{4\left(\frac{p_t}{2} * 0.87 p_t - \frac{1}{2} \pi \frac{d_o^2}{4}\right)}{\frac{\pi d_o}{2}} = \frac{1.10}{d_o} (p_t^2 - 0.917 d_o^2) \quad (\text{II} - 22)$$

- Calculez le nombre de Reynold coté calandre :

$$Re = \frac{u * d_c * \rho}{\mu} \quad (\text{II} - 23)$$

Pour le nombre de Reynolds calculé, lisez la valeur de j_h de la figure II.10 pour la coupe de chicane et l'agencement de tube sélectionnés, et calculez la chaleur côté calandre coefficient de transfert h_s de :

$$Nu = \frac{h_s * d_e}{k_f} = j_h * Re * Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (\text{II} - 24)$$

- Pour le nombre de Reynolds calculé côté calandre, lisez le facteur de frottement j_f de la figure II-11 et calculez la chute de pression côté calandre à partir de l'équation II-25

$$\Delta P = 8j_f \left(\frac{D_s}{d_e}\right) \left(\frac{L}{l_B}\right) \frac{\rho u_s^2}{2} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{-0.14} \quad (\text{II} - 25)$$

Chapitre III

Chapitre III : Calcul Thermique d'Echangeurs de Chaleur Tube et Calandre**I. Etude de cas :**

Dans cette partie de notre étude nous envisagerons dimensionner un échangeur à tube et calandre pour l'objectif suivant : 20 000 kg/h de kérosène (42 ° API) quitte la base d'une colonne de décapage latéral de kérosène à 200 °C et doit être refroidi à 90 °C par échange avec 70 000 kg/h de pétrole brut léger (34 ° API) provenant du stockage à 40 °C. Le kérosène pénètre dans l'échangeur à une pression de 5 bars et le pétrole brut à 6,5 bars. Une chute de pression de 0,8 bar est autorisée sur les deux flux. Il faut tenir compte de l'encrassement en incluant un facteur d'encrassement de $0,00035 \text{ (W/ m}^2 \text{ °C)}^{-1}$ sur le côté du brut et de $0,0002 \text{ (W/m}^2 \text{ °C)}^{-1}$ sur le côté du kérosène.

Cette étude de cas sera divisée en deux majeures parties de calcul :

1. Dimensionnement Thermique par la méthode *analytique*
2. Dimensionnement Thermique par la méthode *numérique*

**Partie I- Dimensionnement
Thermique par la méthode
analytique**

II. But et méthode de calcul

Plusieurs critères sont à considérer pour le dimensionnement d'un échangeur suivant son utilisation. La puissance thermique est toujours la principale préoccupation, mais le choix définitif de l'échangeur peut dépendre d'autres paramètres.

La solution du problème illustre la nature itérative des calculs de conception des échangeurs de chaleur. Ce calcul est basé sur la méthode de **KERN**, c'est un calcul de vérification d'échangeur.

Un algorithme pour la conception d'échangeurs à tube et calandre est illustré à la figure (III-1).

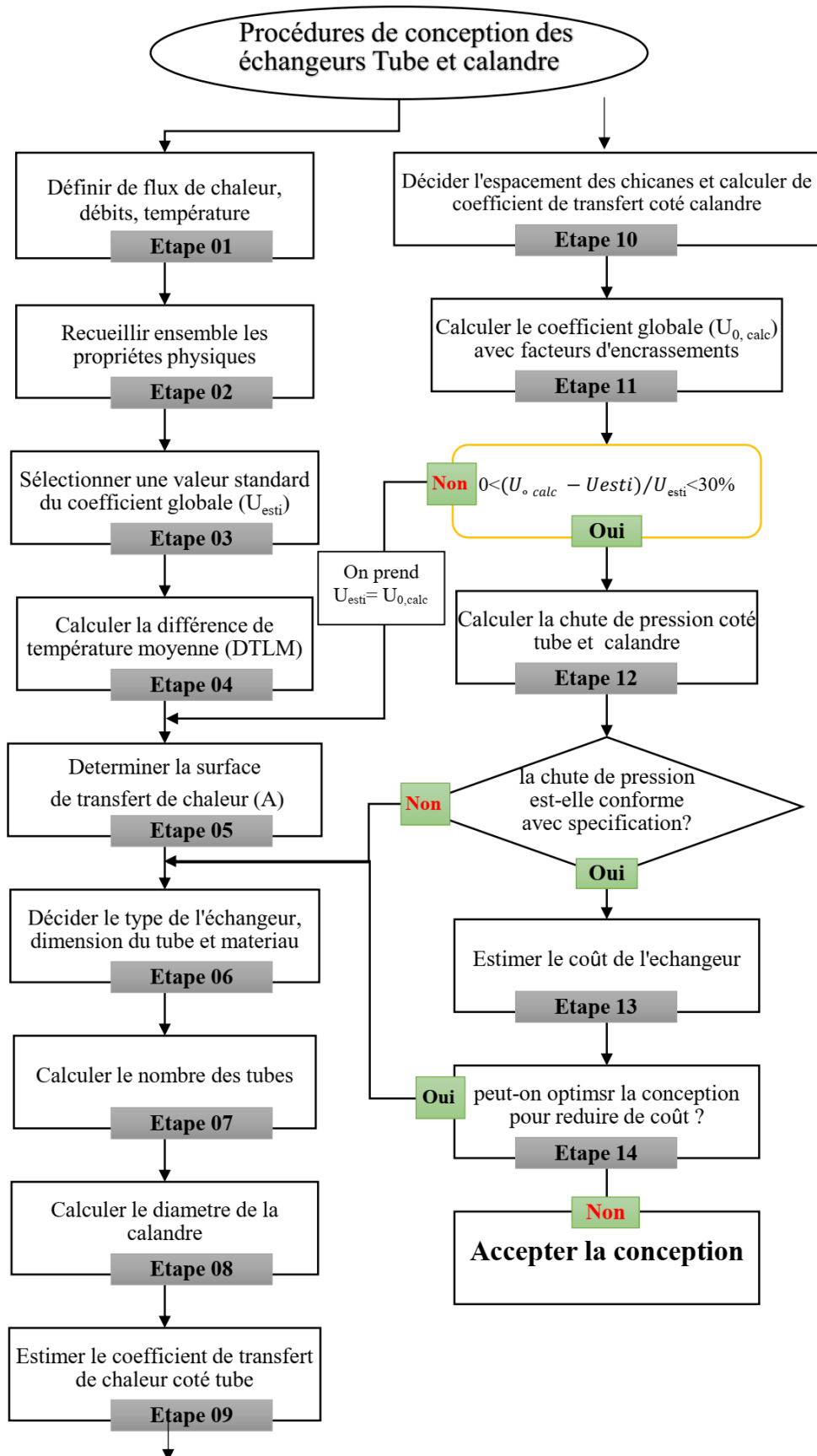


Figure III-1: Procédure de conception des échangeurs de chaleur à tube et calandre

II.1. Etape 01 : Spécification technique

La spécification de l'échangeur étudié est donnée dans le tableau suivant :

Propriétés physique	Fluide chaud (Kérosène)	Fluide Froid (pétrole brut)
Température d'entrée (°C)	200	40
Température de sortie (°C)	90	-
Débit massique (kg/h)	20000	70000
Chute de pression (bar)	0,8	0,8
Résistance d'encrassement (W/ m ² °C)-1	0,00035	0,0002

Tableau III-1 Spécification de l'échangeur étudié

Pour compléter la spécification, le taux de transfert de chaleur et la température de sortie du pétrole brut devaient être calculés.

II.1.a Calcul de la puissance thermique :

Le flux de chaleur doit être déterminé à une température moyenne du fluide du kérosène :

$$T_{cm} = (200+90)/2 = 145 \text{ °C.}$$

A cette température, la chaleur spécifique du kérosène est $C_{p1} = 2.47 \text{ kJ/kg°C}$ (propriétés physique du kérosène [Kern 1950])

Le taux de transfert de chaleur (q) sera calculé à partir du bilan thermique et massique :

$$q = m_c \cdot C_{pc} \cdot (T_{ce} - T_{cs})$$

$$q = \left(\frac{20000}{3600} \right) \cdot 2.47 \cdot (200 - 90)$$

$$q = 1509.44 \text{ K W}$$

II.1.b Calcul de la Température de sortie du pétrole :

Dans un premier calcul, on prendra la température moyenne du pétrole brut égale à la température d'entrée 40 °C, d'où la chaleur spécifique sera $C_{pf} = 2.01 \text{ kJ/kg°C}$ [Kern1950].

Un bilan énergétique donne :

$$q = m_f \cdot C_{pf} \cdot (T_{fs} - T_{fe})$$

$$T_{fs} = \frac{q}{m_f \cdot C_{pf}} + T_{fe}$$

$$T_{fs} = \frac{1509.44}{\left(\frac{70000}{3600} \cdot 2.01 \right)} + 40$$

$$T_{fs} \approx 78,6^\circ\text{C}$$

La température moyenne du brut sera :

$$T_{fm} = (40 + 78,6) / 2 = 59,3^\circ\text{C},$$

La chaleur spécifique à cette température est $C_{pf} = 2,05 \text{ kJ/kg }^\circ\text{C}$. Un deuxième calcul utilisant cette valeur donne $T_{fs} = 78^\circ\text{C}$ et une nouvelle température moyenne de $58,9^\circ\text{C}$. Il n'y a pas de changement significatif de la chaleur spécifique à cette température moyenne par rapport à la valeur utilisée, alors on prend la température de sortie du pétrole brut à 78°C .

II.2. Etape 02 : Propriétés physique

Les propriétés physiques des deux fluides (kérosène et pétrole brut) sont présentées sur le tableau III-2.

Kérosène	entré	moyenne	sortie	
Température	200	145	90	$^\circ\text{C}$
Chaleur spécifique	2.72	2.47	2.26	$\text{KJ/Kg}^\circ\text{C}$
Conductivité thermique	0.130	0.132	0.135	$\text{W/m}^\circ\text{C}$
Densité	690	730	770	kg/m^3
Viscosité	0.22	0.43	0.80	mN sm^{-2}

Pétrole brut	entré	moyenne	sortie	
Température	78	59	40	$^\circ\text{C}$
Chaleur spécifique	2.09	2.05	2.01	$\text{kJ/kg}^\circ\text{C}$
Conductivité thermique	0.133	0.134	0.135	$\text{W/m}^\circ\text{C}$
Densité	800	820	840	kg/m^3
Viscosité	2.4	3.2	4.3	mN sm^{-2}

Tableau III-2 propriétés physiques des fluides à l'entrée et à la sortie de l'échangeur

II.3. Etape 03 : Coefficient d'échange thermique globale

Pour un échangeur de ce type (selon la nature des fluides qui circule à l'intérieur de la calandre et des tubes), le coefficient global sera compris entre $300 \text{ et } 500 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$, alors un premier calcul sera entamé par une valeur de $U_0 = 300 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$.

II.4. Etape 04 : Type et dimensions de l'échangeur

L'échangeur choisit est de type tube et calandre. Un nombre pair de passages coté tube est généralement la position préférée, car cela positionne les buses d'entrée et de sortie à la

même extrémité de l'échangeur, ce qui simplifie le travail de la tuyauterie. On commence notre calcul par une passe coté calandre et deux passes coté tube.

De l'équation :(II-2)

$$DTLM_o = \frac{(200-78)-(90-40)}{\ln \frac{(200-78)}{(90-40)}}$$

$$DTLM_o = 80,71 \text{ °C}$$

II.4.a Détermination du coefficient correctif :

Pour ce type d'échangeur de chaleur, nous devons déterminer le coefficient correction (facteur de forme) en utilisant les abaques (Annexe A-1).

De l'équation (II-4)
$$R = \frac{200-90}{78-40} = 2,9$$

De l'équation (II-5)
$$P = \frac{78-40}{200-40} = 0,24$$

Les valeurs P, R se croisent dans l'abaque de l'échangeur tubulaire 1 passes côté calandre et 2 passes côté tube .On obtient le facteur de correction $F = 0.88$

II.5. Etape 05 : Surface totale d'échange thermique (A) :

De l'équation (II-3) :
$$DTLM \equiv 0.88 * 80,71$$

$$DTLM \equiv 71,02 \text{ °C}$$

à partir de (II-1) on a :

$$A = \frac{q}{U_o * DTLM} = \frac{1509.44 * 10^3}{300 * 71.02}$$

$$A = 70.86 \text{ m}^2$$

II.6. Etape 06: Choix et caractéristique de l'échangeur

Selon les standards TEMA et les échangeurs commerciaux, on propose un échangeur de chaleur dont les caractéristiques sont :

- Choix d'écoulement des fluides (côté tubes ou calandre) :
 - i. Côté tubes : pétrole
 - ii. Côté calandre : kérosène

➤ Les caractéristiques des tubes :

- i. Matériau de construction : Acier en Carbon
- ii. Diamètre extérieur : $d_e = 19,05$ mm
- iii. Diamètre intérieur : $d_i = 14.83$ mm
- iv. Longueur utile : $L=5$ m
- v. Disposition : Pas triangulaire
- vi. Le pas : $P = 23,83$ mm
- vii. Nombre de passe : 2

II.7. Etape 07 : Calcul du nombre de tube :

La surface d'un tube (en négligeant l'épaisseur des plaques tubulaires) est défini par :

$$A = \pi \cdot d_e \cdot L \cdot N_t$$

Donc

$$N_t = \frac{A}{\pi \cdot d_e \cdot L} = \frac{70.86}{3.14 \cdot 19.05 \cdot 10^{-3} \cdot 5}$$

$$N_t \approx 237 \text{ tube}$$

On prend un nombre de 240 tubes.

II.8. Etape 08 : Le diamètre du faisceau et calandre

Le diamètre du faisceau est calculé à partir de l'équation (I-1) en déterminant les deux coefficients K et n à partir du tableau (I.1):

Pour un échangeur de type deux passes coté tube : $K=0.249$, $n=2.207$

Donc

$$D_b = 19.05 \left(\frac{240}{0.249} \right)^{\frac{1}{2.207}}$$

$$D_b = 428 \text{ mm}$$

De la figure (I.14), la distance entre le faisceau et la calandre est environ 56mm donc le diamètre de la calandre sera:

$$D_c = D_b + d = 428 + 56$$

$$D_c = 484 \text{ mm}$$

II.9. Etape 09 : Coefficient de transfert de chaleur coté tube

Nombre de tube par passe : $N_p = 240/2 = 120$.

La section transversale par passe : $S = \frac{\pi d_i^2}{4} = \frac{\pi}{4} (14.83 \cdot 10^{-3})^2$

$$S = 0.00017 \text{ mm}^2$$

La surface par passe : $s = N_p \cdot S = 120 \cdot 0.00017$
 $s = \mathbf{0.02073 \text{ mm}^2}$

Le débit volumique : $\dot{q} = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{70000}{3600} \cdot \frac{1}{820}$
 $\dot{q} = \mathbf{0.0237 \text{ m}^3/\text{s}}$

La vitesse : $v = \frac{0.0237}{0.02073} = \mathbf{1.14 \text{ m/S}}$

De l'équation(II-10): $Re = \frac{\rho \cdot d_h \cdot u}{\mu} = \frac{820 \cdot 1.14 \cdot 14.83 \cdot 10^{-3}}{3.2 \cdot 10^{-3}}$
 $Re = \mathbf{4332}$

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{k} = \frac{3.2 \cdot 10^{-3} \cdot 2.05 \cdot 10^3}{0.134}$$

$$Pr = \mathbf{48.96}$$

$$\frac{L}{D} = \frac{5}{0.01483} = \mathbf{337}$$

A partir de la figure (II.6) :

$$j_h = 3.2 \cdot 10^{-3}$$

De l'équation (II-16):

$$Nu = 3.2 \cdot 10^{-3} \cdot 4332 \cdot 48.96^{0.33}$$

$$Nu = \mathbf{50.06}$$

$$h_i = 50.06 \cdot \frac{0.134}{14.83 \cdot 10^{-3}}$$

$$h_i = \mathbf{452 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}}$$

La valeur du coefficient h_i est clairement trop bas si $U_o = 300 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$. La vitesse côté tube semblait faible, on augmente donc le nombre de passages de tube à quatre (4). Cela réduira de moitié la section transversale à chaque passage et doublera la vitesse.

Avec :

$$v = \frac{0.0237}{0.02073} \cdot 2 = 2 \cdot 1.14 = \mathbf{2.3 \text{ m/S}}$$

Donc :

$$Re = \frac{820 \cdot 1.14 \cdot 14.83 \cdot 10^{-3}}{3.2 \cdot 10^{-3}} \cdot 2 = 2 \cdot 4332 = \mathbf{8664}.$$

Aussi à partir de la figure (II.6).

$$jh = \mathbf{3.8 \cdot 10^{-3}}$$

$$hi = \left(\frac{0.134}{14.83 \cdot 10^{-3}} \right) \cdot 3.8 \cdot 10^{-3} \cdot 8664 \cdot (48.96)^{0.33}$$

$$hi = \mathbf{1074 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}}$$

Comme résultat, la valeur de hi est acceptable.

II.10. Etape 10 : Coefficient de transfert de chaleur coté calandre

La méthode de Kern sera utilisée tels que mentionner sur le chapitre 2 de notre étude. Avec quatre passages de tube, le diamètre de la calandre sera plus grand que celui calculé pour deux Passes.

Du tableau(I.1), les coefficients utilisés pour calculer D_b seront :

$$\mathbf{K_1 = 0.175 \text{ et } n_1 = 2.285.}$$

De l'équation (I-1) :

$$D_b = 19.05 \left(\frac{240}{0.175} \right)^{\frac{1}{2.285}}$$

$$D_b = \mathbf{450 \text{ mm (0.450 m)}}$$

La distance entre le faisceau et la calandre est toujours d'environ 56 mm figure (I.14) ce qui donne,

$$D_s - D_b = 56$$

$$D_s = \mathbf{506 \text{ mm}}$$

Dans un premier essai, prenons l'espacement des chicanes = $D_s/5$,

$$l = \frac{D_s}{5} = \frac{506}{5} \approx \mathbf{100 \text{ mm}}$$

Cet espacement doit permettre un bon transfert de chaleur sans chute de pression trop importante.

De l'équation (II-18):

$$A_s = \frac{(p_t - d_o) D_s l}{p_t}$$

Avec

$$P_t = 1,25 \times d_0 = 23,81 \text{ mm},$$

Donc,

$$A_s = \frac{(23,81 - 19,05)}{23,81} * 506 * 100$$

$$A_s = 10116 \text{ mm}^2$$

De l'équation (II-22)

$$de = \frac{1,10}{19,05} (23,81^2 - 0,917 * 19,05^2)$$

$$de = 13,52 \text{ mm}$$

Débit volumétrique côté calandre : $V = \frac{20000}{3600} * \frac{1}{730} = 0,0076 \text{ m}^3/\text{s}$

Vitesse côté calandre

$$:v = \frac{0,0076}{0,01012} = 0,75 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{730 * 0,75 * 13,52 * 10^{-3}}{0,43 * 10^{-3}}$$

$$Re = 1,72 * 10^4$$

$$Pr = \frac{2,47 * 10^3 * 0,43 * 10^{-3}}{0,132}$$

$$Pr = 8,05$$

Utilisez des chicane segmentaires avec une coupe de 25%. Cela devrait donner un coefficient de transfert thermique raisonnable sans perte de charge trop importante.

De la Figure (II.10) : $j_h = 4,52 \times 10^{-3}$

En négligeant la correction de la viscosité : $Nu = \frac{h_s d_i}{\lambda_f} = j Re Pr^{0,33}$

$$h_s = \left(\frac{0,132}{13,52} 10^3 \right) * 4,52 * 10^{-3} * 17214 * 8,05^{0,33}$$

$$h_s = 1505 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

II.11. Etape 11 : Calcul du coefficient globale (U)

De l'équation (II-7)

$$U_{cal} = \left[\left(\frac{1}{1074} + 0,00035 \right) \frac{19,05}{14,83} + \frac{19,05 * 10^{-3} * \ln\left(\frac{19,05}{14,83}\right)}{2 * 55} + \frac{1}{1505} + 0,0002 \right]^{-1}$$

$$U_{cal} = 386 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

$$0 < \frac{U_{calc} - U_0}{U_0} < 30\%$$

$$\frac{386-300}{300} = 28\% < 30\%$$

La valeur du coefficient globale d'échange thermique calculée est au-dessus de l'estimation initiale de 300 W/m²C. Le nombre de tubes pourrait éventuellement être réduit, mais on vérifie d'abord les chutes de pression

II.12. Etape 12 : La chute de pression cotée tube (ΔP)

A partir la Figure (II.7) : $j_f = 5 \cdot 10^{-3}$

De l'équation (II-17) :

$$\Delta P = 4 \left(8 * 5 * 10^{-3} * \left(\frac{5000}{14.83} \right) + 2.5 \right) \frac{(820 * 2.3^2)}{2}$$

$$\Delta P = 138810 \text{ N/m}^2 = \mathbf{1.4 \text{ bar}}$$

Ce résultat est plus grand que la valeur définit sur la spécification technique de 0.8 bar. Pour obtenir un résultat proche, on va modifier quelques paramètres : la vitesse de tube et le nombre de tube. On refait le calcul des étapes 6 aux étapes 11 avec un échangeur 4 passes coté tube.

a. Nombre de tube:

On a:
$$N_{tube} = \frac{240}{\left(\frac{0.6}{1.4} \right)^{0.5}}$$

$$N_{tube} = \mathbf{365}, \quad \text{on prend } \mathbf{360 \text{ tubes}}$$

b. Diamètre de la calandre

De l'équation (I-1) : on calcule le diamètre de la calandre : $Db = 19.05 \left(\frac{360}{0.175} \right)^{\frac{1}{2.285}}$

$$\mathbf{Db = 537mm}$$

De la figure (I.14), La distance entre le faisceau et la calandre est d'environ 59 mm, ce qui donne :

$$D_s - D_b = 59$$

Donc,
$$D_s = \mathbf{596mm}$$

c. La vitesse modifiée du fluide coté tube :

Nombre de tube par passe : $N_p = 360/4 = 90$

La section transversale par passe : $S = \frac{\pi}{4} (14.83 * 10^{-3})^2 = \mathbf{0.00017 \text{ mm}^2}$

La surface par passe : $s = 90 * 0.00017 = \mathbf{0.0153 \text{ mm}^2}$

Le débit volumique : $V = \frac{70000}{3600} * \frac{1}{820} = \mathbf{0.0237 \text{ m}^3/s}$

La vitesse : $v = \frac{0.0237}{0.0153} = \mathbf{1.52 \text{ m/s}}$

d. Le coefficient de transfert de chaleur modifiée coté tube :

Le nombre de Reynold : $Re = \frac{820 * 1.52 * 14.83 * 10^{-3}}{3.2 * 10^{-3}}$

$$Re = 5792$$

$$\frac{L}{d} = \frac{5000}{14.83} = 357$$

De la figure (II.6) : $jh = 3.6 * 10^{-3}$

$$h_i = \left(\frac{0.134}{14.83} * 10^3 \right) * 3.6 * 10^{-3} * 5792 * 48.96^{0.33}$$

$$h_i = \mathbf{680 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}}$$

De la figure (II.7) : $j_f = 5.35 * 10^{-3}$

e. La chute de pression cotée tube modifiée

$$\Delta P = 4 \left(8 * 5.35 * 10^{-3} * \left(\frac{5000}{14.83} \right) + 2.5 \right) * \frac{820 * 1.52^2}{2}$$

$$\Delta P = 66029 \text{ N/m} = \mathbf{0.66 \text{ bar}}$$

Le résultat obtenu est valable parce qu'elle est plus proche de la valeur désirée de 0,8 bar.

f. Le coefficient de transfert de chaleur modifiée coté calandre :

Le diamètre équivalent : $d_e = 13.52 \text{ mm}$ (déjà calculé)

La surface d'écoulement : $A_s = \frac{(23.83 - 19.05)}{23.83} * 596 * 100 = 0.011915 \text{ m}^2$

La vitesse d'écoulement : $v = \frac{0.0076}{0.011915} = 0.63 \text{ m/s}$

Le nombre de Reynold : $Re = \frac{730 * 0.63 * 13.52 * 10^{-3}}{0.43 * 10^{-3}} = 14644 \approx 1.5 * 10^4$

Le nombre de Prandtl : $Pr = 8.05$ (déjà calculé)

De la Figure (II.10) : $J_h = 4.8 * 10^{-3}$

De l'équation (II-15) : $h_s = \left(\frac{0.132}{13.52 * 10^{-3}} \right) * 4.8 * 10^{-3} * 14644 * 8.05^{0.33}$

$$h_s = 1366 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}.$$

De la figure (II.11) $j_f = 4.6 * 10^{-2}$

De l'équation (II-25) : $\Delta P = 8 * 4.6 * 10^{-2} * \left(\frac{596}{13.52} \right) \left(\frac{5000}{100} \right) * \frac{730 * (0.63)^2}{2}$

$$\Delta P = 12051 \text{ N/m}^2 \approx \mathbf{1,12 \text{ bar}}$$

Ce résultat est trop élevé ; la spécification ne permettait que 0,8 dans l'ensemble. Donc on vérifie le coefficient global pour voir s'il est possible de modifier la conception côté calandre.

g. Le coefficient global de transfert de chaleur modifiée :

De l'équation (II-7) :

$$U_{cal} = \left[\left(\frac{1}{680} + 0.00035 \right) \frac{19.05}{14.83} + \frac{19.05 * 10^{-3} * \ln \left(\frac{19.05}{14.83} \right)}{2 * 55} + \frac{1}{1366} + 0.0002 \right]^{-1}$$

$$U_{cal} = 302 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

On calcule la nouvelle surface à partir de nouveau nombre de tube (360).

La surface d'un tube : $S = \pi * d * L = 3.14 * 19.05 * 10^{-3} * 5$

$$S = 0,2992 \text{ m}^2$$

Alors : $A = 360 * 0.2992$

$$A = 107.7 \text{ m}^2$$

Donc : $U_{0,requis} = \frac{\phi}{A_0 * DTLM} = \frac{1509.4 * 10^3}{(107.7 * 71)}$

$$U_{0,requis} = 197 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

Le coefficient global estimé est bien supérieur à celui requis pour la conception. Ce qui permet de réduire la chute de pression côté calandre.

h. Coefficient d'échange coté calandre :

Le choix de l'espacement entre les chicanes : les valeurs standardisées de l'espacement entre les chicanes varient de 0.2 jusqu'à 1 fois le diamètre de calandre.

Dans ce cas. En choisissant une valeur de 0.25 et connaissant de diamètre de calandre $D_c=596$ mm, on peut donc calculer l'espacement entre les chicanes noté l_B :

$$l_B = 596 * 0.25 = \mathbf{149 \text{ mm.}}$$

On prend $l_B=140$ mm

Donc La surface d'écoulement : $As = \frac{(23.81-19.05)}{23.81} * 596 * 140 = 0.016681m^2$

La vitesse d'écoulement : $v = \frac{0.0076}{0.01668} = 0.455 \text{ m/S}$

Le nombre de Reynold : $Re = \frac{730*0.455*13.52*10^{-3}}{0.43*10^{-3}} = 10443 \approx 1.04 * 10^4$

Le nombre de Prandtl : $Pr = 8.05$ (déjà calculé)

De la figure (II.10) : $jh = 5.8 * 10^{-3}$ et $jf = 4.9 * 10^{-2}$

De l'équation (II-24) : $h_s = \left(\frac{0.132}{13.52*10^{-3}} \right) * 5.8 * 10^{-3} * 10443 * 8.05^{0.33}$

$$\mathbf{h_s = 1176 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}}$$

De l'équation (II-7) :

$$U_o = \left[\left(\frac{1}{680} + 0.00035 \right) \frac{19.05}{14.83} + \frac{19.05 * 10^{-3} * \ln \left(\frac{19.05}{14.83} \right)}{2 * 55} + \frac{1}{1176} + 0.0002 \right]^{-1}$$

$$\mathbf{U_o = 295 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}}$$

De l'équation (II-25) : $\Delta P = 8 * 4.9 * 10^{-2} * \left(\frac{596}{13.52} \right) \left(\frac{5000}{140} \right) * \frac{730*(0.455)^2}{2}$

$$\mathbf{\Delta P = 47069,71 \text{ N/m}^2 \approx 0.47 \text{ bar}}$$

La chute de pression est maintenant bien conforme aux spécifications.

III. Récapitulatif des résultats :

Paramètre	Caractéristique
Type d'échangeur de chaleur	Anneau fendu, tête flottante, un passe coté calandre, 4 passes côté tube.
Matériau de construction	Acier en Carbon
Diamètre extérieur des tubes	19,05 mm
Diamètre intérieur des tubes	14,83 mm
Fluide circulant coté tube	Pétrole
Fluide circulant coté calandre	Kérosène
La longueur du tube	5000 mm
Nombre de tube	360
Disposition du tube	Pas triangulaire
Le pas	23,83 mm
Nombre de passe	1 passe coté calandre et 4 passes côté tube
Surface de transfert de chaleur	107.7 m ²
Diamètre de la calandre	596 mm
L'espacement des chicanes	140 mm
Résistance d'encrassement coté tube	0,00035 (W/ m ² °C) ⁻¹
Résistance d'encrassement côté calandre	0,0002 (W/m ² °C) ⁻¹
Chutes de pression coté tube	0.65 bar
Chutes de pression côté calandre	0.47 bar
Coefficient de transfert côté tube	680 W/m ² . °C
Coefficient de transfert côté calandre	1366 W/m ² . °C
Coefficient d'échange global	295 W/m ² . °C

Partie II- Dimensionnement Thermique par la méthode numérique

I. Introduction :

La simulation est un outil utilisé dans différents domaines de l'ingénierie et de la recherche en général, permettant d'analyser le comportement d'un système avant de l'implémenter et d'optimiser son fonctionnement en testant différentes solutions et différentes conditions opératoires. Elle s'appuie sur l'élaboration d'un modèle du système, et permet de réaliser des scénarios et d'en déduire le comportement du système physique analysé. Un modèle n'est pas une représentation exacte de la réalité physique, mais il est seulement apte à restituer les caractéristiques les plus importantes du système analysé. Il existe plusieurs types de modèle d'un système physique : allant du modèle de représentation qui ne s'appuie que sur des relations mathématiques traduisant les grandes caractéristiques de son fonctionnement, jusqu'au modèle de connaissance complexe issu de l'écriture des lois physiques régissant les phénomènes mis en jeu. Le choix du type de modèle dépend principalement des objectifs poursuivis.

II. But de simulation :

Le simulateur HYSYS est l'un des plus performants logiciels de simulation. Le simulateur HYSYS peut être utilisé lors de la conception d'un procédé industriel afin d'établir des bilans de matière et d'énergie d'un procédé industriel et dimensionner les équipements de ce procédé ou de bien dans le suivi des procédés qui sont déjà installés afin de réajuster les paramètres de fonctionnement dans le cas de changement de compositions de l'alimentation ou des conditions de fonctionnement de certains équipements et de déterminer les performances des équipements.

II.1. Description du simulateur HYSYS :

HYSYS est un logiciel de simulation des procédés de génie chimie, développé par la société canadienne HYPROTECH, il est utilisé aussi dans l'engineering (station de compression, canalisation...etc.). Il a été conçu pour permettre le traitement d'une vaste gamme de problèmes allant de la séparation bi, tri-phasique simple jusqu'à la distillation et la transformation chimique.

HYSYS est un outil de dimensionnement utilisé pour s'assurer que les conceptions optimales sont identifiées. Il est aussi utilisé pour modéliser les unités existantes et assurer que les équipements sont par spécification performants, ainsi évaluer et améliorer les procédés existants

Les ingénieurs engagés dans l'engineering de design utilisent le logiciel HYSIS pour faire des calculs rapides en utilisant des modèles efficaces et des techniques optimales.

La simulation par HYSYS réduit les coûts de l'engineering par :

- Des calculs rapides de différents designs en utilisant des model efficaces et des techniques optimales pour s'assurer que les équipements du procédé sont correctement spécifiés afin de délivrer les caractéristiques du produit voulues aux rendements de la production désirés.
- Création de modèles qui peuvent être appliqués durant le fonctionnement de l'unité à partir du design de conception jusqu'aux détails : Estimation, formation et optimisation.

Le HYSYS demande, pour définir ces corps, de remplir un tableau de valeurs à utiliser lors des calculs. En outre, pour caractériser les mélanges d'hydrocarbures complexes, il est possible d'utiliser les résultats d'analyses normalisées telles que ASTM,...etc.

Le HYSYS va par la suite utiliser ces données pour générer un nombre fini (choisi par l'utilisateur) de pseudo-corps repérés par Leurs points d'ébullition normaux pour représenter ces mélanges.

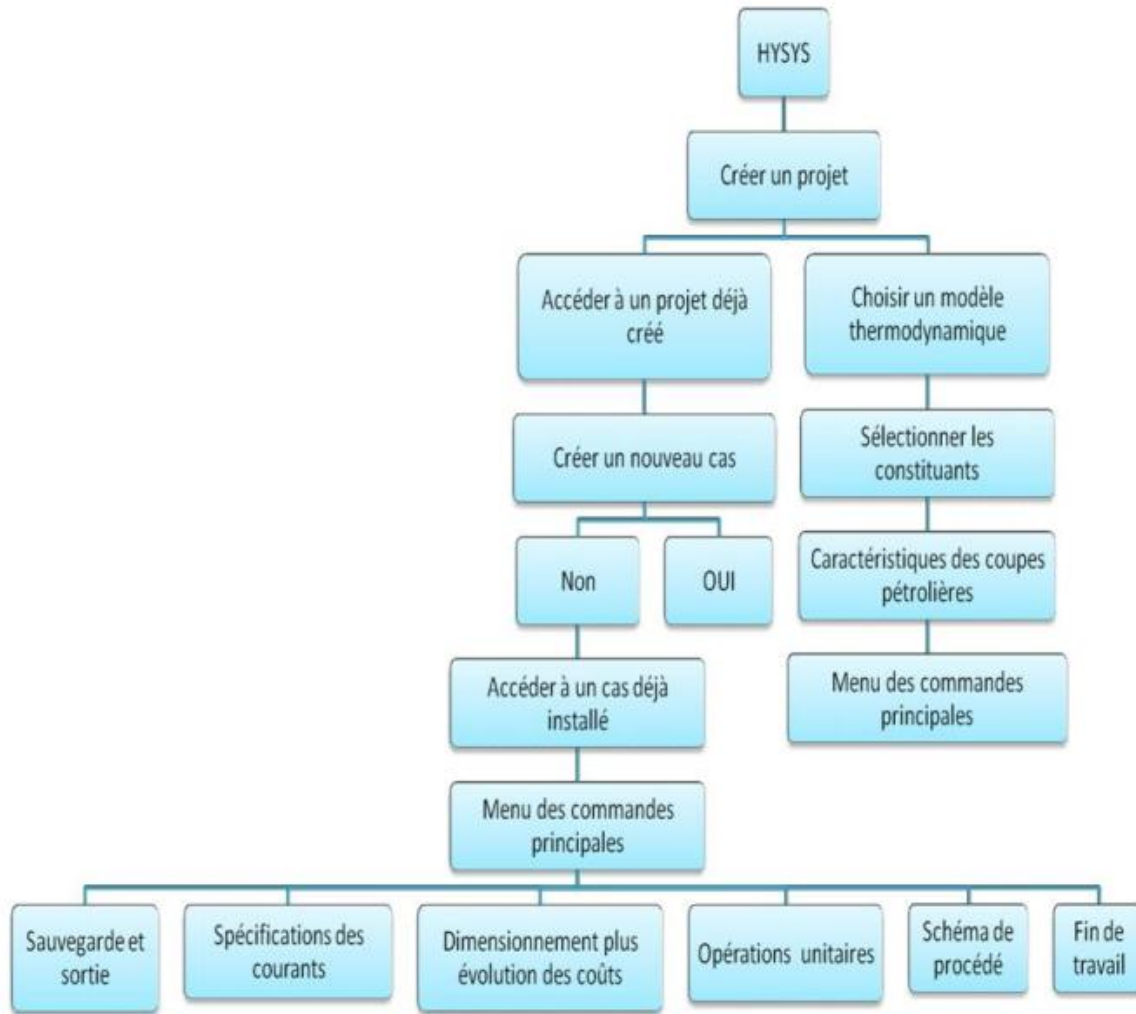


Figure. III.2. Structure opérationnelle de HYSYS

II.1.a Utilisation de la simulation :

Les différentes tâches qu'un simulateur de procédé devrait effectuer sont :

i. Dans la conception (engineering) :

- La résolution des bilans de matières et d'énergie.
- Le dimensionnement des équipements.
- L'évaluation économique du procédé
- L'optimisation du procédé

ii. Dans le suivi des procédés :

- Réajustement des paramètres de fonctionnement dans le cas des changements de composition de l'alimentation.
- Détermination de la performance des équipements.

II.1.b Simulation de l'échangeur à tubes et calandre avec le simulateur HYSYS

La fiche de spécification de l'échangeur de chaleur étudié dans la partie I de ce chapitre sera utilisée pour simulation sur Hysys. La Figure III-3 représente l'échangeur simulé avec les conditions d'entrée et de sortie des deux fluides (kérosène et pétrole brut).

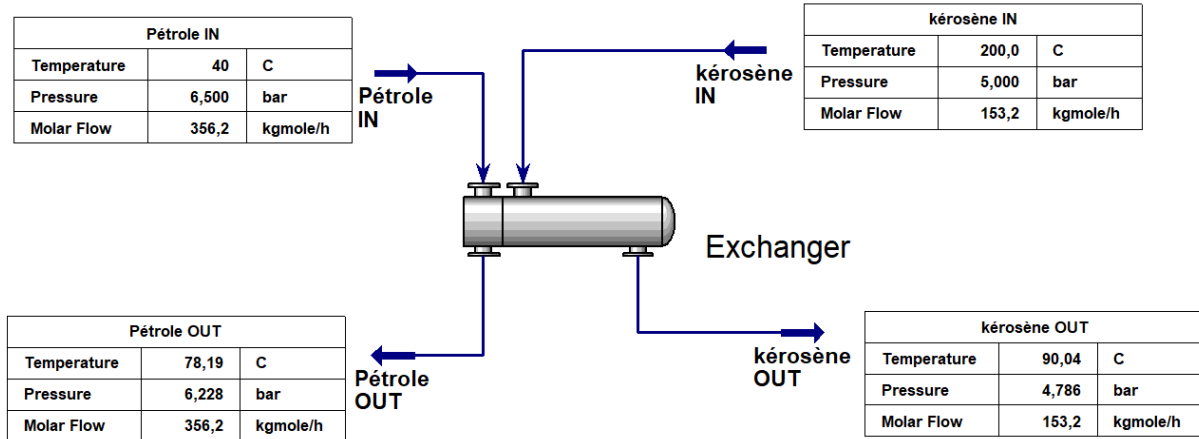


Figure. III.3 échangeurs simulé sur HYSYS

L'échangeur de chaleur simulé est de type tube et calandre avec anneau fendu et tête flottante, un passe coté calandre, 4 passes côté tube, de type A-E-L selon TEMA. Les dimensions de cet échangeur sont présentées sur la figure III.4.



Figure. III.4 Géométrie et type de l'échangeurs simulé sur HYSYS

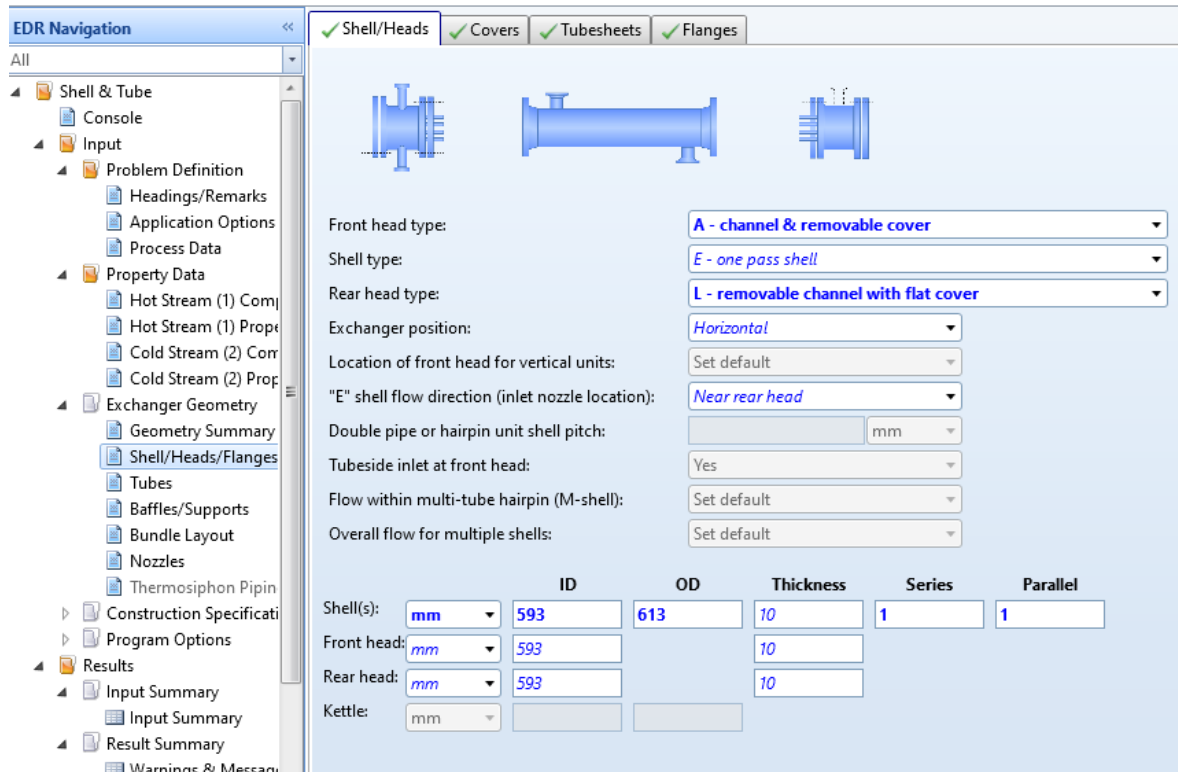


Figure. III.5 Dimensions et nombre de passe de la calandre

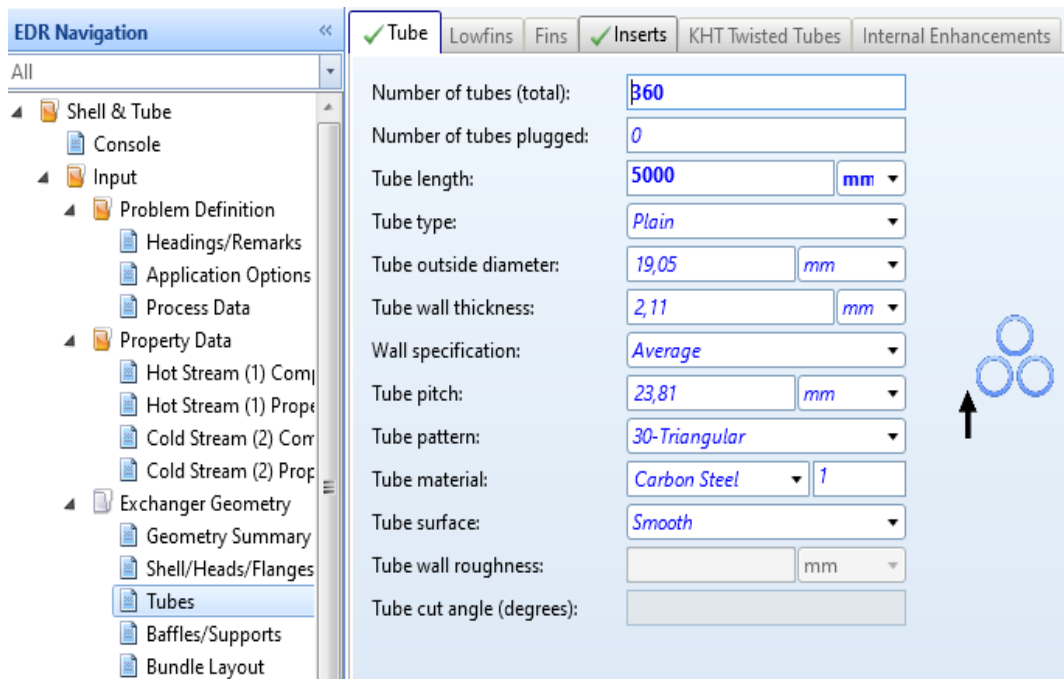


Figure. III.6 Dimensions des tubes

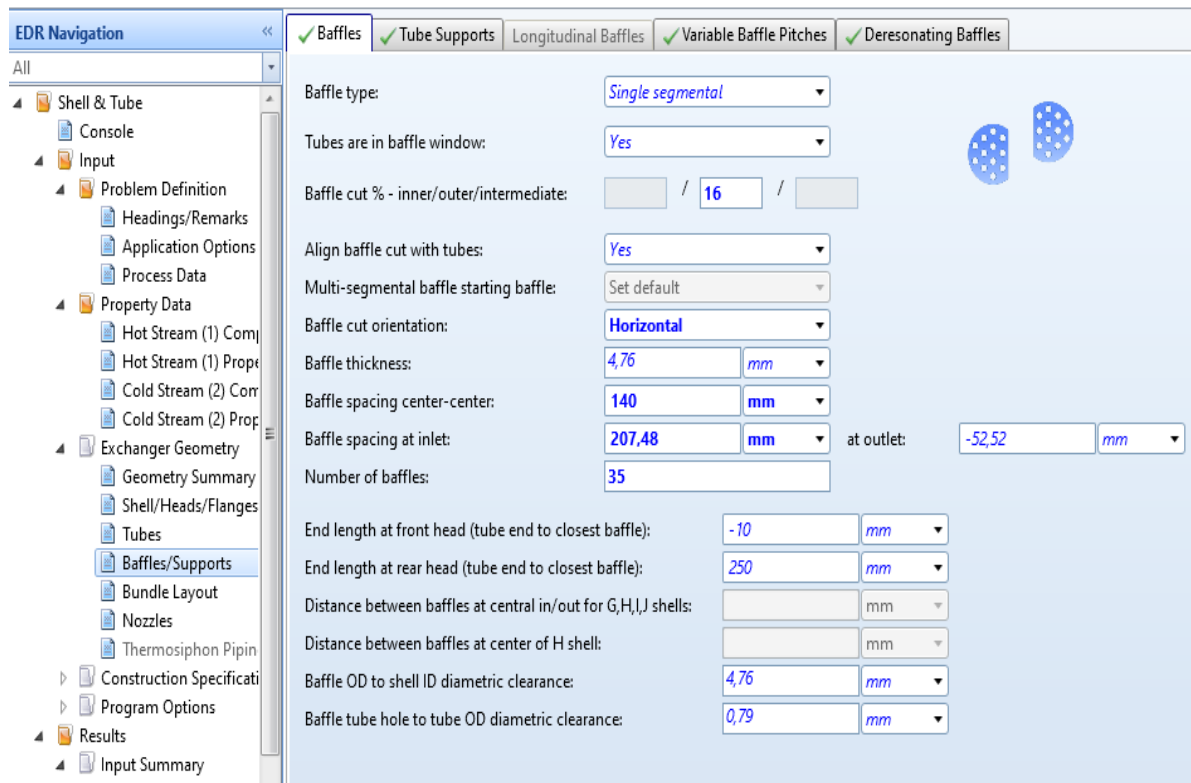


Figure. III.7 Dimensions et type de chicane

II.2 Résultats de simulation et interpréations

Le tableau III-3 illustre les paramètres thermiques calculé par hysys tels que la température moyenne logarithmique (DTLM) et le flux de chaleur.

La valeur de la DTLM obtenue par Hysys est plus proche de notre valeur calculé dans la partie 2 de cette étude avec une différence de 0.1 °C .la même remarque est valable pour la valeur de la DTLM corrigé calculé par hysys qui vaut 72.27 °C avec une différence de 1.25 °C de celle calculé analytiquement.

Temperature Difference	°C	Heat Flux (based on tube O.D)	kW/m ²
Overall effective MTD	72,27	Overall actual flux	24,2
One pass counterflow MTD	82,27	Critical heat flux (at highest ratio)	
LMTD based on end points	80,61	Highest actual flux	55,4
Effective MTD correction factor	0,9	Highest actual/critical flux	
Wall Temperatures °C			
Shell mean metal temperature			132,16
Tube mean metal temperature			90,9
Tube wall temperatures (highest/lowest)		126,89 /	63,44

Tableau III-3 Calcul DTLM et la densité du flux de chaleur sur Hysys

Les différents paramètres de performance de notre échangeur étudié sont représentés sur le tableau III-4. Nous tenons à noter que nos résultats analytiques sont en concordance avec ceux obtenues par Hysys avec des taux d'erreur in significatifs.

Aspen Exchanger Design and Rating Shell & Tube V9

File:

Printed: 16/04/2020 at 19:17:19

Overall Performance

Rating / Checking		Shell Side		Tube Side	
Total mass flow rate	kg/h	20000		70000	
Vapor mass flow rate (In/Out)	kg/h	0	0	0	0
Liquid mass flow rate	kg/h	20000	20000	70000	70000
Vapor mass quality		0	0	0	0
Temperatures	°C	200	89,97	40	78,22
Dew point / Bubble point	°C	229,52	229,05	347,18	346,85
Operating Pressures	bar	5	4,94197	6,5	6,03322
Film coefficient	W/(m²-K)	721,4		1049,8	
Fouling resistance	m²-K/W	0,00035		0,00026	
Velocity (highest)	m/s	0,56		1,71	
Pressure drop (allow./calc.)	bar	0,8	0,05803	0,8	0,46678
Total heat exchanged	kW	1531,9		Unit AEL 4 pass 1 ser 1 par	
Overall clean coeff. (plain/finned)	W/(m²-K)	419,2 /		Shell size 593 - 5000 mm	Hor
Overall dirty coeff. (plain/finned)	W/(m²-K)	334,2 /		Tubes Plain	
Effective area (plain/finned)	m²	105,9 /		Insert None	
Effective MTD	°C	72,27		No. 360 OD 19,05 Tks 2,11 mm	
Actual/Required area ratio (dirty/clean)		1,67 / 2,09		Pattern 30 Pitch 23,81 mm	
Vibration problem (HTFS)		No		Baffles Single segmental Cut(%d) 16,29	
RhoV2 problem		No		Total cost 37362 Dollar(US)	

Heat Transfer Resistance

Shell side / Fouling / Wall / Fouling / Tube side



Tableau. III.4 paramètres de performance globale de l'échangeur

Resistance Distribution

Overall Coefficient / Resistance Summary			Clean	Dirty	Max Dirty
Area required (tube OD base)	m²		50,6	63,4	105,9
Area ratio: actual/required			2,09	1,67	1
Overall coefficient	W/(m²-K)		419,2	334,2	200,2
Overall resistance	m²-K/W		0,00239	0,00299	0,005
Shell side fouling	m²-K/W		0	0,00035	0,00151
Tube side fouling			0	0,00026	0,0011
Resistance Distribution	W/(m²-K)	m²-K/W	%	%	%
Shell side film	721,4	0,00139	58,12	46,33	27,75
Shell side fouling	2857,1	0,00035		11,7	30,14
Tube wall	21521,5	5E-05	1,95	1,55	0,93
Tube side fouling *	3893,3	0,00026		8,58	22,12
Tube side film *	1049,8	0,00095	39,94	31,84	19,07

* Based on outside surface - Area ratio: Ao/Ai = 1,28

Tableau. III.5 les résistances thermiques de l'échangeur

Overall Summary

1	Size	593	X	5000	mm	Type	AEL	Hor	Connected in	1 parallel	1 series		
2	Surf/Unit (gross/eff/finned)	107,7	/	105,9	/				m ² Shells/unit	1			
3	Surf/Shell (gross/eff/finned)	107,7	/	105,9	/				m ²				
4	Rating / Checking	PERFORMANCE OF ONE UNIT											
5		Shell Side				Tube Side		Heat Transfer Parameters					
6	Process Data		In	Out		In	Out		Total heat load	kW	1531,9		
7	Total flow		kg/h	20000		70000			Eff. MTD/ 1 pass MTD	°C	72,27 / 82,27		
8	Vapor		kg/h	0		0			Actual/Reqd area ratio - fouled/clean		1,67 / 2,09		
9	Liquid		kg/h	20000		20000		70000	70000				
10	Noncondensable		kg/h	0		0			Coef./Resist.	W/(m ² -K)	m ² -K/W	%	
11	Cond./Evap.		kg/h	0		0			Overall fouled	334,2	0,00299		
12	Temperature		°C	200		89,97		40	78,22	Overall clean	419,2	0,00239	
13	Dew / Bubble point		°C	229,52		229,05		347,18	346,85	Tube side film	1049,8	0,00095	31,84
14	Quality			0		0		0	0	Tube side fouling	3893,3	0,00026	8,58
15	Pressure (abs)		bar	5		4,94197		6,5	6,03322	Tube wall	21521,5	5E-05	1,55
16	DeltaP allow/cal		bar	0,8		0,05803		0,8	0,46678	Outside fouling	2857,1	0,00035	11,7
17	Velocity		m/s	0,56		0,48		1,37	1,71	Outside film	721,4	0,00139	46,33
18	Liquid Properties									Shell Side Pressure Drop	bar	%	
19	Density		kg/m ³	608,72		711,8		803,45	775,71	Inlet nozzle	0,01661	28,61	
20	Viscosity		cp	0,1557		0,373		1,9775	1,0302	InletspaceXflow	0,00154	2,64	
21	Specific heat		kJ/(kg-K)	2,779		2,251		1,983	2,142	Baffle Xflow	0,0237	40,82	
22	Therm. cond.		W/(m-K)	0,0937		0,1064		0,1186	0,1139	Baffle window	0,00481	8,29	
23	Surface tension		N/m							Outlet space Xflow	0,00145	2,49	
24	Molecular weight			130,54		130,54		196,51	196,51	Outlet nozzle	0,00994	17,13	
25	Vapor Properties									Intermediate nozzles			
26	Density		kg/m ³							Tube Side Pressure Drop	bar	%	
27	Viscosity		cp							Inlet nozzle	0,03513	7,54	
28	Specific heat		kJ/(kg-K)							Entering tubes	0,02026	4,35	
29	Therm. cond.		W/(m-K)							Inside tubes	0,37553	80,57	
30	Molecular weight									Exiting tubes	0,03146	6,75	
31	Two-Phase Properties									Outlet nozzle	0,00373	0,8	
32	Latent heat		kJ/kg							Intermediate nozzles			
33	Heat Transfer Parameters									Velocity / Rho*V2	m/s	kg/(m-s ²)	
34	Reynolds No. vapor									Shell nozzle inlet	1,91	2229	
35	Reynolds No. liquid			41526,99		17335,35		8276,74	19065,31	Shell bundle Xflow	0,56	0,48	
36	Prandtl No. vapor									Shell baffle window	0,55	0,47	
37	Prandtl No. liquid			4,62		7,89		33,08	19,37	Shell nozzle outlet	1,64	1906	
38	Heat Load									Shell nozzle interm			
39	Vapor only		kW	0		0					m/s	kg/(m-s ²)	
40	2-Phase vapor			0		0				Tube nozzle inlet	2,95	6976	
41	Latent heat			0		0				Tubes	1,37	1,71	
42	2-Phase liquid			0		0				Tube nozzle outlet	1,34	1403	
43	Liquid only			-1531,9		1531,9				Tube nozzle interm			
44	Tubes									Baffles			
45	Type					Plain		Type	Single segmental	Nozzles: (No./OD)			
46	ID/OD		mm	14,83	/	19,05		Number	33	Shell Side		Tube Side	
47	Length act/eff		mm	5000	/	4915		Cut(%d)	16,29	Inlet	mm 1 / 88,9	1 / 114,3	
48	Tube passes			4				Cut orientation	H	Outlet	1 / 88,9	1 / 168,28	
49	Tube No.			360				Spacing: c/c	mm 140	Intermediate	/	/	
50	Tube pattern			30				Spacing at inlet	mm 217,48	Impingement protection	None		
51	Tube pitch		mm	23,81				Spacing at outlet	mm 217,48				
52	Insert												
53	Vibration problem (HTFS / TEMA)		No	/						RhoV2 violation		No	

Tableau. III.6 Résultat global de performance de l'échangeur étudié

TEMA Sheet

Heat Exchanger Specification Sheet

1	Company: Heat exchanger Larbi						
2	Location: Ain Temouchent						
3	Service of Unit:			Our Reference:			
4	Item No.:			Your Reference:			
5	Date: 08-03-2020	Rev No.:	Job No.:				
6	Size: 593 - 5000	mm	Type: AEL	Horizontal	Connected in: 1	parallel	1 series
7	Surf/unit(eff.)	105,9	m ²	Shells/unit	1	Surf/shell(eff.)	105,9 m ²
8	PERFORMANCE OF ONE UNIT						
9	Fluid allocation		Shell Side		Tube Side		
10	Fluid name		kérosène IN->kérosène OUT		Pétrole IN->Pétrole OUT		
11	Fluid quantity, Total		20000		70000		
12	Vapor (In/Out)		0		0		
13	Liquid		20000		70000		
14	Noncondensable		0		0		
15							
16	Temperature (In/Out)		200		89,97		
17	Dew / Bubble point		229,52		229,05		
18	Density Vapor/Liquid		/ 608,72		/ 711,8		
19	Viscosity		/ 0,1557		/ 0,373		
20	Molecular wt, Vap						
21	Molecular wt, NC						
22	Specific heat		kJ/(kg-K)		/ 2,779		
23	Thermal conductivity		W/(m-K)		/ 0,0937		
24	Latent heat		kJ/kg				
25	Pressure (abs)		bar		5		
26	Velocity (Mean/Max)		m/s		0,43 / 0,56		
27	Pressure drop, allow./calc.		bar		0,8		
28	Fouling resistance (min)		m ² -KW		0,00035		
29	Heat exchanged		1531,9 kW		MTD (corrected)		72,27 °C
30	Transfer rate, Service		200,2 Dirty		334,2 Clean		419,2 W/(m ² -K)
31	CONSTRUCTION OF ONE SHELL					Sketch	
32			Shell Side		Tube Side		
33	Design/Vacuum/test pressure		kPa		600 / /		
34	Design temperature		°C		235		
35	Number passes per shell		1		4		
36	Corrosion allowance		mm		3,18		
37	Connections		In		mm		
38	Size/Rating		Out		mm		
39	ID		Intermediate		mm		
40	Tube No. 360		OD 19,05		TksAverage 2,11		mm
41	Tube type Plain		#/m		Material Carbon Steel		Tube pattern 30
42	Shell Carbon Steel		ID 593		OD 613		mm
43	Channel or bonnet		Carbon Steel		Shell cover -		
44	Tubesheet-stationary		Carbon Steel		Channel cover Carbon Steel		
45	Floating head cover		-		Tubesheet-floating -		
46	Baffle-cross		Carbon Steel		Impingement protection None		
47	Baffle-long		-		Type Single segmental		
48	Supports-tube		U-bend		Cut(%d) 16,29		
49	Bypass seal		-		Hori:Spacing: c/c 140		
50	Expansion joint		-		Seal Type		
51	RhoV2-Inlet nozzle		2229		Inlet 217,48		
52	Gaskets - Shell side		-		Type		
53	Floating head		-		Tube-tubesheet joint Expanded only (2 grooves)(App.A "i")		
54	Code requirements		ASME Code Sec VIII Div 1		Type None		
55	Weight/Shell		3407,6		Bundle entrance 274		
56	Remarks				Bundle exit 234		
57					kg/(m-s ²)		
58					kg		

Figure. III.8 Spécification de l'échangeur de chaleur selon TEMA

D'après les résultats de la simulation récapitulés, nous pouvons dire qu'il y a concordance totale des valeurs calculées par la méthode de Kern et logiciel HYSYS, dans la plupart des grandeurs. Donc, nous avons trouvé des résultats satisfaisants qui sont confirmé par logiciel HYSYS. Le but prévu de ce calcul est atteint.

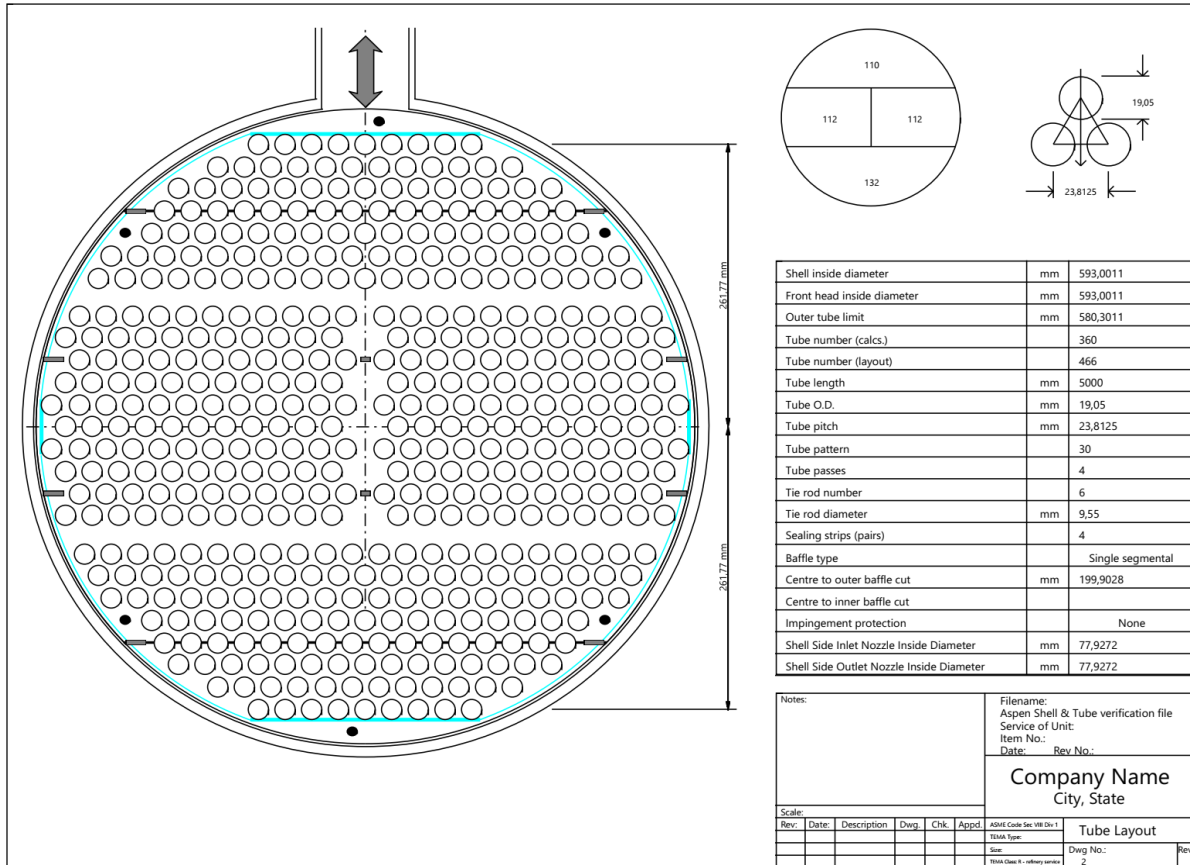


Figure. III.9 Disposition optimum des tubes d'après le logiciel

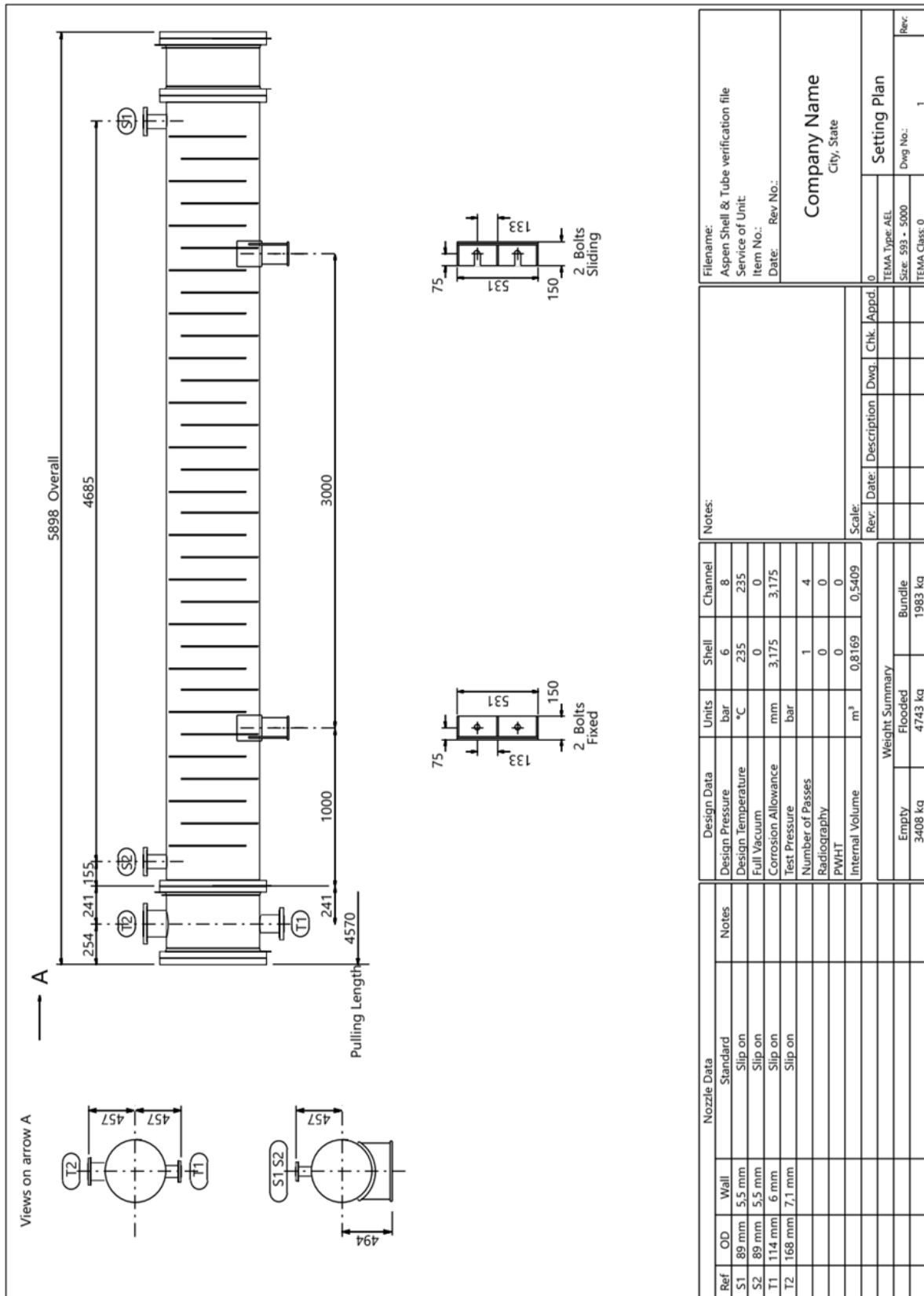


Figure. III.10 plan mécanique montrant les dimensions échangeur à tubes et calandre

III. Conclusions :

Dans ce chapitre nous avons utilisé une méthode analytique et une deuxième numérique par logiciel HYSYS pour dimensionner un échangeur de chaleur de type tube et calandre, en respectant dans notre calcul tous les paramètres utilisés ,ce qui nous a permis de calculer et visualiser les flux de matière, d'énergie et des paramètres physiques de l'écoulement des fluides circulant dans l'échangeur, .

Après analyse des résultats nous constatons que les résultats obtenus sont satisfaisants, ce qui nous confirme la fiabilité de ce logiciel.

En conclu que logiciel HYSYS est un outil de simulation pour améliorer la compréhension du process, prendre les meilleures décisions et de construire un modèle interactif avec des résultats immédiats de conception.

Conclusion Générale :

L'étude présentée dans ce mémoire consiste à faire le calcul de dimensionnement d'un échangeur de chaleur tube et calandre. Ce qui nous a permis d'approfondir nos connaissances sur ce domaine en particulier : les notions d'échange de chaleur et la description détaillée de l'échangeur tube et calandre, sa classification et ces composantes avec détails.

Pour cela nous avons mené tout d'abord une étude théorique permettant d'établir le dimensionnement thermique par la méthode analytique qui est basé sur la méthode de Kern du fait de sa simplicité et la rapidité de sa mise en œuvre.

A partir de cette étude, nous avons confirmé par une simulation numérique avec un calcul de vérification d'un modèle par logiciel Aspen HYSYS.

On a conclu que nous avons les résultats parfaits concernant la méthode de Kern comparés avec ceux trouvés par simulation avec le logiciel Aspen HYSYS.

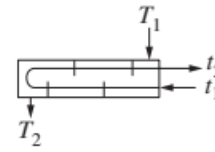
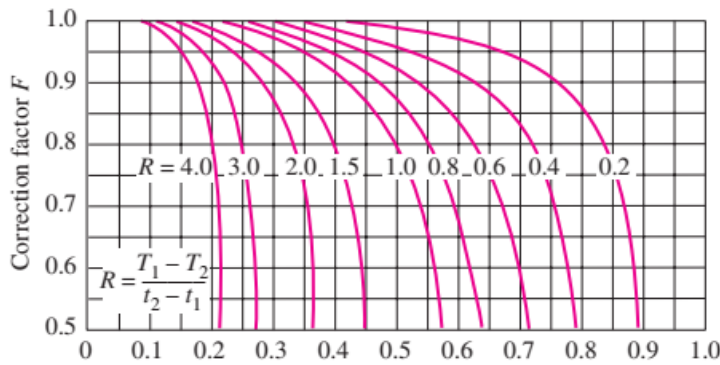
La maîtrise du logiciel de dimensionnement et de conception des échangeurs de chaleur est l'une des points positifs pour notre étude, ce qui va nous permettre d'appliquer à l'avenir ces connaissances pour le dimensionnement de plusieurs types d'échangeur de chaleur et pour plusieurs cas disponibles en industrie.

Références Bibliographiques :

- [1] Padet J. Échangeurs thermiques : méthodes globales de calcul avec 11 problèmes résolus. Paris: Masson; 1994.
- [2] Jannot Y, Meukam P. Simplified estimation method for the determination of the thermal effusivity and thermal conductivity using a low cost hot strip. *MeasSciTechnol* 2004;15:1932–8. <https://doi.org/10.1088/0957-0233/15/9/034>.
- [3] André B, Alain G, Charles G, Jacques H, Christophe M, Pierre M, et al. Échangeurs de chaleur - Description des échangeurs. *Techniques de l'ingénieur* 1995.
- [4] Crabol J. Transfert de chaleur. 2: Applications industrielles. Paris: Masson; 1990.
- [5] Christophe M, Christophe W. e-book- TOME 1 – Technologie des échangeurs et dimensionnement simple. 2014.
- [6] Chaudourne S. Echangeurs à caloducs pour la récupération de chaleur dans les processus industriels. *RevPhysAppl* (Paris) 1982;17:625–32. <https://doi.org/10.1051/rphysap:01982001709062500>.
- [7] Alain B, Serge C. Caloducs. *Techniques de l'ingénieur* 1997.
- [8] Reay DA, Kew PA, McGlen RJ. Heat pipes: theory, design and applications. Sixth edition. Amsterdam: Butterworth-Heinemann, an imprint of Elsevier; 2014.
- [9] Échangeurs de chaleur à plaques et joints. ALFA LAVAL n.d. <https://www.alfalaval.fr>.
- [10] ECHANGEUR À PLAQUES. Société RDM Distribution n.d. <https://www.rdm-distribution.com>.
- [11] Échangeurs de chaleur spiralés. ALFA LAVAL n.d. <https://www.alfalaval.fr>.
- [12] Différents types d'échangeurs de chaleurs. Wallonie Énergie SPW n.d. <https://energie.wallonie.be>.
- [13] L'ÉCHANGEUR UNIVERSEL. Thermophinn.d. <https://thermofin.net/fr> (accessed March 2, 2020).
- [14] Kuppan T. Heat exchanger design handbook. Second edition. Boca Raton: CRC Press; 2013.
- [15] Towler GP, Sinnott RK. Chemical engineering design: principles, practice, and economics of plant and process design. 2nd ed. Boston, MA: Butterworth-Heinemann; 2013.

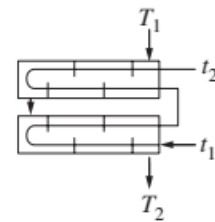
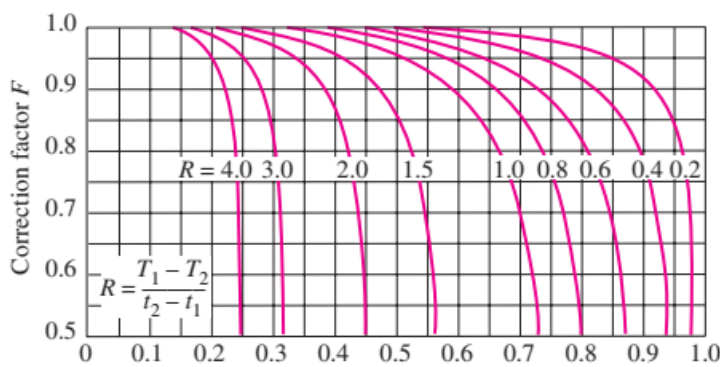
- [16] Echangeur à tubes et calandre. Process's Guide Des Techniques Des Industries de Procédé n.d. <http://processs.free.fr>.
- [17] Echangeur de chaleur tubulaire: caractéristiques techniques et principe de fonctionnement. Avantages des échangeurs de chaleur à plaques à coque et tube n.d. <https://assz.ru/fr/>.
- [18] Bennajah M, Chaouni N. Échangeurs de chaleur technologie, calcul et design. Paris: Ed. Technip; 2014.
- [19] Detrigne J. Entartrageet corrosion n.d.
- [20] Çengel YA. Heat and mass transfer: a practical approach. New Delhi: Tata McGraw-Hill; 2007.
- [21] Kern DQ. Process heat transfer. New York: McGraw-Hill; 1950.
- [22] Ludwig EE. Applied process design for chemical and petrochemical plants. 3rd ed. Houston: Gulf Pub. Co; 1995.
- [23] Rohsenow WM, Hartnett JP, Cho YI, editors. Handbook of heat transfer. 3rd ed. New York: McGraw-Hill; 1998.

Annexe A-1 : Facteur de correction F pour les échangeurs de chaleur à tube-calandre et à courant croisé



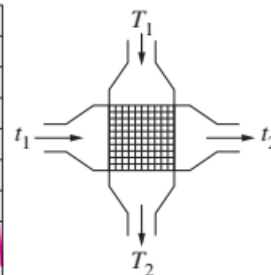
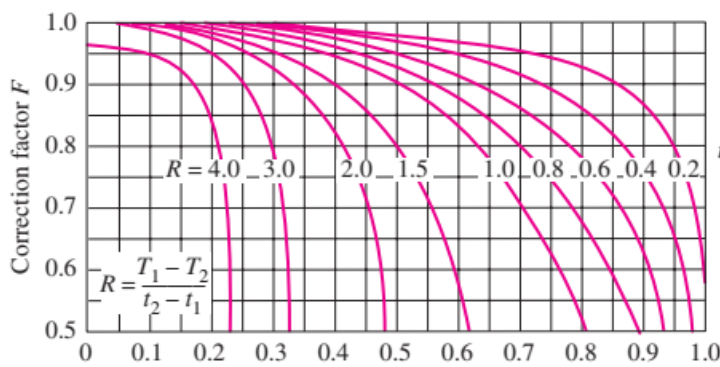
$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - T_2}$$

(a) One-shell pass and 2, 4, 6, etc. (any multiple of 2), tube passes



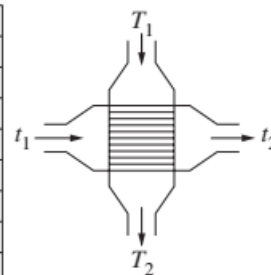
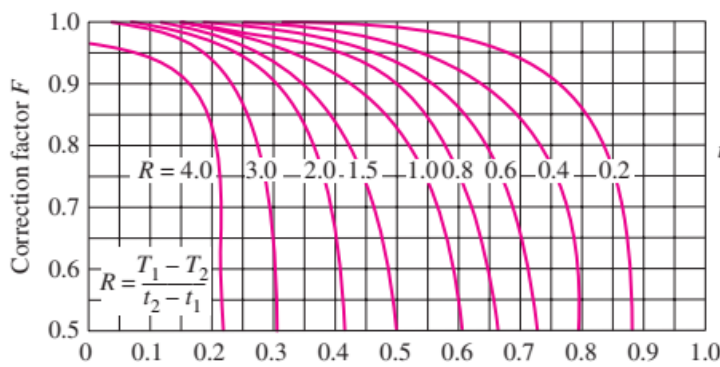
$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - T_2}$$

(b) Two-shell passes and 4, 8, 12, etc. (any multiple of 4), tube passes



$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - T_2}$$

(c) Single-pass cross-flow with both fluids *unmixed*



$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - T_2}$$

(d) Single-pass cross-flow with one fluid *mixed* and the other *unmixed*