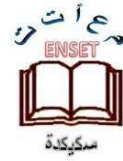


République algérienne démocratique et populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la
Recherche Scientifique

Ecole Normale Supérieure de l'Enseignement
Technologique-Skikda-



Département de Technologie

Filière : Génie mécanique

Mémoire

Présenté en vue de l'obtention du Diplôme de professeur d'enseignement
secondaire

Thème :

**Dimensionnement et caractérisation des échangeurs thermique dans la
conception des procédés**

Présenté par :

- ADDALA Mohammed abdessamed
- BAHA Ilyes

Encadrant(e) :

- Mr.KHEREIF Nacereddine Mohamed

Jury de Soutenance :

Nom et prénom	Grade	Université	Role
Bensaci mahmoud	MCB	ENSET	Président
Kherief nacereddin mohamed	MCA	ENSET	Encadrant
Fnides mohamed	MCA	ENSET	Examineur

Année Universitaire : 2023/2024

Remerciements

Louange à ALLAH, qui nous a accordé la force et la persévérance pour mener à bien ce travail, et prière et paix sur notre prophète Mohammed et sur tous ses compagnons. Nous tenons à exprimer notre profonde gratitude au **Dr.Khereif Nacereddine Mohamed**, notre directeur de mémoire, dont le soutien inlassable et les conseils éclairés ont été essentiels à la réalisation de ce travail. Ses orientations précieuses et son dévouement constant ont été une source d'inspiration tout au long de cette recherche. Nous souhaitons également à remercier profondément le comité de soutenance, composé de **Mr.BENSACI Mahmoud**, président du comité, et de **Mr. FNIDES Mohamed**, examinateur pour leurs remarques perspicaces et les suggestions judicieuses ont grandement contribué à améliorer la qualité de ce mémoire. Nous leur sommes profondément reconnaissants pour le temps et l'énergie qu'ils y ont consacrés. Nous n'oublierons jamais de remercier la direction de l'institution, représentée par le directeur **Mr. BOUJADDAR Jamal** et le chef département **Mr. RAHMONI Salah** pour le soutien et les facilités offertes tout au long de cette période ont été déterminants pour créer un environnement propice à l'étude et à la recherche. Nous tenons également à exprimer notre reconnaissance à tous les professeurs qui ont jalonné notre parcours académique au fil des années. Chacun d'eux a contribué à notre formation intellectuelle et personnelle, laissant une empreinte durable sur notre éducation. Nous les remercions sincèrement pour leur dévouement et leur engagement. Nos remerciements s'étendent aussi à toute l'administration, qui ont travaillé sans relâche pour assurer un cadre éducatif favorable et confortable à tous les étudiants. Enfin, nous souhaitons exprimer notre plus profonde gratitude à nos familles aimantes, en particulier à nos parents, pour leur soutien indéfectible et leurs encouragements constants. Ils ont toujours été notre source de motivation et de force, nous inspirant à persévérer et à exceller. ALLAH vous bénisse tous et vous guide dans vos futures entreprises.

Dédicace

Je dédie ce modeste travail à :

Mes chers parents qui m'ont toujours poussé et motivé dans mes études. Sans eux je n'aurais certainement pas fait d'études longues.

Ma famille et mes chers amis qui nous ont accordé leur soutien dans les instants les plus difficiles.

Tous nos formateurs et toute l'équipe pédagogique et administrative pour l'aide qu'ils ont toujours porté aux étudiants.

Toute personne qui de près ou de loin a participé à notre formation.

Baha Ilyes

Dédicace

À mes très chers parents,

A mes frères (Mabrouk, Takieddine, Moncef)

À mes deux sœurs

À ma grand-mère et toute ma famille.

Je tiens à vous Didier ces quelques mots pour vous exprimer ma gratitude et ma reconnaissance pour tout le soutien que vous m'avez apporté tous au long de mes études.

À mes amis qui sont mes frères (Gouni said, Abdelbaki dhiyaeddine, Benaissa hichem, Benchikh aymen, Zerouti houssem, Baha ilyes, Gherabi ouail, Gherabi yasser et Aroussi sami)

Vous avez été mes compagnons de route, mes confidents et mes partenaires pendant toutes ces années .vous m'avez accompagné et soutenu même pendant les moments difficiles, votre amitié est l'une des choses les plus précieuses que j'ai dans ma vie.

Je suis fier de partager ce moment de réussite avec vous. Ce succès c'est le nôtre. Merci de m'avoir soutenu, Encourager et accompagner tout au long de ce parcours.

Je vous dédie cette réussite, et je veux remercier pour tout ce que vous avez fait pour moi. Vous serez toujours une source d'inspiration.

Avec toute mon affection

ADDALA Mohammed abdessamed

ملخص:

تُقدم هذه الدراسة مراجعة شاملة لتصميم مبادل حراري أنبوبي، تهدف إلى حل مشكلة تقنية محددة تواجهه منظومة ما. يتكون المبادل الحراري من نوع متعدد الأنابيب بتدفق مضاد، ويُستخدم لاسترداد الحرارة المهدرة من خلال تبادل حراري فعال بين سائلين.

اعتمدت الدراسة على طريقتين رئيسيتين للتحليل:

1. طريقة متوسط الفرق في درجات الحرارة اللوغاريتمية (DTLM): تم استخدام هذه الطريقة لحساب

المعايير الحرارية للمبادل الحراري، بما في ذلك معامل النقل الحراري الكلي، وسطح التبادل الحراري، ونسبة فعالية المبادل. تعتمد طريقة DTLM على درجات حرارة دخول وخروج السائلين، وخصائصها الحرارية والجسدية، بالإضافة إلى خصائص المادة المستخدمة في تصنيع المبادل الحراري.

2. النمذجة الحسابية: تم تطوير نموذج حسابي باستخدام برمجيات محاكاة ديناميكية السوائل (CFD) لمحاكاة تدفق

السوائل داخل المبادل الحراري وتوزيع درجات الحرارة. سمح ذلك بتحليل أداء المبادل الحراري بدقة أكبر، وتحديد المناطق ذات الكفاءة العالية والمنخفضة في عملية التبادل الحراري.

اعتمدت الدراسة على طريقتين رئيسيتين للتطبيق:

1. ادائية: باستخدام برنامج Aspen HYSYS

2. تصميمية: باستخدام برنامج SolidWorks

تُقدم هذه الدراسة مساهمة مهمة في مجال تصميم مبادلات حرارية أنبوبية عالية الكفاءة. فقد أثبتت فعالية مراجعة التصميم في تحسين الأداء الحراري للمبادل الحراري، مما يساهم في تقليل استهلاك الطاقة وتحسين كفاءة المنظومة بشكل عام.

الكلمات المفتاحية: تصميم مبادلات الحرارة الأنبوبية، الأداء، التصميم الحراري، DTLM

Resumé

Cette étude présente une revue complète de la conception d'un échangeur de chaleur tubulaire, visant à résoudre un problème technique spécifique rencontré par un système donné. L'échangeur de chaleur est de type multitubulaire à contre-courant et est utilisé pour récupérer la chaleur perdue par un échange thermique efficace entre deux fluides.

L'étude s'appuie sur deux approches d'analyse principales :

1. **Méthode de la différence logarithmique moyenne des températures**

(DTLM): Cette méthode est utilisée pour calculer les paramètres thermiques de l'échangeur de chaleur, tels que le coefficient de transfert thermique global, la surface d'échange thermique et le taux d'efficacité de l'échangeur. La méthode DTLM se base sur les températures d'entrée et de sortie des fluides, leurs propriétés thermo physiques, ainsi que les propriétés du matériau utilisé pour la fabrication de l'échangeur de chaleur.

2. **Modélisation numérique :** Un modèle numérique a été développé en utilisant un logiciel de simulation de dynamique des fluides (CFD) pour simuler l'écoulement des fluides à l'intérieur de l'échangeur de chaleur et la distribution des températures. Cela a permis d'analyser plus précisément les performances de l'échangeur de chaleur et d'identifier les zones d'efficacité élevée et faible dans le processus d'échange thermique.

L'étude a été appliquée selon deux axes principaux :

1. **Performance :** Utilisant le logiciel Aspen HYSYS

2. **Conception :** Utilisant le logiciel SolidWorks

L'étude présente une approche méthodologique rigoureuse pour la conception d'un échangeur de chaleur tubulaire, en s'appuyant sur des analyses théoriques et des simulations numériques. Les résultats obtenus soulignent l'importance de la prise en compte des paramètres thermiques et géométriques lors de la conception d'un échangeur de chaleur efficace. Cette étude fournit des directives précieuses pour les ingénieurs et les concepteurs impliqués dans le développement de systèmes de transfert thermique optimisés.

MOTS CLÉS : Conception d'échangeurs de chaleur tubulaire, Performance, HYSYS, SOLID WORKS, conception thermique, DTLM

Abstract

This study presents a comprehensive review of tubular heat exchanger design, aiming to address a specific technical issue encountered by a given system. The heat exchanger is of a multi-tube counter-current type and is used to recover waste heat through efficient heat exchange between two fluids.

The study relies on two main analysis approaches:

1. **Logarithmic Mean Temperature Difference (LMTD) Method** : This method is used to calculate the thermal parameters of the heat exchanger, such as the overall heat transfer coefficient, heat transfer area, and exchanger effectiveness. The LMTD method is based on the inlet and outlet temperatures of the fluids, their thermophysical properties, as well as the properties of the material used to manufacture the heat exchanger.
2. **Numerical Modeling** : A numerical model was developed using computational fluid dynamics (CFD) software to simulate the flow of fluids inside the heat exchanger and the distribution of temperatures. This allowed for a more accurate analysis of the heat exchanger's performance and the identification of high and low efficiency zones in the heat exchange process.

The study was applied along two main axes :

1. **Performance** : Using Aspen HYSYS software
2. **Design** : Using SolidWorks software

The study presents a rigorous methodological approach to tubular heat exchanger design, drawing on theoretical analysis and numerical simulations. The results obtained highlight the importance of considering thermal and geometric parameters when designing an efficient heat exchanger. This study provides valuable guidelines for engineers and designers involved in the development of optimized heat transfer systems.

KEYWORDS: Tubular Heat Exchanger Design, Performance, HYSYS ,SOLID WORKS, Thermal Design, DTLM.

Liste des Tableaux

Tableau III.1: efficacité.....	51
Tableau III.2: Les résistances d'encrassement.	57
Tableau III.3: Principe de méthode DTLM.	59
Tableau III.4: Principe de méthode NUT.	63
Tableau III.5: La relation entre NUT et E,.....	65
Tableau III.6 : La relation entre NUT et E dans le cas particuliers	65
Tableau IV.1: Fouling Factors (coefficients), Typical Value	75
Tableau IV.2: Le coefficient du transfert thermique global U.....	76
Tableau IV.3: Les paramètres des tubes selon les diamètres. (TEMA).....	78
Tableau V.4 : Les distances entre les tubes selon TEMA.	79
Tableau IV.5: Les constantes pour déterminer le diamètre de tube de faisceau dans la norme TEMA	82
Tableau IV.6: Nombre des trous du plaque tubulaire	84
Tableau IV.7 : Les constantes pour déterminer le diamètre de tube de faisceau dans les normes TEMA.	86
Tableau IV.8: Espace entre les chicanes et la calandre.	88
Tableau IV.9 : Chute de pression acceptable de conception de l'échangeur de chaleur.....	92
Tableau IV.10 : Température maximale de dilatation des matériaux.....	94
Tableau IV.11: L'épaisseur des Chicanes.	96
Tableau IV.12:L'épaisseur de la tôle de la calandre.....	96
Tableau IV.13: Le diamètre des trous dans les plaques tubulaires.....	97
Tableau IV.14: L'épaisseur des Plaques tubulaires.	98
Tableau IV.15: Le nombre et le diamètre des barres de fixation.....	98

Liste des Figures

Figure I.1: La conduction.....	5
Figure I.2: Transfert de chaleur par conduction dans un mur multicouche.	5
Figure I.3: μ longueur d'ondes électromagnétiques.....	6
Figure I.4: L'énergie thermique du soleil	6
Figure I.5 : les trois modèles de rayonnement par un solide.	7
Figure I.6: transfert thermique par convection.	8
Figure I.7: Convection naturelle d'une plaque chaude.	8
Figure I.8: μ convection forcée d'une plaque chaude	9
Figure I.9: Représentation l'écoulement d'un Régime laminaire.	9
Figure I.10: Représentation l'écoulement d'un Régime turbulent.	10
Figure I.11: Représentation graphique de coefficient moyen de transfert thermique pour a plaque plane avec écoulement laminaire et turbulent.....	14
Figure I.12: convection sur une plaque verticale.	15
Figure I.13: Convection sur une plaque horizontale.	16
Figure I.14: Convection sur une plaque horizontale avec un flux ascendant.	16
Figure II.1: l'allure de condensation	20
Figure II.2: l'allure de Vaporisation.	20
Figure II.3: Distribution des températures dans un échangeur tubulaire co-courant. [14]	23
Figure II.4: Distribution des températures dans un échangeur tubulaire ou à plaques à contre courants. [14]	24
Figure II.5: Exemples d'échangeurs à courants croisés.....	24
Figure II.6: Schéma d'un échangeur 1-2.	25
Figure II.7: Schéma d'un échangeur 2-4.	26
Figure II.8: Échangeur monotube en serpentin.....	27
Figure II.9: Échangeur coaxial.....	27
Figure II.10: Échangeur à tube séparé.	28
Figure II.11: Échangeur à tube rapproché.....	28
Figure II.12: Échangeur à tube ailette.....	29
Figure II.13: Autre différent type d'ailettes.....	30
Figure II.14: Échangeur à tête flottante.	31

Figure II.15: Échangeur à plaque tubulaire fixe.	31
Figure II.16: Échangeur à tube en U.	32
Figure II.17: Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire.....	32
Figure II.18: Échangeur à plaque et joint.....	33
Figure II.19: Échangeur platulaire et schéma canaux.....	34
Figure II.20: Échangeur Compabloc et l'empilement des plaques.	34
Figure II.21: Échangeur Packinox.	35
Figure II.22: Échangeur lamellaire.	35
Figure II.23: Échangeur à spirale.....	36
Figure II.24 Échangeur brasé.....	36
Figure II.25: Evaporateurs a tubes courts et a panier.....	37
Figure II.26: Évaporateur à longs tubes verticaux et à grimpage.	38
Figure II.27: Évaporateur à tube tombant.....	38
Figure II.28: Évaporateurs à tubes horizontaux.....	39
Figure II.29: Évaporateur noyés et arrosés.....	40
Figure II.30: Condensation extérieur aux tubes.....	41
Figure II.31: Condensation intérieur aux tubes.....	41
Figure III.1: deux fluides ayant même m et Cp.....	46
Figure III.2: Condensation Figure III.3: vaporisation.....	47
Figure III.4: Démonstration pour deux fluides co-courants.....	47
Figure III.5: Echangeurs co-courants.	48
Figure III.6: Echangeurs contre courants.	48
Figure III.7: abaques pour trouver le facteur de correction F d'un échangeur.	49
Figure III.8: Résistance d'encrassement thermique.....	56
Figure III.9: Distribution de température dans un échangeur contre-courant.	60
Figure III.10: Distribution de température dans un échangeur Co-courant.	61
Figure III.11: Graphe de facteur de correction.	62
Figure IV.1: Les types échangeurs dans la norme TEMA.....	73
Figure IV.2: Echangeur thermique multitubulaire contre-courant.....	77
Figure IV.3: Arrangement des tubes.....	77
Figure IV.4: Arrangement des tubes carré.....	78

Figure IV.5: courbe de l'allure de l'échangeur a contre-courant.	79
Figure IV.6: Graphe de facteur de correction	80
Figure IV.7: Plaque de faisceau pour un échangeur a deux passages.....	81
Figure IV.8: Le jeu entre le diamètre intérieur de la calandre et le faisceau Cs.	83
Figure IV.9: Coupure de chicane.	85
Figure IV.10: Types de chicanes d'échangeur de chaleur orientation.	86
Figure IV.11: Effet de l'emplacement des chicanes sur l'écoulement.....	87
Figure IV.12: orientation de coupe de la chicane.	87
Figure IV.13: Distribution du flux coté calandre.....	87
Figure IV.14: Coefficient de transfert thermique par convection graphiquement.....	89
Figure IV.15: Variation du nombre des unités transférées en fonction de l'efficacité pour quelques valeurs du rapport des chaleurs spécifiques.....	91
Figure IV.16: Diagramme de moody.	92
Figure IV.17: Caractéristique de la couronne	95
Figure IV.18: Interface du logiciel HYSYS.	102

Sommaire

Remerciement

Dédicace

Résumé

Liste des Tableaux

Liste des Figures

Sommaire

INTRODUCTION GENERALE : 1

Chapitre I :GENERALITES SUR LE TRANSFERT DE CHALEUR

I.1.Introduction :	4
I.2. Transfert thermique par convection :	7
I.3. Régime d'écoulement :	9
I.4 Conclusion :	16

Chapitre II: GENERALITES SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR

II.1 Introduction	18
II.2 Définition	19
II.3 Les différentes fonctions de l'échangeur de chaleur :	19
II.4 Notions fondamentales :	21
II.5 Classement suivant les types d'échange :	21
II.6 Type de contact :	21
II.6.1 Echangeurs à contact direct :	21
II.6.2 Echangeur a contact indirect :	22
II.7 Le Type d'échange de fluides :	22
II.7.2 Echangeur avec changement de phase :	22
II.8 Le type de l'écoulement des fluides	22
II.9 Classifications des échangeurs de chaleur :	26
II.9.1 Les échangeurs tubulaires :	26
II.9.1.1 Échangeur monotube	26
II.9.1.2 Échangeur coaxial	27

II.9.2 Échangeur multitubulaire	27
II.9.2.1 Échangeur à tubes séparés.....	28
II.9.2.2 Échangeur à tubes rapprochés	28
II.9.2.3 Échangeur à tubes ailettes	28
II.9.3 Echangeur à tube et calandre.....	31
II.9.3.1 Echangeur de chaleur à tête flottante	31
II.9.3.2 Echangeur à plaque tubulaires fixes.....	31
II.9.3.3 Echangeur à tubes en U.....	32
II.9.4 Echangeur à plaque	32
II.9.4.1 Échangeurs à surface primaire	32
II.9.4.2 Échangeurs à plaques et joints	33
II.9.4.3 Échangeurs à plaques soudées ou brasées.....	33
II.9.4.3.1 Échangeur platulaire.....	33
II.9.4.3.2 Échangeur Compabloc	34
.....	34
II.9.4.3.3 Échangeur Packinox.....	35
II.9.4.3.4 Échangeur lamellaire.....	35
II.9.4.3.5 Échangeur à spirale	36
II.9.4.3.6 Échangeur brasé	36
II.9.5 Échangeurs avec un fluide changeant de phase	37
II.9.5.1 Évaporateurs tubulaires	37
II.9.5.1.1 Évaporateurs à l'intérieur de tubes.....	37
II.9.5.1.2 Évaporation à l'extérieur de tubes.....	39
II.9.5.2 Condenseurs tubulaires	40
II.10 Classification des échangeurs.....	42
II.10.1 Classement technologique.....	42
II.10.2 Classement suivant le mode de transfert de chaleur	42
II.10.3 Classement suivant le procédé de transfert de chaleur.....	42
II.10.4 Classement fonctionnel	42
II.10.5 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange.....	43
II.11 Conclusion.....	43

Chapitre III : Calculs et méthodes

III.1 Application sur les échangeurs	45
III. 1.1. Le coefficient du transfert thermique U :.....	45
III.1.2. Effet de l'encrassement : fouling	45
III.1.3. Application sur les échangeurs de chaleur :.....	46
III.1.4. Méthode DTLM :	47
III.1.5. Méthode 8-NTU Efficacité-NTU :.....	50
III.1.6 Les méthodes de conception d'un échangeur tubulaire.....	52
III.2. Etude de la conception d'un échangeur :.....	52
III.2.1 Analyses d'étude de redimensionnement :	52
III.3. Bilan thermique d'un échangeur thermique :	54
III.4.Evaluation du coefficient d'échange global : [6].....	55
III.4.1. Estimation de coefficient d'échange par convection : [8]	57
III.4.1.1.Les nombres adimensionnels :	57
III.4.1.1.2.Nombre de PRANDTL :	58
III.4.1.1.3.Nombre de NUSELT :	58
III.5.Méthode de dimensionnement d'un échangeur : [6], [28].....	58
III.5.1.La méthode de Différence Moyenne DTLM : [29] de Température Logarithmique	59
III.5.1.1. L'efficacité [20] :	62
III.5.2. La méthode de Nombre d'Unité de Transfert << NUT » : [28]	63
Relation entre NUT L'efficacité :	64
III.6. Bilan hydraulique :.....	65
III.6.1. pertes de charge :	65
III.7. Sélection du modèle de la conception :.....	66
III.7.1. Côté calandre :	66
III.7.1.1 Écoulement laminaire :	66
III.7.1.2.écoulement turbulent :.....	67
III.7.2.Côté tubes :	67
III.7.2.1. Ecoulement laminaire :	67
III.7.2.2. Ecoulement turbulent :.....	67
III.8. CONCLUSION :.....	68

Chapitre IV : Conception d'un échangeur de chaleur

IV.1 Conception d'un échangeur de chaleur :	71
IV .2 Données :	74
IV.3 Généralités sur la simulation :	100
IV.3.1 Logiciels de simulation des procédés :	100
IV.3.2 Définition de la simulation	100
VI.3.2.1 Présentation de logiciel HYSYS :	100
VI.3.2.2 Utilisation de simulateur HYSYS.....	101
IV.3.2.3 Description HYSYS :	101
IV.4 Conception par ordinateur : Solidworks	103
IV.5. Conclusion générale :	111
Référence	112
ANNEXES	

Liste des abréviations :

ϕ : Le flux de chaleur W.

q : La densité de flux de chaleur émis par le corps W / m^2

K : Conductivité thermique $W \cdot m^{-1}/^{\circ}C$

S : La surface m^2

h : Coefficient d'échange par convection $W/m^2 \cdot ^{\circ}C$

T : Température $^{\circ}C$

ϵ : Emissivité thermique du matériau Rth: Résistance thermique $m^2 \cdot ^{\circ}C/W$ e : Épaisseur de la paroi d'échange m Φ : Diamètre m

L : Longueur caractéristique m

U : Coefficient d'échange global $W/m^2 \cdot ^{\circ}C$

Cp : Chaleur massique $J/kg \cdot ^{\circ}C$

ρ : Masse volumique kg/m^3

μ : Viscosité dynamique $kg / m \cdot s$

P : Puissance W

D : Diamètre m

\dot{m} : Débit massique kg/h

qt : Débit thermique unitaire $W/^{\circ}C$

Rf : Coefficient d'encrassement $m^2 \cdot ^{\circ}C/W$

U : La viscosité cinématique Kg / ms

V : Vitesse de fluide m/s \dot{m}_v : Débit volumique m^3/s Sp : Section de passage

N : Nombre de tube

Pr : Nombre de Prandtl

α : Diffusivité thermique m^2/s

Nu : Nombre de Nusselt

Re : Nombre de Reynolds.

ΔT_{lm} : Différence de température moyenne logarithmique °c

F : Facteur de correction

E : Efficacité

NUT : Nombre d'unité de transfert

R : Facteur de déséquilibre Gs : Vitesse massique Kg/(m²s)

Ap : surface totale extérieure des tubes m²

ΔP : Chute de pression (pa ou bar) Pt : Le pas entre les tubes m

Cl : l'espace entre les tubes m

OD : Diamètre extérieure des tubes m

c : Chaud

f : Froid e : entrée s : sortie

min : minimum

max : maximum

ext : extérieure

int : intérieure

eq : équivalent

INTRODUCTION GENERALE :

Dans le contexte énergétique actuel, la hausse des prix de l'énergie et la raréfaction des sources d'énergies fossiles poussent les sociétés industrielles d'aujourd'hui à devenir de plus en plus performante aussi bien sur l'aspect financier et environnemental que sur l'aspect maîtrise de l'énergie. Ce dernier point essentiel aujourd'hui, conduit les industriels dans une recherche des meilleurs rendements de leurs processus et une baisse de leur consommation énergétique devenus indispensables. L'objectif de performance énergétique par la maîtrise et la rationalisation de l'énergie pour une meilleure efficacité passe en particulier par l'optimisation des différents organes process. À partir d'une situation bien définie, la rentabilité ne peut être garantie que par le recours à des solutions techniques optimales offrant le meilleur rendement possible par une gestion dynamique des systèmes. C'est là qu'intervient encore, et ceci depuis toujours, l'échangeur de chaleur. Celui-ci est un élément essentiel de la stratégie de performance énergétique.

Sans conteste l'échangeur de chaleur occupe une place primordiale et indispensable dans tous les systèmes thermiques, qu'il soit pour un usage industriel (chimie, on s'accorde à dire que plus de 90% de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur.

Dans le cadre de notre mémoire de fin d'étude on a fait ce travail qui a pour thème conception d'échangeur de chaleurs tubulaires multitubes. Notre objectif consiste dans la

Conception d'échangeur on nous aide avec plusieurs méthodes : Méthode de **SIEDER** : pour déterminer le coefficient de transfert par convection. Corrélation de **Me ADAMS** : pour calculer le nombre de nusselt. Méthode de **KERN** : pour calculer les différents diamètres.

Dans ce besoin, cette étude est répartie sur quatre chapitres :

- Le premier chapitre est consacré à l'étude, des phénomènes de transfert de chaleur et leur mécanisme.
- Le deuxième chapitre constitue une étude bibliographique assez générale mais non exhaustive sur les échangeurs de chaleur.
- Le troisième chapitre concerne au calcul et les différentes méthodes adapté.

INTRODUCTION GENERALE :

- Le quatrième chapitre concerne a la conception avec solidworks et la vérification par HYSYS.

Le travail se termine par une Conclusion générale.

Chapitre I
GENERALITES SUR LE
TRANSFERT DE CHALEUR

I.1.Introduction :

La thermodynamique nous offre la possibilité de prédire la quantité d'énergie qu'un système, en équilibre, doit échanger avec son environnement pour atteindre un nouvel état d'équilibre.

En revanche, la thermique, aussi appelée thermocinétique, s'intéresse à la description quantitative, à la fois spatiale et temporelle, de l'évolution des caractéristiques du système (notamment la température) lors de sa transition d'un état d'équilibre initial vers un état d'équilibre final.

Par conséquent, ce chapitre introduira des notions générales concernant le transfert thermique, en définissant et en théorisant ce phénomène.

Les modes de transfert thermique :

La transmission de chaleur se produit :

- Par conduction.
- Par convection.
- Par radiation.

Dans la réalité, il est rare qu'une situation spécifique ne concerne qu'un mode unique ; le plus souvent, deux ou trois modes sont impliqués.

En fait, tous les échanges thermiques se produisent en même temps sous ces trois formes, mais, en général, l'une d'entre elles est dominante et les autres peuvent être négligées.

Transfert de chaleur par conduction :

Le processus de conduction consiste à transférer l'énergie thermique d'un point à un autre grâce à l'interaction entre les atomes ou les molécules de la matière. La conduction a lieu dans les matériaux solides, liquides et gazeux (voir figure (I.1)).

La chaleur est transmise de proche en proche entre les atomes.

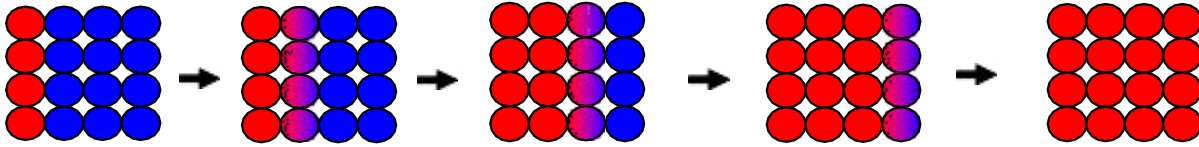


Figure I.1: La conduction

À mesure que la surface d'échange augmente, le transfert de chaleur augmente également.

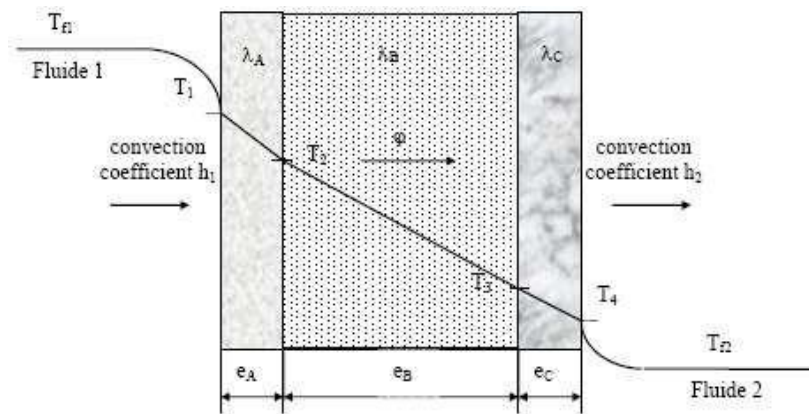


Figure I.2: Transfert de chaleur par conduction dans un mur multicouche.

En mode permanent, la chaleur reste constante lors de la traversée du mur est représentée par :

$$\varphi = h_1 s (T_{f1} - T_1) = \frac{K_A s (T_1 - T_2)}{e_A} = \frac{K_B s (T_2 - T_3)}{e_B} = \frac{K_C s (T_3 - T_4)}{e_C} + h_2 s (T_4 - T_2) \quad (\text{I.1})$$

D'où

$$\varphi = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{\frac{1}{h_1 s} + \frac{e_A}{K_A s} + \frac{e_B}{K_B s} + \frac{e_C}{K_C s} + \frac{1}{h_2 s}} \quad (\text{I.2})$$

Selon nous, les contacts entre les différentes couches étaient impeccables et il n'y avait pas de variation de température aux interfaces. En effet, en raison de la rugosité des surfaces, il y a une petite couche d'air entre les creux des surfaces en contact, ce qui crée une résistance thermique R (l'air est un isolant) connue sous le nom de résistance thermique de contact. La formule ci-dessus est donc écrite μ.

$$\varphi = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{\frac{1}{h_1 S} + \frac{e_A}{K_A S} + R_{AB} + \frac{e_B}{K_B S} + R_{BC} + \frac{e_C}{K_C S} + \frac{1}{h_2 S}} \quad (I.3)$$

Transfert de chaleur par rayonnement :

L'émission d'énergie thermique par un corps, sous forme d'ondes électromagnétiques, est connue sous le nom de radiation thermique. Chaque élément dont la température dépasse le zéro absolu produit de l'énergie thermique. En voyageant dans le vide, les ondes électromagnétiques ne nécessitent aucun environnement pour être transmises par radiation. La plage de longueur d'onde de la radiation thermique est illustrée dans la figure I.3, en comparaison avec les radiations émises par d'autres sources (rayons X, rayons δ , rayons cosmiques, etc.).

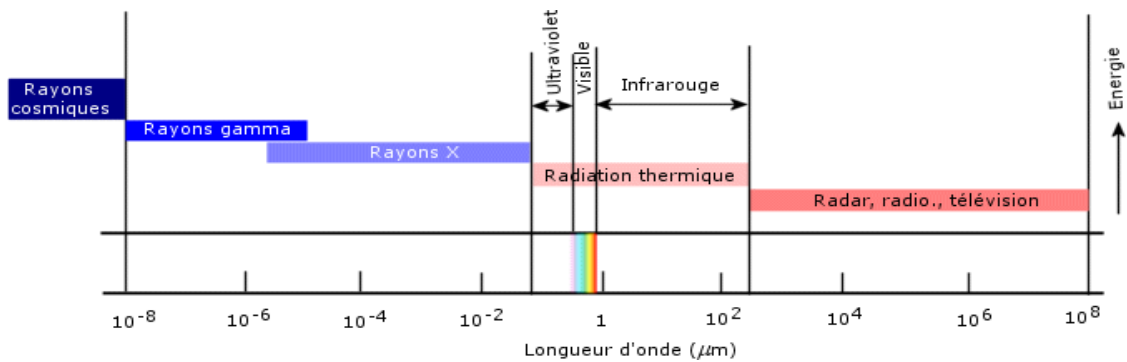


Figure I.3: μ longueur d'ondes électromagnétiques

La Terre reçoit l'énergie thermique du soleil par radiation. La radiation est le mécanisme d'échange de chaleur le plus rapide, car les ondes électromagnétiques voyagent à la vitesse de la lumière (voir figure I.4). [1]

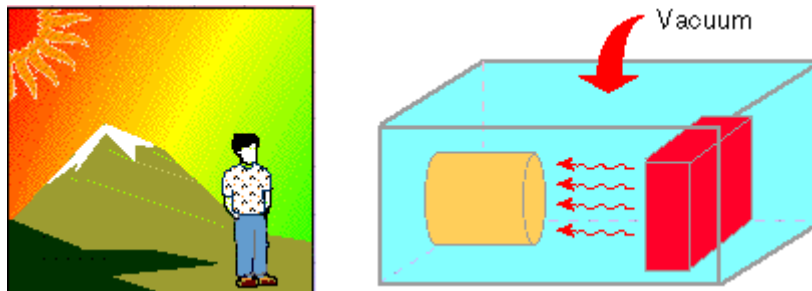


Figure I.4: L'énergie thermique du soleil

Réception du rayonnement par un solide :

Lorsqu'un rayon d'énergie φ_λ frappe un corps à la température T, une partie de l'énergie incidente φ_λ , $\rho_{\lambda T}$ est réfléchi par la surface S, une autre partie $\varphi_\lambda \alpha_{\lambda T}$ est absorbée par le corps qui s'échauffe, et le reste $\varphi_\lambda \tau_{\lambda T}$ est transmis et continue son trajet :

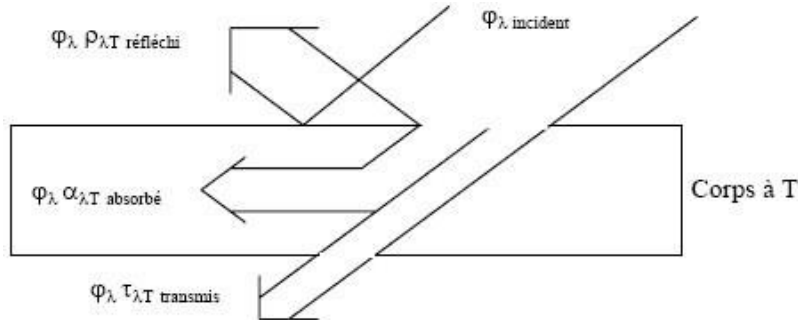


Figure I.5 : les trois modèles de rayonnement par un solide.

I.2. Transfert thermique par convection :

Définitions :

Le phénomène de convection consiste à transférer la chaleur d'une surface solide vers un fluide (ou un gaz) en mouvement. La convection est formée par deux composantes :

- Le transfert d'énergie est provoqué par un mouvement aléatoire des molécules (diffusion).
- Le transfert d'énergie se fait à travers un mouvement volumique ou macroscopique du fluide (advection).

Le coefficient de convection thermique (h) est influencé par le déplacement du fluide, sa géométrie et ses caractéristiques thermodynamiques et physiques (voir figure I.6). [2]

Les molécules se déplaçant.

Les molécules chaudes se combinent avec les molécules froides et leur transfert de la chaleur :

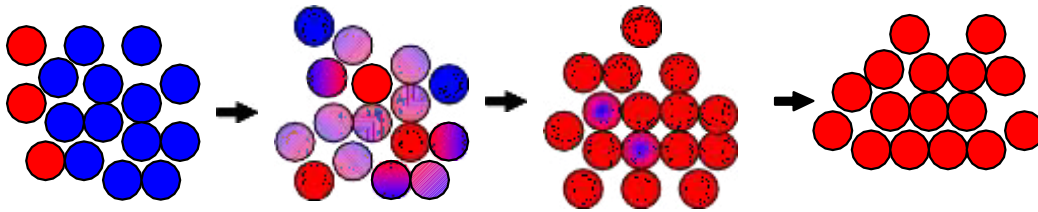


Figure I.6: transfert thermique par convection.

➤ **La convection libre naturelle :**

Les vibrations du fluide le long de la surface solide sont causées par les variations de densité du fluide causées par la différence de température entre le solide et le fluide. Quand une plaque chaude est plongée dans un liquide froid, les particules de fluide en contact avec la plaque se réchauffent et leur densité diminue, ce qui entraîne leur rotation vers le haut (figure I.7).

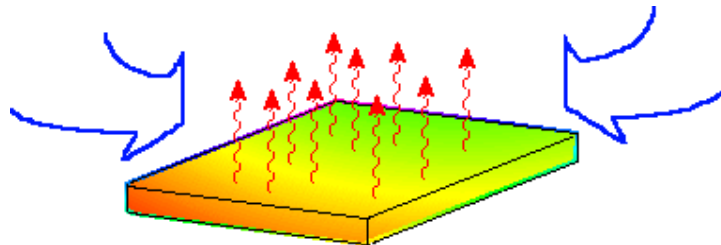


Figure I.7: Convection naturelle d'une plaque chaude.

➤ **La convection forcée :**

Le mouvement du fluide au niveau de la surface du solide est accéléré par un moyen externe, tel qu'un ventilateur ou une pompe. Grâce au mouvement rapide des particules du fluide sur la surface du solide, le gradient de température atteint son maximum, ce qui entraîne une augmentation du taux d'échange thermique. La figure I.8 illustre la force de l'air au-dessus d'une plaque chaude. [3]

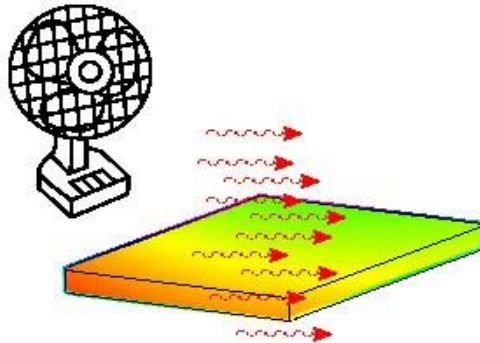


Figure I.8: μ convection forcée d'une plaque chaude

I.3. Régime d'écoulement :

Étant donné la relation entre le transfert de masse et le transfert de chaleur, il est essentiel de prendre en compte le régime d'écoulement. Prenons l'exemple de la circulation d'un fluide dans une conduite : [4]

➤ Régime laminaire :

L'écoulement se déroule à travers des couches presque autonomes.

Les échanges de chaleur entre deux filets fluides adjacents se produisent donc par conduction uniquement si l'on considère une direction normale entre les filets fluides.

- En utilisant la convection et la conduction (en petite quantité) si l'on prend en compte une direction non normale des filets fluides.

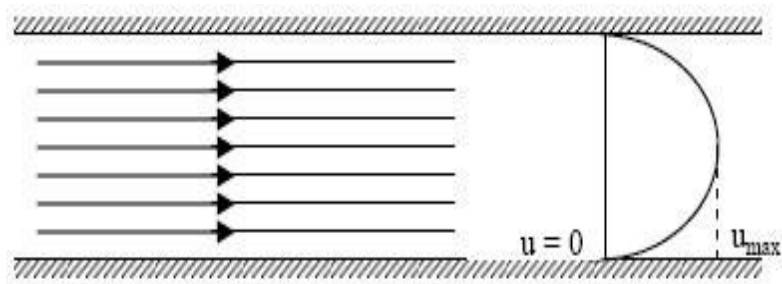


Figure I.9: Représentation l'écoulement d'un Régime laminaire.

➤ **Régime turbulent :**

Les flux ne sont pas unidirectionnels μ .

Dans la zone turbulente, la chaleur se transmet par convection et conduction dans toutes les directions. La conduction n'est généralement pas considérée comme importante par rapport à la convection.

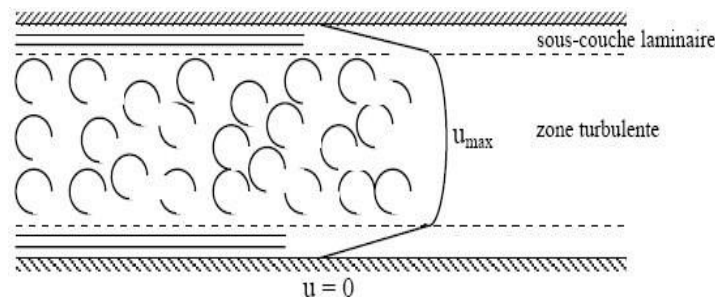


Figure I.10: Représentation l'écoulement d'un Régime turbulent.

➤ **Expression du flux de chaleur :**

Peu importe le mode de convection (libre ou forcée) et le régime d'écoulement du fluide (laminaire ou turbulent), la loi de NEWTON donne le flux de chaleur φ :

$$\varphi = hS\Delta \quad (\text{I. 4})$$

φ : Le flux de chaleur W.

h μ Coefficient d'échange par convection $W/m^2 \cdot ^\circ C$

S : La surface m^2

ΔT : La différence de la température $^\circ C$ ou K

Avant de calculer le flux de chaleur, il est essentiel de résoudre le problème majeur de détermination de h , qui dépend d'un grand nombre de paramètres tels que les caractéristiques du fluide, l'écoulement, la température, la forme de la surface d'échange, etc. [5]

Calcul du flux de chaleur en convection forcée :

Selon l'analyse dimensionnelle, il est possible de rechercher la relation entre le flux de chaleur transféré par convection et les variables dont il dépend en utilisant une relation entre trois nombres adimensionnels : [5]

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (\text{I. 5})$$

Définis par :

a) **Le nombre de Nusselt : [6]**

$$Nu = \frac{q_{conv}}{q_{cond}} = \frac{h \cdot S \cdot \Delta T}{K \cdot S \frac{\Delta T}{L}} \quad (\text{I. 6})$$

$$Nu = \frac{h \cdot L}{K} \quad (\text{I. 7})$$

Nu : Nombre de nusselt

L : Longueur caractéristique m

K : Conductivité thermique $W \cdot m^{-1}/^{\circ}C$

b) **Nombre de Reynolds : [7]**

$$Re = \frac{\mu L}{\nu} = \frac{\mu L \rho}{\mu} \quad (\text{I. 8})$$

Re : Nombre de Reynolds.

ν : La viscosité cinématique Kg / ms

ρ : Masse volumique kg/m³

μ : Viscosité dynamique kg /m.s

V : Vitesse de fluide m/s

- **Diamètre hydraulique :**

Dans le calcul du nombre de Reynolds pour les écoulements internes, la dimension spécifique du système à considérer est le diamètre hydraulique [m], qui est représenté par :

$$D_h = \frac{4S}{P} \quad (\text{I. 9})$$

La dimension caractéristique des écoulements externes est la longueur du système dans la direction de l'écoulement.

c) le nombre de Prandtl:

Le nombre de Prandtl est défini comme :

$$Pr = \frac{v}{\alpha} \quad (\text{I. 10})$$

Pr : Nombre de Prandtl

α : Diffusivité thermique m²/s

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (\text{I. 11})$$

➤ **Calcul du flux de chaleur en convection naturelle :**

Le coefficient de convection, lorsqu'il s'agit d'un transfert de chaleur par convection naturelle le long d'une plaque plane, est déterminé par les propriétés du fluide $\mu, \lambda, \rho, \mu, C_p, \beta, g$, la paroi avec une longueur L et l'écart de température ΔT aux bornes du film, ce qui peut être exprimé par une relation du type μ .

$$\phi = f(k, \rho, \mu, c_p, g, L, \Delta T, \beta) \quad (\text{I. 12})$$

Dans le système M, L, T, θ , Q, cette relation entre 8 grandeurs se réduit à une relation entre

Trois nombres adimensionnels :

$$Nu = f(Gr, Pr)$$

Définis par :

a) **Le nombre de Grashof :**

$$G_r = \frac{g \beta D^3 \Delta T}{\nu^2} \quad (\text{I. 13})$$

$$G_r = \frac{g \beta D^3 \Delta T}{V^2} \quad (\text{I. 14})$$

Le nombre de Grashof joue un rôle identique à **Re** en convection forcée. Le rapport de (Gr / Re^2) détermine quelle type de convection on a :

$(Gr / Re^2) \ll 1$ convection forcée.

$(Gr / Re^2) \gg 1$ convection naturelle.

$(Gr / Re^2) \approx 1$ convection mixte.

b) **Le nombre de Reyleigh :**

Le nombre de Reyleigh regroupe les nombres de Prandtl et Grashof est donné par

$$R_{aL} = G_{rL} Pr = \frac{g \beta (T_s - T_\infty) L^3}{\nu} \quad (\text{I. 15})$$

Le coefficient de convection :

Le coefficient de convection est déterminé si le flux de chaleur et le profil de température (T_∞ et T_p) sont connus :

$$\varphi = hS(T_p - T_\infty) \quad (\text{I. 16})$$

En général, il est déterminé par un coefficient d'échangeur adimensionnel appelé le nombre de Nusselt (Nu) [8]

$$h = \frac{k Nu}{D} \quad (\text{I. 17})$$

Calcule le nombre de Nusselt en convection forcée : [3]

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h}L}{K} = CRa_L^n \quad (I.18)$$

A. Flux externe : $Rec = 5.10^5$

$$Re_L = \frac{u.L}{\nu} = \frac{u.L.\rho}{\mu} \quad (I.19)$$

Le nombre de Nusselt :

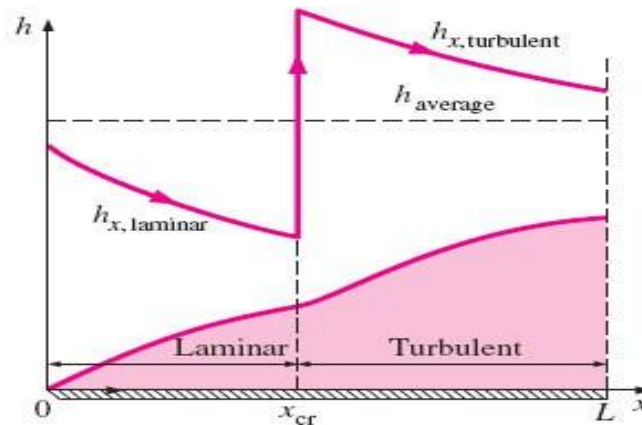


Figure I.11: Représentation graphique de coefficient moyen de transfert thermique pour a plaque plane avec écoulement laminaire et turbulent

Écoulement laminaire :

$$\overline{Nu}_L = 0.664 Re_x^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}} \quad 0.6 \leq Pr \leq 50 \quad (I.20)$$

Écoulement turbulent :

$$Nu_L = 0.037 Re_L^{\frac{4}{5}} Pr^{\frac{1}{3}} \quad 0.6 \leq Pr \leq 60 \quad 5 \cdot 10^5 \leq Re$$

Coefficient de frottement d'une plaque plane en régime laminaire :

$$C_f = \frac{1.328}{Re_L^{1/2}} Re_L < 5.10^5 \quad (I.21)$$

Coefficient de frottement d'une plaque plane en régime turbulent :

$$C_f = \frac{0.074}{Re_L^{1/5}} 5.10^5 \leq Re_L \leq 10^7 \quad (I.22)$$

- Calcul le nombre de Nusselt en convection naturelle :

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} \quad (\text{I. 23})$$

- a) Pour une plaque verticale :

$$Ra_{x,c} \approx 10^9$$

- b) Le nombre de Rayleigh :

$$Ra_L = Gr_L Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} \quad (\text{I. 24})$$

- c) Le nombre de Nusselt :

Cas générale :

$$Nu = a (Gr \cdot Pr)^n = a \cdot Ra^n \quad (\text{I. 25})$$

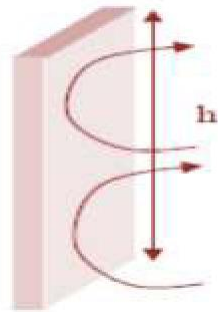


Figure I.12: convection sur une plaque verticale.

- Ecoulement laminaire :

$$Nu = 0.68 + \frac{(0.670 Ra_L^{1/4})}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{4/9}} \quad (\text{I. 26})$$

- Ecoulement turbulent :

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\} \text{ Si : } Ra_L \leq 10^{13} \quad (\text{I. 27})$$

➤ Pour une plaque horizontale :

a) Pour un flux descendant :

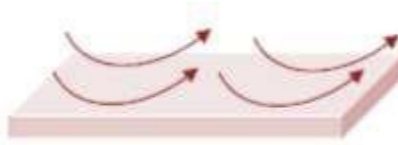


Figure I.13: Convection sur une plaque horizontale.

$$\overline{Nu}_L = 0.27Ra_L^{1/4} \quad Si : 10^5 \leq Ra_L \leq 10^{10} \quad (\text{I. 28})$$

b) pour un flux ascendant :

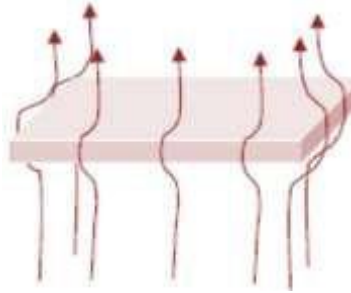


Figure I.14: Convection sur une plaque horizontale avec un flux ascendant.

$$Nu_L = 0.54Ra_L^{1/4} \quad Si : 10^4 \leq Ra_L \leq 10^7 \quad (\text{I. 29})$$

$$Nu_L = 0.54Ra_L^{1/3} \quad Si : 10^7 \leq Ra_L \leq 10^{11}$$

I.4 Conclusion :

Il est crucial de comprendre le phénomène de transfert thermique dans le domaine industriel en général.

Les caractéristiques thermiques permettent de représenter les flux de chaleur dans des systèmes. De plus, l'analyse du bilan d'échange thermique (mesure, calcul de l'énergie et amélioration de la qualité)

Chapitre II

GENERALITES SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR

II.1 Introduction

Les échangeurs de chaleur sont des dispositifs qui permettent de transférer de la chaleur d'un fluide à un autre, sans les mélanger. Ils sont utilisés dans une grande variété d'applications, notamment dans les industries.

Dans les industries, les échangeurs de chaleur sont utilisés pour :

- Récupérer la chaleur des procédés industriels, ce qui permet de réduire la consommation d'énergie. Par exemple, dans l'industrie chimique, la chaleur des fumées d'une chaudière peut être récupérée pour chauffer l'eau d'une usine.
- Contrôler la température des fluides. Par exemple, dans l'industrie agroalimentaire, les échangeurs de chaleur sont utilisés pour refroidir ou réchauffer les aliments.
- Conserver la chaleur. Par exemple, dans l'industrie de la pétrochimie, les échangeurs de chaleur sont utilisés pour maintenir la température des produits pétroliers.

Les échangeurs de chaleur sont utilisés dans de nombreux secteurs industriels, notamment :

- L'industrie chimique
- L'industrie pétrochimique
- La sidérurgie
- L'agroalimentaire
- La production d'énergie
- L'automobile
- L'aéronautique

Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres, notamment :

- Le domaine de température et de pression des fluides
- Les propriétés physiques et l'agressivité des fluides
- La maintenance et l'encombrement

Les échangeurs de chaleur bien adaptés, bien dimensionnés, bien réalisés et bien utilisés permettent de réduire la consommation d'énergie des procédés industriels.

II.2 Définition

Les échangeurs de chaleur transfèrent la chaleur d'un fluide à un autre, sans contact direct entre les deux fluides, sans contact direct entre les deux fluides. Ils jouent un rôle essentiel dans la conversion de l'énergie, notamment dans les industries.

Dans les échangeurs de chaleur les plus courants, les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi. La chaleur est transférée par conduction à travers la paroi. [9] [10] [11]

Le même fluide peut se présenter sous les deux phases (liquide ou gazeuse) dans un échangeur de chaleur. C'est le cas des condenseurs, évaporateurs, bouilleurs, ou des tours de refroidissement.

La classification des échangeurs de chaleur se fait selon la configuration d'écoulement des fluides et selon leurs types de construction.

II.3 Les différentes fonctions de l'échangeur de chaleur :

Il est fréquent que les fluides soient réchauffés ou refroidis lors des procédés des industries pétrolières, pétrochimiques ou chimiques, que ce soit avec ou sans modification de phase. [12] Les fonctions suivantes sont à l'origine de cette modification.

1) Réfrigération :

Ils réduisent la température d'un liquide ou d'un gaz en utilisant un fluide auxiliaire, qu'il s'agisse d'un fluide de procédé ou d'eau, qui est associé au fonctionnement du compresseur pour refroidir les gaz comprimés.

2) Réchauffage :

Ils ont pour fonction de chauffer un liquide de procédé à l'aide de vapeur d'eau ou d'un autre fluide chaud. Ces expressions sont principalement utilisées lorsqu'il s'agit de réchauffer un produit stocké afin de garantir son pompage.

3) Condensation :

Les condenseurs sont utilisés pour la condensation totale ou partielle de la vapeur grâce à la circulation d'eau ou de fluide adéquatement froid, tandis que les aérocondenseurs sont utilisés pour la condensation de la vapeur et le refroidissement des condensais, généralement par circulation d'eau.

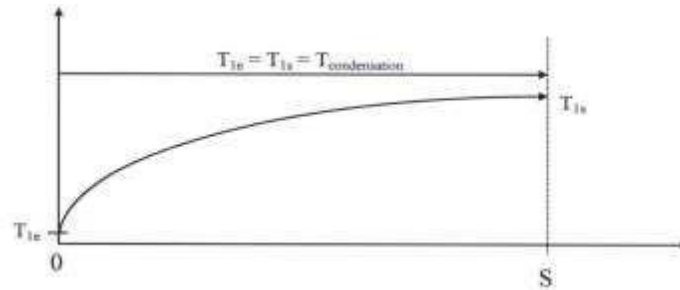


Figure II.1: l'allure de condensation

4) Vaporisation :

Les évaporateurs permettent la vaporisation complète ou partielle d'un liquide du processus, avec l'utilisation de vapeur d'eau ou d'un fluide chaud pour fournir de la chaleur.

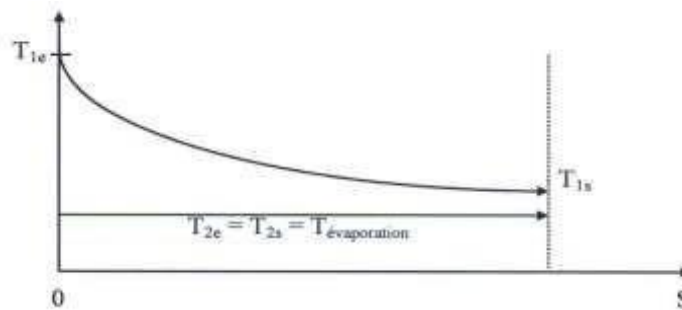


Figure II.2: l'allure de Vaporisation.

II.4 Notions fondamentales :

L'échangeur de chaleur est un dispositif qui permet de transmettre la chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid sans que les deux fluides ne soient directement en contact. L'état physique du fluide peut rester inchangé (liquide ou gazeux) ou se présenter successivement dans les deux phases : c'est le cas des condenseurs, des évaporateurs, des bouilleurs ou des tours de refroidissement. Dans la plupart des échangeurs industriels, les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi ou une cloison à faible inertie thermique, où les échanges se font par conduction. En réalité, la chaleur que l'un des fluides transmet à la paroi par convection le long de la surface de contact est transmise par conduction et est transmise à l'autre fluide par convection le long de l'autre face. Le rayonnement ne joue un rôle important que si des variations de température très importantes se produisent entre un fluide et la paroi.

II.5 Classement suivant les types d'échange :

Il existe en générale quatre critères pour classer les échangeurs thermiques.

Ce classement se fait selon :

- Le type de contact.
- Le type d'échange de fluides.
- Le type de l'écoulement des fluides.
- Leurs technologies « la géométrie ».

II.6 Type de contact :**II.6.1 Echangeurs à contact direct :**

Le modèle le plus basique consiste en un récipient (ou canalisation) où les deux fluides sont mélangés directement et où ils atteignent la même température finale.

Exemples

- les réchauffeurs d'eau (injection de vapeur d'eau sous pression).
- les dés réchauffeurs industriels et les condenseurs à injection (centrale thermique).[13]

II.6.2 Echangeur a contact indirect :

En règle générale, pour les échangeurs les plus utilisés dans le domaine industriel, les deux fluides, appelés 1 et 2, s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi ou une cloison, avec une faible inertie thermique. La chaleur transmise par le fluide 1 à la paroi par convection le long de la surface de contact traverse l'épaisseur de la paroi par conduction et est transmise au fluide 2 par convection le long de l'autre face.

La réciprocity des processus de transfert est observée : convection (1), conduction (paroi), convection (2). Le transfert de chaleur se manifeste par le produit d'une conductance globale constante tout au long de l'échangeur, ainsi que par la différence entre les températures moyennes T_1 et T_2 des gaz. [13]

II.7 Le Type d'échange de fluides :

Ce type de classement consiste le changement de phase des fluides «diphases ou monophasiques » qui est dut aux températures et les pressions élevées. On distingue deux types :

II.7.1 Echangeur sans changement de phase

Les échangeurs de chaleur sans transition de phase sont des échangeurs où l'un des fluides se refroidit afin de réchauffer le deuxième fluide sans transition de phase.

II.7.2 Echangeur avec changement de phase :

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

- L'un des fluides se condense alors que l'autre se vaporise : ces échangeurs sont rencontrés dans les machines frigorifiques.
- Le fluide secondaire se vaporise en recevant de la chaleur du fluide primaire, lequel ne subit pas de changement d'état. Ils sont appelés évaporateurs.
- Le fluide primaire se condense en cédant sa chaleur latente au fluide secondaire plus froid, lequel ne subit pas de transformation d'état.

II.8 Le type de l'écoulement des fluides. [14]

Dans les échangeurs à fluide séparés, les modes de circulation des fluides peuvent se rangèrent deux catégories On peut distinguer 3 modes d'écoulement différents :

a) Écoulement co-courants (Écoulement des deux fluides parallèles et même sens) :

Les échangeurs à co-courants sont des dispositifs où la température du fluide froid ne peut pas dépasser la température de sortie du fluide chaud. À moins que l'un des fluides ne subisse un changement de phase, les températures des fluides ne changent pas pendant leur traversée longitudinale de l'échangeur.

L'évolution qualitative de ces températures le long d'un échangeur tubulaire à co-courants très simple est illustrée dans la figure (II.3). La longueur de l'échangeur a été représentée en abscisse, tandis que les températures sont identifiées à l'aide des indices e (entrée) et s (sortie), avec 1 pour le fluide chaud et 2 pour le fluide froid.

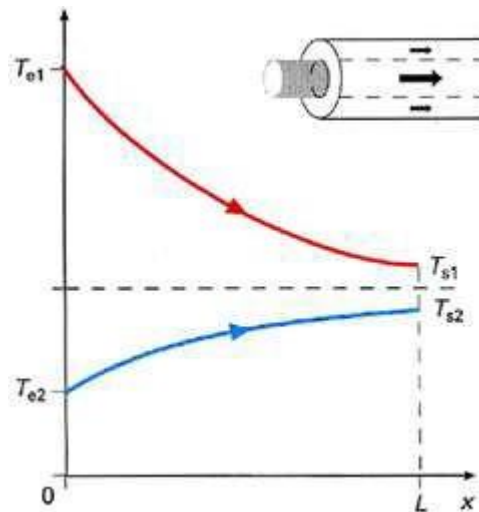


Figure II.3: Distribution des températures dans un échangeur tubulaire co-courant. [14]

b) Écoulement contre courants (Écoulement des fluides parallèles mais de sens contraires) :

La température du fluide froid peut dépasser la température de sortie du fluide chaud dans ces échangeurs à contre-courant. L'une des dispositions les plus propices à l'échange thermique est cette.

L'avantage de l'échangeur à contrecourant par rapport à l'échangeur à co-courant réside dans le fait qu'il requiert des surfaces d'échange plus petites pour un même flux de chaleur.

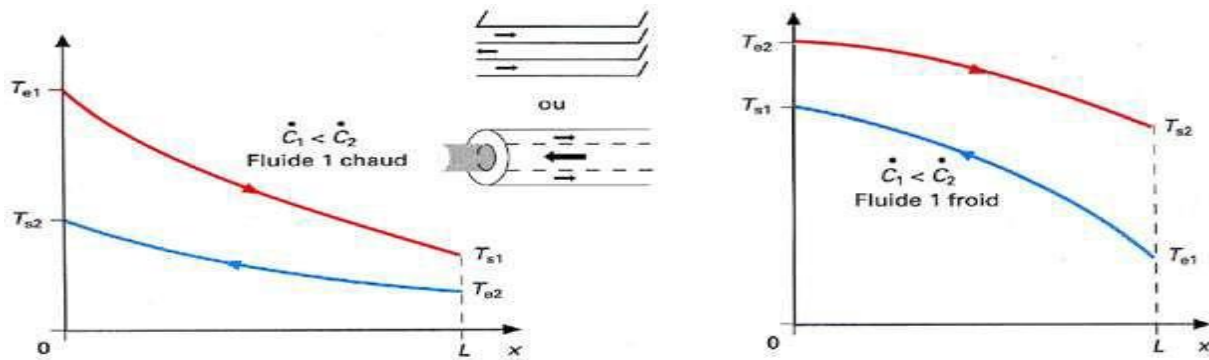


Figure II.4: Distribution des températures dans un échangeur tubulaire ou à plaques à contre courants. [14]

C) Ecoulement des fluides croisés avec ou sans brassage

Les deux fluides s'écoulent de manière perpendiculaire l'un à l'autre (Figure (II.5)). Le fluide non brassé est canalisé : c'est celui dont la veine est séparée par plusieurs canaux parallèles distincts et de faible section. L'autre liquide se déplace librement entre les veines et peut être en partie brassé en raison des tourbillons créés par les tubes. L'effet du brassage est de rendre les températures homogènes dans les parties droites de la veine fluide. Sans cela, les températures fluctuent non seulement en fonction de la direction du flux, Mais également dans la partie de la veine. La figure (II.5) présente une représentation schématique d'un échangeur à courant croisés.

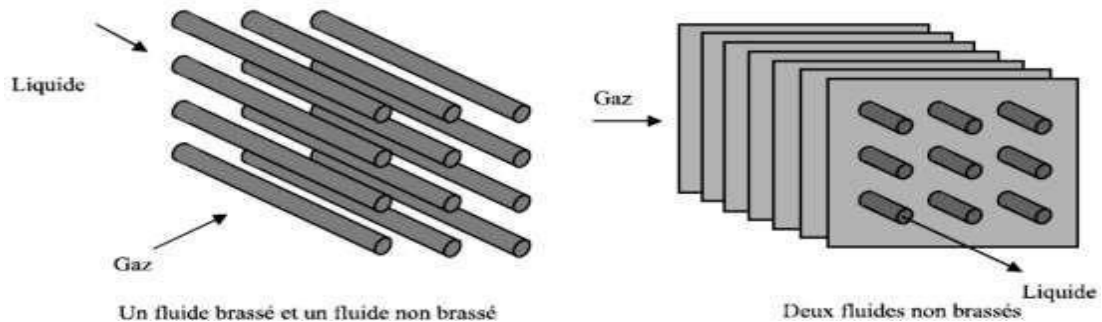


Figure II.5: Exemples d'échangeurs à courants croisés.

Il est rare d'utiliser les trois écoulements décrits dans leur simplicité. Effectivement, il est rare qu'un échangeur se limite à un seul tube ou à deux plaques ; cependant,

il est essentiel d'examiner ces cas simples dans le cadre d'une première approche : l'échangeur industriel est généralement composé d'un grand nombre de tubes ou de plaques, ce qui engendre des problèmes supplémentaires.

De plus, la conception des échangeurs de chaleur offre la possibilité de choisir entre deux types de géométries fondamentales :

- Les tubes qui s'attachent à l'espace réservé à l'un des deux fluides.
 - Les plaques, qu'elles soient planes ou rectifiées, sont sélectionnées pour un fluide qui exige la même forme pour l'autre.
- Dans les installations industrielles, les combinaisons entre divers types d'échangeurs sont souvent choisies en fonction de contraintes technologiques et économiques. [15]

d) Echangeur 1-2 :

C'est l'échangeur à faisceau le plus simple : le fluide circulant dans l'enveloppe effectue un seul passage tandis que le fluide circulant dans le tube effectue 2 (ou $2n$) passages :

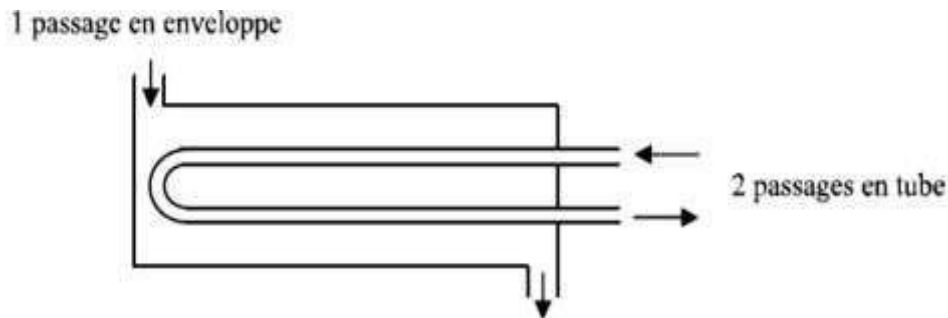


Figure II.6: Schéma d'un échangeur 1-2.

Une passe en tube s'effectue à co-courant avec l'écoulement en calandre tandis que l'autre s'effectue à contre-courant. L'écoulement co-courant est moins efficace que l'écoulement à contre-courant, l'échangeur 1-2 a donc une efficacité comprise entre celle d'un échangeur tubulaire fonctionnant à co-courant et celle d'un échangeur tubulaire fonctionnant à contre-courant.

e) Echangeur 2-4 :

Si l'efficacité de l'échangeur 1-2 ne dépasse pas 0,75, on cherche à se rapprocher de l'échangeur à contre-courant en effectuant 2 (ou plus) passages en calandre. La chicane longitudinale de

l'échangeur 2-4 permet au fluide en enveloppe de passer deux fois. Le fluide traverse le tube en 4 (ou $4n$) fois.

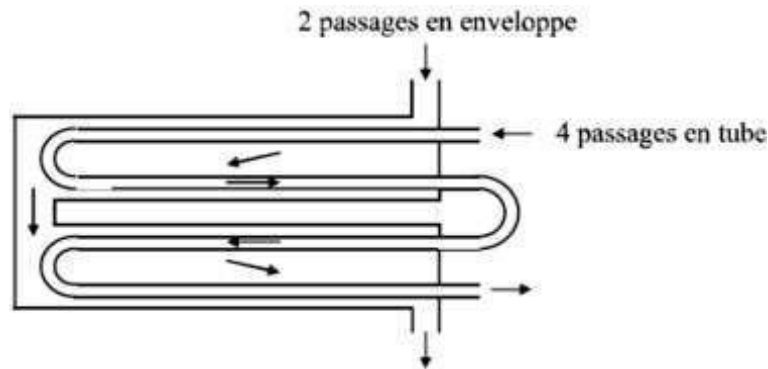


Figure II.7: Schéma d'un échangeur 2-4.

- Même sens « co-courants ».
- Sens contraire « contre-courant ».
- Echangeur à courant croisé le mouvement des fluides est croisé

II.9 Classifications des échangeurs de chaleur :

II.9.1 Les échangeurs tubulaires :

Pour des raisons historiques et économiques, les échangeurs de chaleur à tubes sont les plus courants. Ils sont constitués d'une succession de tubes, dans lesquels s'écoule l'un des fluides à échanger, et d'espaces entre les tubes, dans lesquels s'écoule l'autre fluide. La chaleur est transférée par conduction à travers la paroi des tubes. [16]

II.9.1.1 Échangeur monotube

Dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpent, comme indiqué dans la figure ci-dessous.

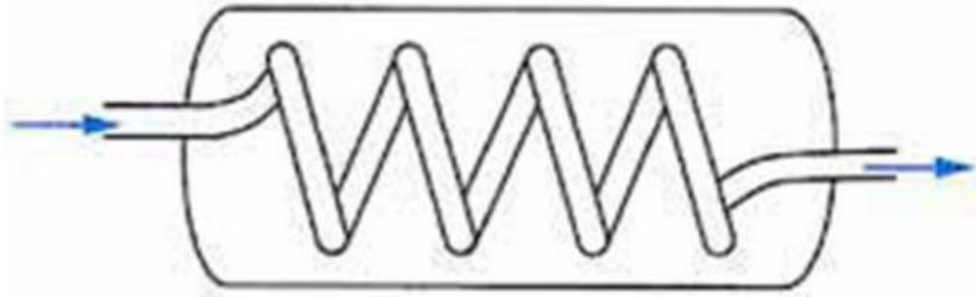


Figure II.8: Échangeur monotube en serpentín [16].

II.9.1.2 Échangeur coaxial

Dans les situations où les tubes sont fréquemment cintrés, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule généralement dans le tube intérieur comme indiqué à la figure ci-dessous [16].

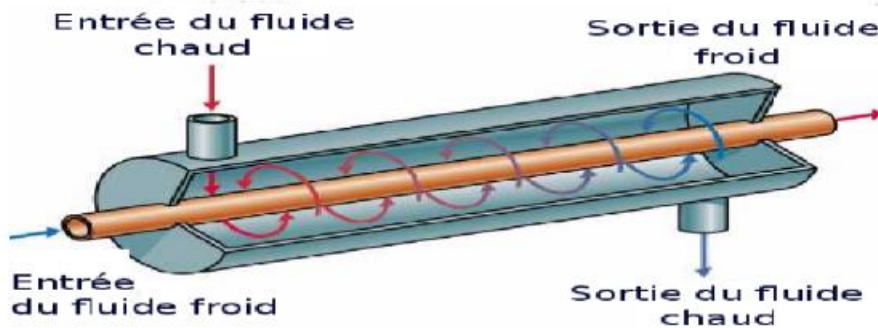


Figure II.9: Échangeur coaxial [17].

II.9.2 Échangeur multitubulaire

Existant sous quatre formes :

II.9.2.1 Échangeur à tubes séparés

Plusieurs tubes de petit diamètre, maintenus écartés par des entretoises, sont placés à l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant. L'échangeur peut être rectiligne ou enroulé. [16]

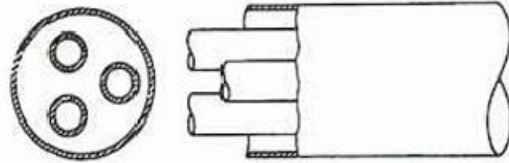


Figure II.10: Échangeur à tube séparé [16].

II.9.2.2 Échangeur à tubes rapprochés

On place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux pour maintenir les tubes et permettre un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube à eux. Les rubans soutiennent les tubes. [16]

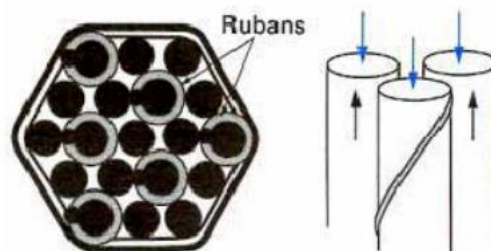


Figure II.11: Échangeur à tube rapproché [16].

II.9.2.3 Échangeur à tubes ailettes

Les tubes améliorent le coefficient d'échange thermique, mais divers types d'ailettes sont présentés si contre.

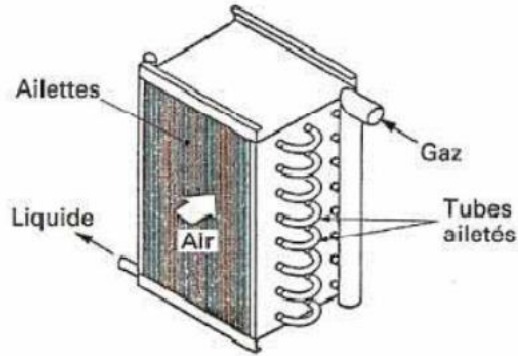
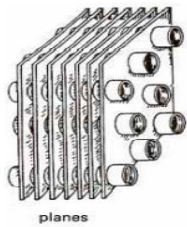
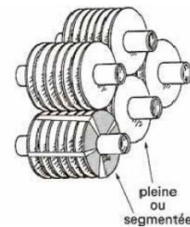


Figure II.12: Échangeur à tube ailette [16].

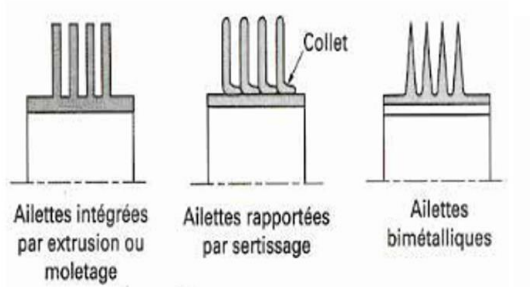
• Ailettes transversales :



Ailettes continue [16]



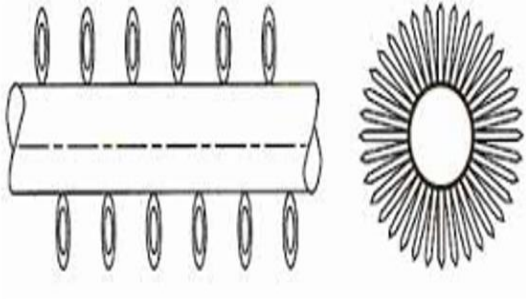
Ailettes indépendant [16]



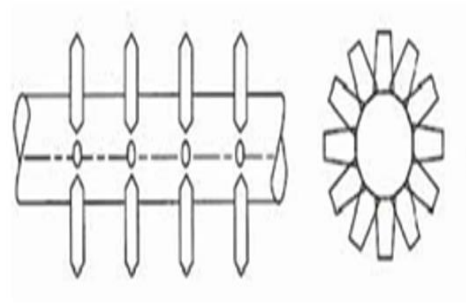
Ailettes annulaire [16]



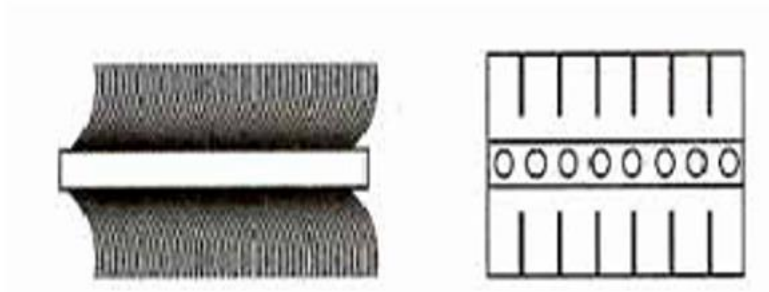
Ailettes spirale [16]



Ailettes a fils préformés [16]

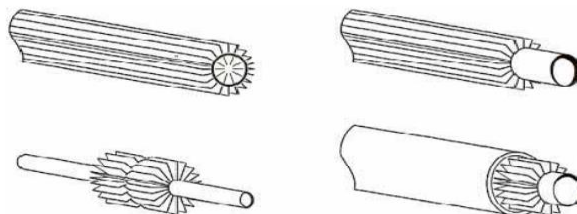


Ailettes poinçonnées [16]



Ailettes en brosse [16]

• Ailettes longitudinal :



Type d'ailettes longitudinal

Figure II.13: Autre différent type d'ailettes [16].

II.9.3 Echangeur à tube et calandre

II.9.3.1 Echangeur de chaleur à tête flottante

L'une des plaques tubulaires est fixée entre les brides de la calandre et de la boîte de distribution et est bloquée. La seconde plaque, d'un diamètre inférieur, contient la boîte de retour et peut coulisser librement à l'intérieur du capot qui ferme la calandre [18].

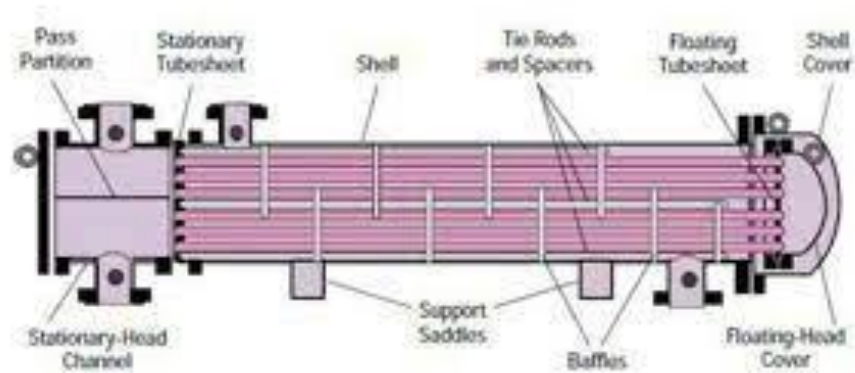


Figure II.14: Échangeur à tête flottante [19].

II.9.3.2 Echangeur à plaque tubulaires fixes

Dans ce cas, il est possible que les plaques tubulaires soient directement soudées sur la calandre [13].

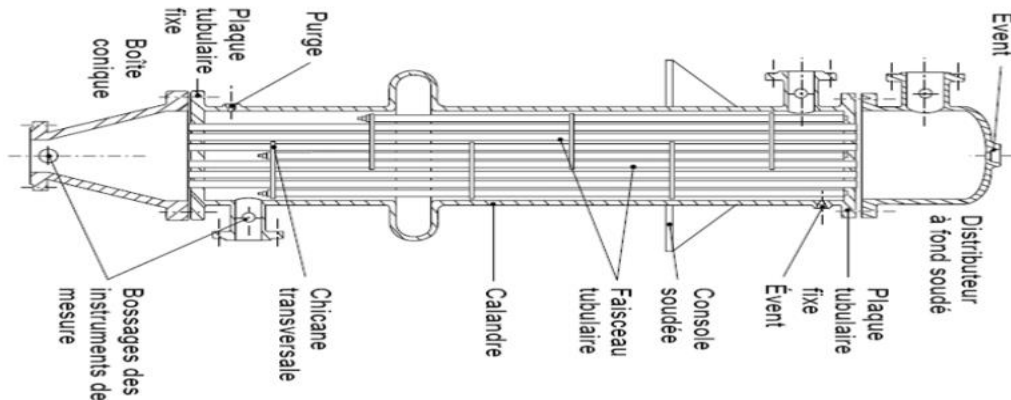


Figure II.15: Échangeur à plaque tubulaire fixe [18].

II.9.3.3 Echangeur à tubes en U

Les tubes du faisceau sont coudés en forme d'épingle. Ils sont donc soutenus par une seule plaque tubulaire, ce qui permet une dilatation libre. En revanche, le nettoyage des tubes est difficile, sauf par voie chimique. [18]

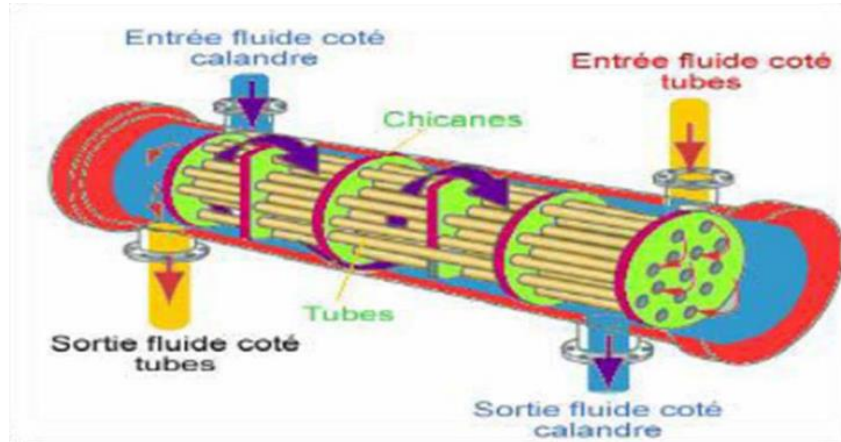


Figure II.16: Échangeur à tube en U [20].

II.9.4 Echangeur à plaque

II.9.4.1 Échangeurs à surface primaire

Les échangeurs à surface primaire sont constitués de plaques présentant des ondulations, des nervures ou des picots. Ces profils ont deux fonctions principales : augmenter le transfert de chaleur et améliorer la résistance à la pression. [16]

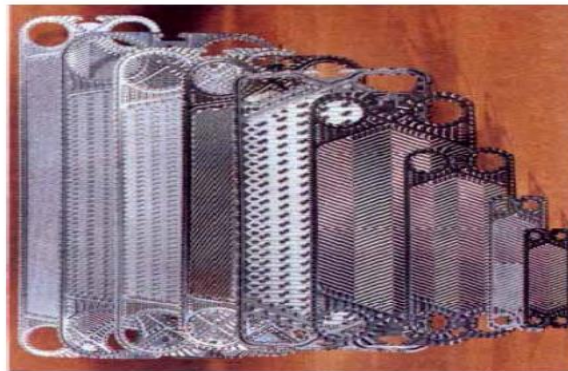


Figure II.17: Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire [16].

II.9.4.2 Échangeurs à plaques et joints

La surface d'échange d'un échangeur à plaques est composée de plaques métalliques serrées les unes contre les autres à l'aide de joints. Ces plaques sont disposées entre deux flasques, l'une fixe et l'autre mobile. [16]

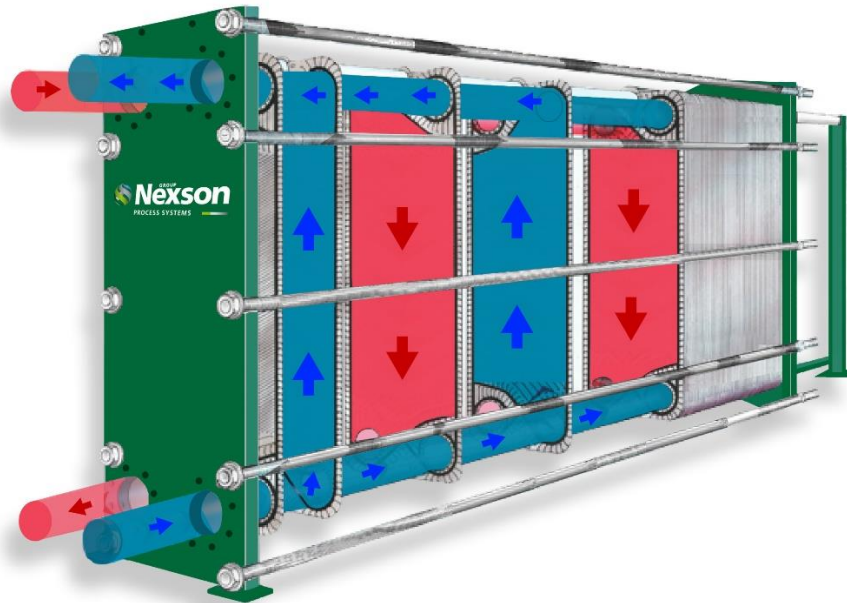


Figure II.18: Échangeur à plaque et joint [21].

II.9.4.3 Échangeurs à plaques soudées ou brasées

Ils sont utilisés dans la chimie, la pétrochimie, l'agro-alimentaire, etc. pour la récupération de chaleur. Parmi leurs variétés distinctes [16].

II.9.4.3.1 Échangeur platulaire

L'échangeur de chaleur est constitué d'un assemblage de tôles planes embouties. Il existe deux types d'appareils : les chambres planes munies de tabulateurs et les picots emboutis et soudés. [16]

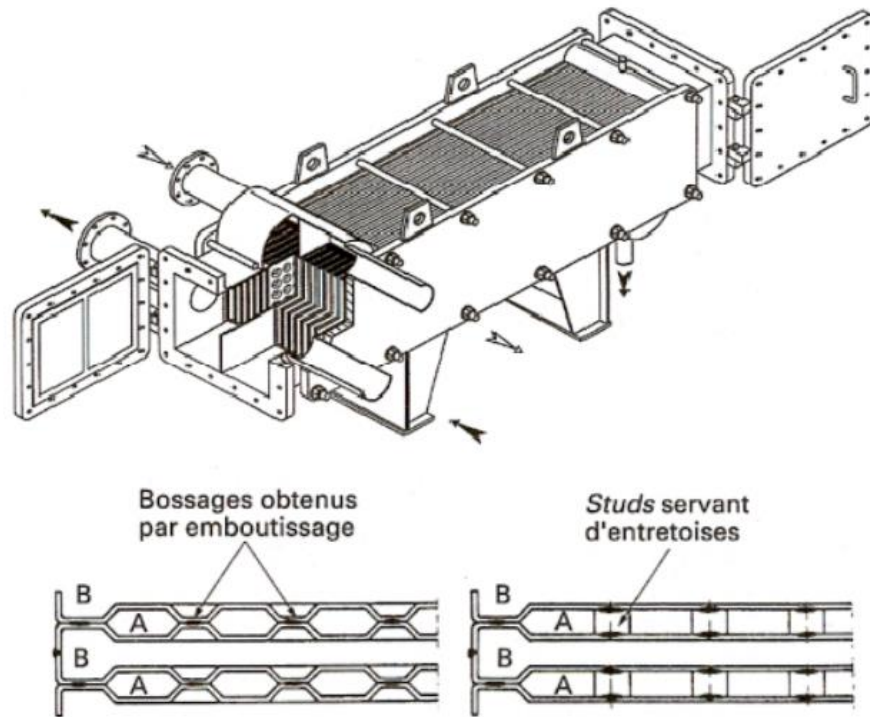


Figure II.19: Échangeur platulaire et schéma canaux [16].

II.9.4.3.2 Échangeur Compabloc

L'échangeur de chaleur à plaques soudées est constitué d'un assemblage de plaques corruguées, identiques à celles utilisées dans les échangeurs à plaques et joints. Les fluides circulent dans des directions opposées, ce qui permet un transfert de chaleur plus efficace. [16]

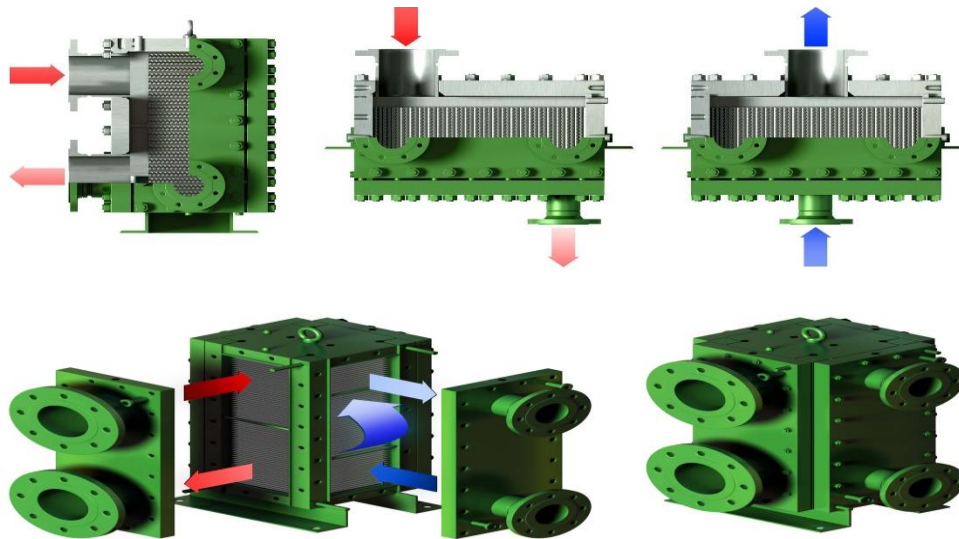


Figure II.20: Échangeur Compabloc et l'empilement des plaques [22].

II.9.4.3.3 Échangeur Packinox

L'échangeur de chaleur à plaques soudées de grandes dimensions est un type d'échangeur de chaleur dans lequel les plaques sont soudées ensemble. Les plaques sont formées par explosion, ce qui permet d'obtenir des plaques de grande taille et de haute qualité. Le faisceau de plaques est inséré dans une calandre, qui peut atteindre une longueur de plus de 10 mètres. Cet échangeur peut fonctionner à des températures allant jusqu'à 600 °C et des pressions allant jusqu'à 50 bars.

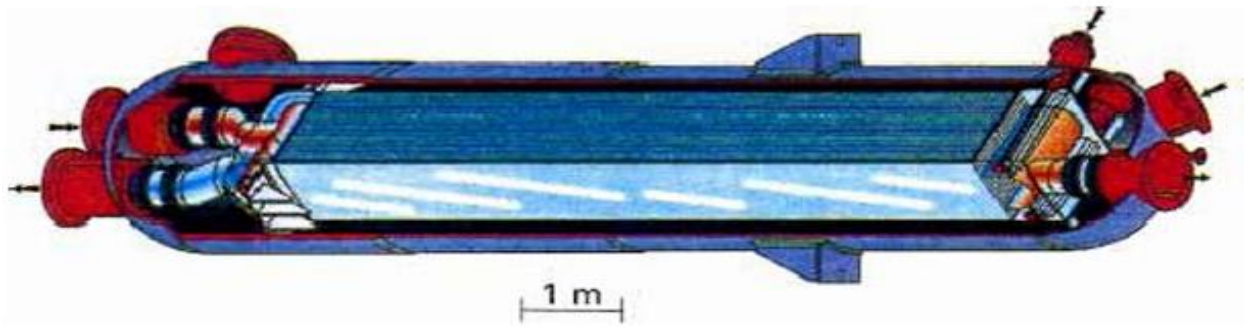


Figure II.21: Échangeur Packinox [16].

II.9.4.3.4 Échangeur lamellaire

L'échangeur de chaleur à tubes aplatis est une variante de l'échangeur de type tubes et calandre. Le faisceau est constitué de tubes aplatis, qui sont fabriqués à partir de deux plaques formées et soudées ensemble. Chaque tube aplati contient un élément interne, appelé turbulateur, qui permet d'améliorer la tenue à la pression et l'échange thermique. [16]

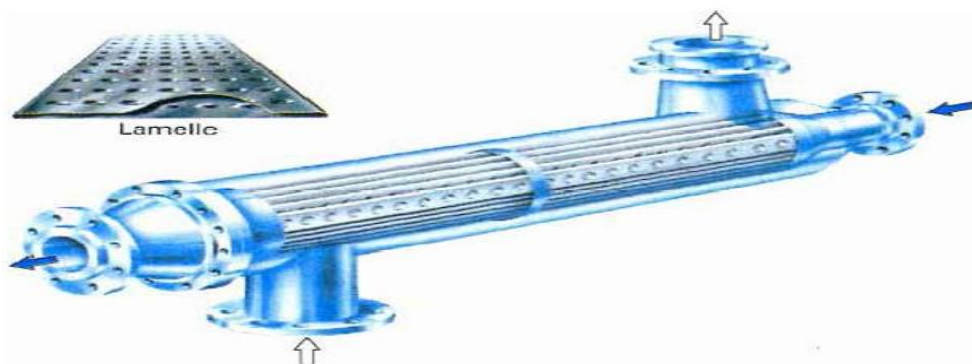


Figure II.22: Échangeur lamellaire [16].

II.9.4.3.5 Échangeur à spirale

L'échangeur de chaleur à spirale est constitué de deux rubans de tôle gaufrée, enroulés en spirale. Les fluides circulent dans des canaux séparés par un espace constant maintenu par des taquets soudés sur les plaques. La circulation des fluides peut être parallèle ou croisée. Cet échangeur peut fonctionner à des pressions allant jusqu'à 25 bars et à des températures allant jusqu'à 300 °C. [16]

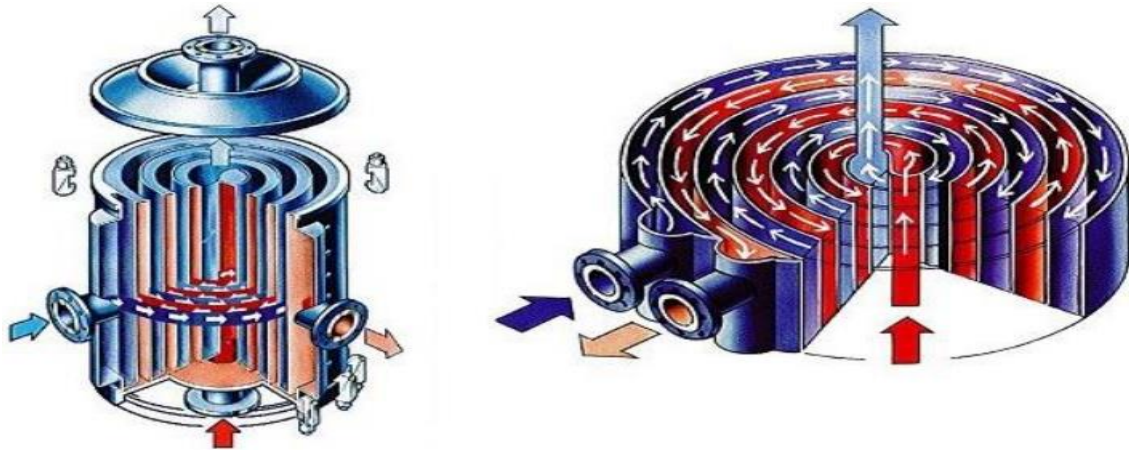


Figure II.23: Échangeur à spirale [16]

II.9.4.3.6 Échangeur brasé

L'échangeur de chaleur à plaques et cannelures inclinées est une variante de l'échangeur de chaleur à plaques et joints conventionnel. La différence principale est que la surface d'échange est constituée de plaques métalliques à cannelures inclinées. [16]

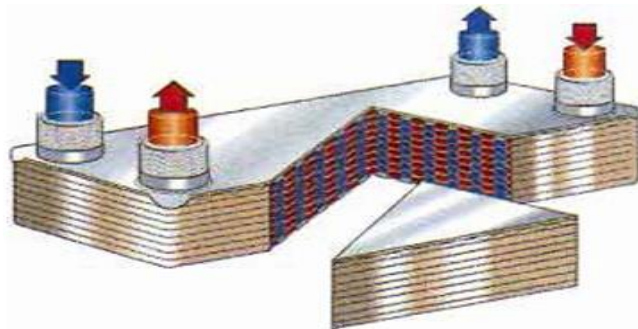


Figure II.24 Échangeur brasé [16].

II.9.5 Échangeurs avec un fluide changeant de phase

À l'intérieur de l'échangeur, l'un des deux fluides peut subir un changement de phase. Les évaporateurs passent un fluide froid de l'état liquide à l'état gazeux, tandis que les condenseurs passent un fluide chaud de l'état vapeur à l'état liquide.

II.9.5.1 Évaporateurs tubulaires

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

II.9.5.1.1 Évaporateurs à l'intérieur de tubes

Les évaporateurs à tubes verticaux sont distincts des évaporateurs à tubes horizontaux.

a) Évaporations à tubes verticaux

Ces appareils sont utilisés comme évaporateurs cristallisateurs, pour concentrer une solution, produire de la vapeur nécessaire au réchauffement d'un fluide à distiller ou pour fournir de la vapeur. La vapeur qui se condense est généralement utilisée pour chauffer les tubes extérieurs [16].

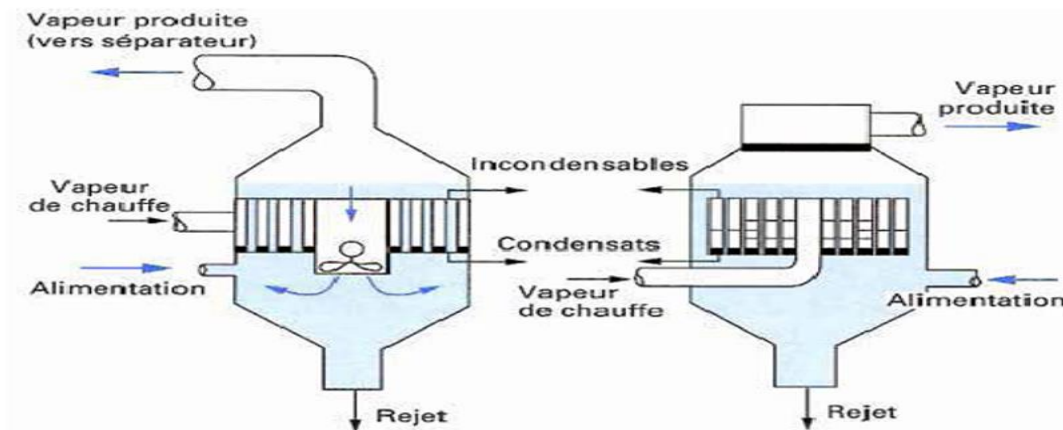


Figure II.25: Evaporateurs a tubes courts et a panier

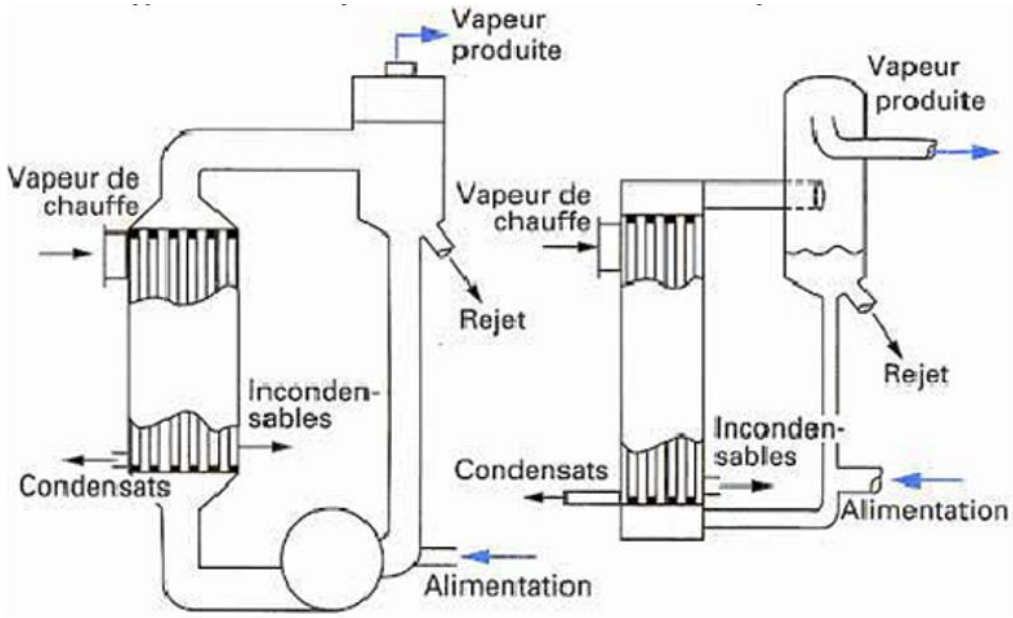


Figure II.26: Évaporateur à longs tubes verticaux et à grimpage [16].

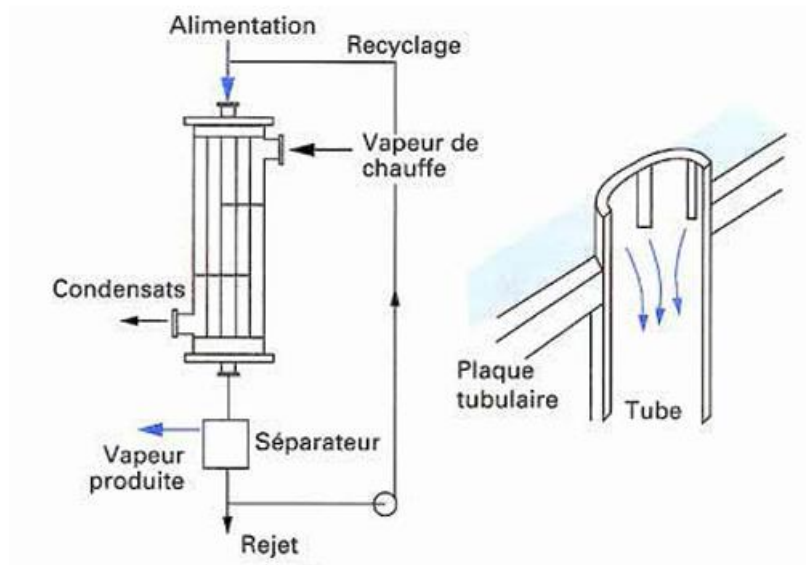


Figure II.27: Évaporateur à tube tombant [16].

b) Évaporateurs à tubes horizontaux

Ces appareils sont généralement utilisés pour refroidir des liquides tels que l'eau, la saumure, l'eau glycolée et ainsi de suite. Le fluide à refroidir circule à l'extérieur des tubes, tandis que le liquide à évaporer circule à l'intérieur des tubes [16].

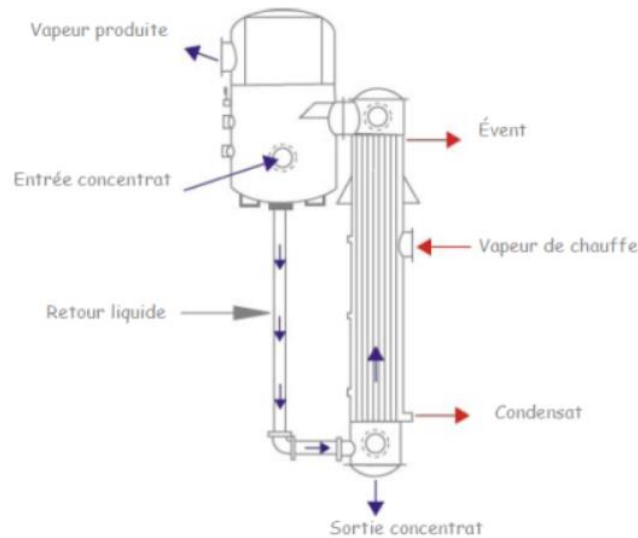


Figure II.28: Évaporateurs à tubes horizontaux [23].

II.9.5.1.2 Évaporation à l'extérieur de tubes

Généralement, ces évaporateurs utilisent des tubes horizontaux. Les évaporateurs noyés (ou submergés) et arrosés sont les deux types d'évaporateurs. [16]

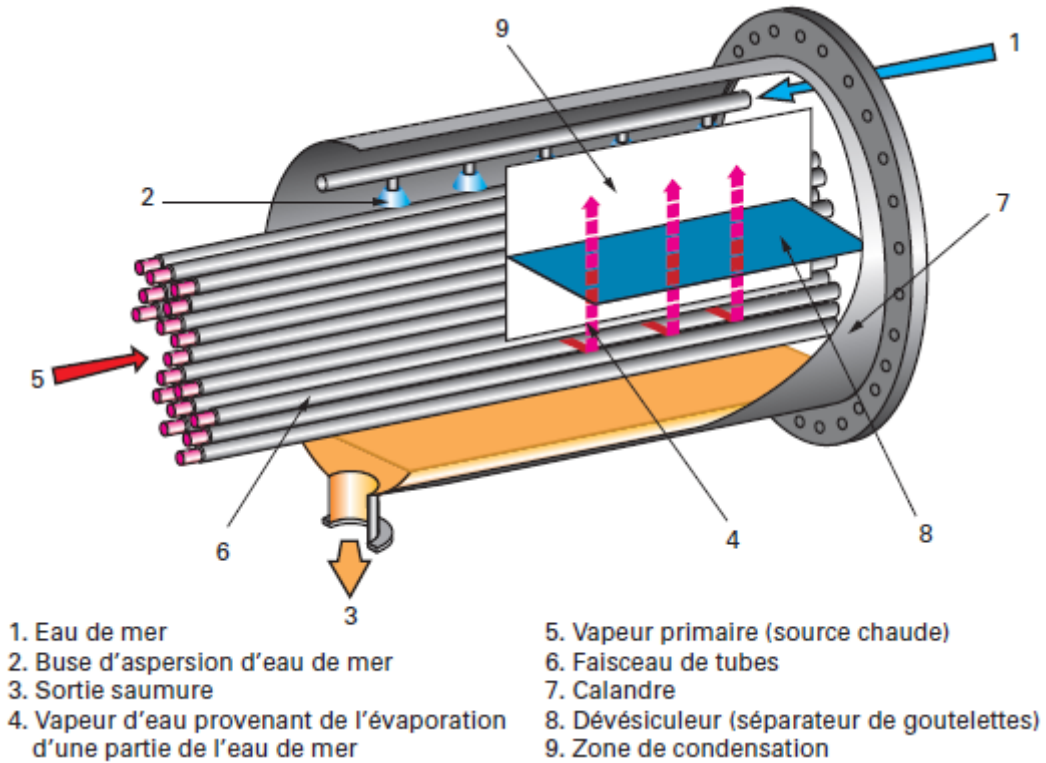


Figure II.29: Évaporateur noyés et arrosés [24].

II.9.5.2 Condenseurs tubulaires

Ces échangeurs sont utilisés pour condenser une vapeur à l'aide d'un fluide réfrigérant. Ils couvrent une large gamme de secteurs d'activité, tels que la production d'énergie (centrales thermiques), les industries chimiques (colonnes à distillation), le génie climatique, l'agro-alimentaire, le séchage, etc. [16]

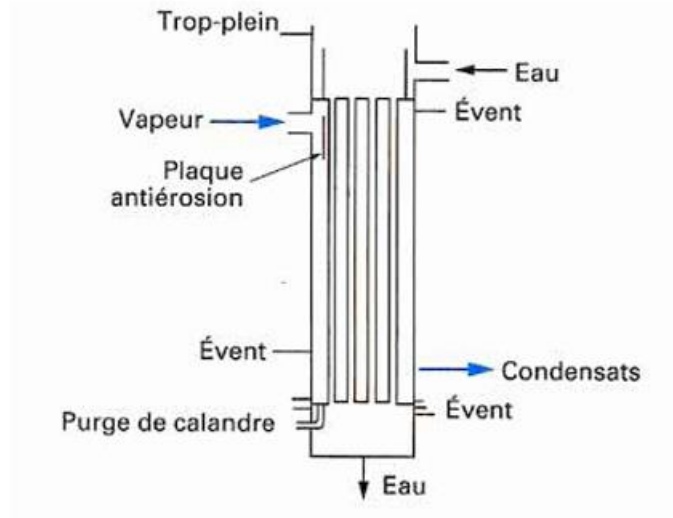


Figure II.30: Condensation extérieur aux tubes [25].

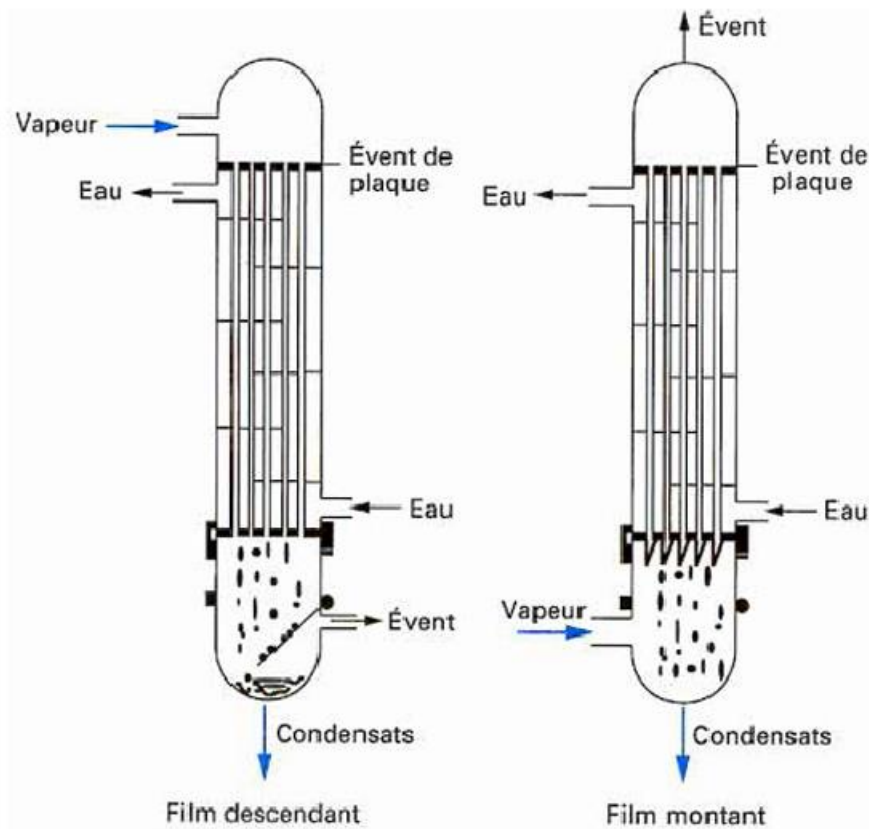


Figure II.31: Condensation intérieur aux tubes [25].

II.10 Classification des échangeurs

Les différents types d'échangeurs sont classés selon divers critères.

Les plus significatifs sont mentionnés.

II.10.1 Classement technologique

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

à tubes : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires ;

à plaques : à surface primaire ou à surface secondaire ;

autres types : contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé.

II.10.2 Classement suivant le mode de transfert de chaleur

Dans la plupart des applications (chambre de combustion, récupération sur les fumées, etc.), les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) sont combinés ; il y a souvent un mode de transfert prédominant. La conduction intervient dans tout échangeur avec transfert de chaleur à travers une paroi [16].

II.10.3 Classement suivant le procédé de transfert de chaleur

On définit un fonctionnement en récupérateur ou en régénérateur de chaleur en fonction de l'existence ou non de stockage de chaleur :

- Transfert sans stockage ainsi, en mode récupérateur, avec deux ou plusieurs passages et généralement un écoulement continu ;
- Transfert avec stockage, Par conséquent, la matrice de stockage peut être dynamique ou statique en tant que régénérateur, avec un seul passage et un écoulement intermittent [16].

II.10.4 Classement fonctionnel

Ce type de classement est basé sur le fluide car son passage dans l'échangeur peut être soit avec un changement de phase (diphase) soit sans

Il y a alors les catégories suivantes : Il existe un écoulement monophasique entre les deux fluides. [16]

- Les évaporateurs et les condenseurs ont un écoulement avec changement de phase.

Les deux fluides ont une circulation diphasique, similaire à celle des évapocondenseurs.

II.10.5 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange

Il existe deux types de paroi :

- Les échangeurs non métalliques en : céramique, graphite, plastique et verre.
- Les échangeurs métalliques en : aluminium, superalliages, métaux, acier, cuivre ou alliages réfractaires. [26]

II.11 Conclusion

Voyant l'importance des échangeurs de chaleur dans les industries. Il existe une diversité de types d'échangeurs de chaleur avec une variété d'applications dans divers domaines.

Chapitre III

Calculs et méthodes

III.1 Application sur les échangeurs

III. 1.1. Le coefficient du transfert thermique U :

$$U = \frac{1}{R_{total}} \quad (\text{III. 1})$$

U : Coefficient d'échange global W/m². °c

R_{total} : Résistance thermique totale m². °c/W

Loi de fourier :

$$Q = \Delta T / R \quad (\text{III. 2})$$

✓ Calculer la résistance pour convection

$$\text{Fluides :} \quad R = 1/hA \quad (\text{convection})$$

✓ Calculer la résistance pour conduction

$$\text{Paroi} \quad R = \ln\left(\frac{De/Di}{2\pi lk}\right) \quad (\text{conduction})$$

La somme de la résistance thermique

$$R_{totale} = \sum Ri = 1/hiAi + \ln\left(\frac{De/Di}{2\pi lk}\right) + 1/heAe \quad (\text{III. 3})$$

Pour une paroi mince → R_{paroi} = 0

Équation de la résistance thermique

$$R = \frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_e A_e} \quad (\text{III. 4})$$

III.1.2. Effet de l'encrassement : fouling

Accumulation d'éléments solides indésirables ou de substances solides sur la paroi.

$$R = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{fi}}{A_i} + \frac{\ln(D_e/D_i)}{2\pi lk} + \frac{R_{fe}}{A_e} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (\text{III. 5})$$

Rf: facteur d'encrassement [$\text{m}^2 \cdot \text{co}/\text{w}$]

III.1.3. Application sur les échangeurs de chaleur :

A partir des bilans énergétiques de deux fluides, on trouve :

$$\dot{Q} = \dot{m}_c C_{p_c} (T_{e,c} - T_{s,c}) = \dot{m}_f C_{p_c} (T_{s,f} - T_{e,f}) = \dot{m} h_{fg} \quad (\text{III. 6})$$

On pose :

$$\dot{m}_c C_{p_c} = C_c \text{ et } \dot{m}_f C_{p_f} = C_f \quad (\text{III. 7})$$

Sachant que CC ET C représentent les débits calorifiques [wk^{-1}]

Les cas de fonctionnement d'un échangeur :

a- Réfrigération et réchauffage

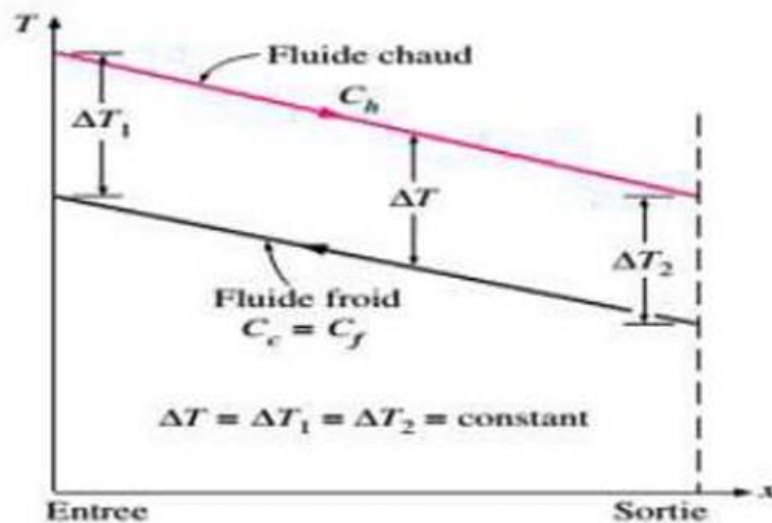


Figure III.1: deux fluides ayant même m et C_p

b- Condensation et vaporisation

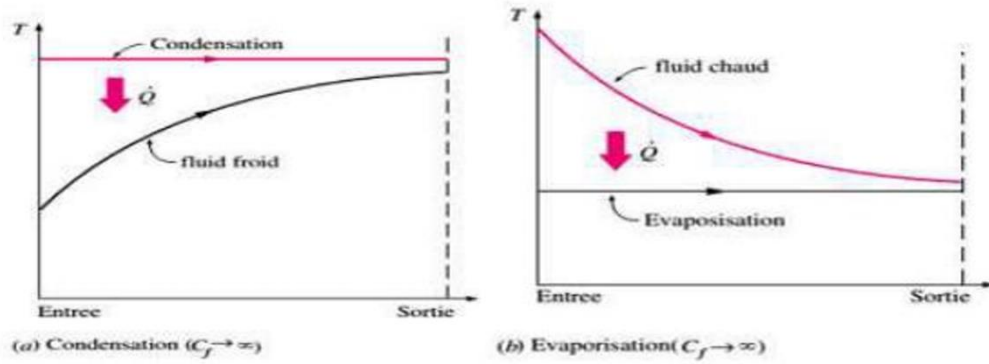


Figure (III.2) : Condensation

Figure(III.3) : vaporisation

III.1.4. Méthode DTLM :

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad (III. 8)$$

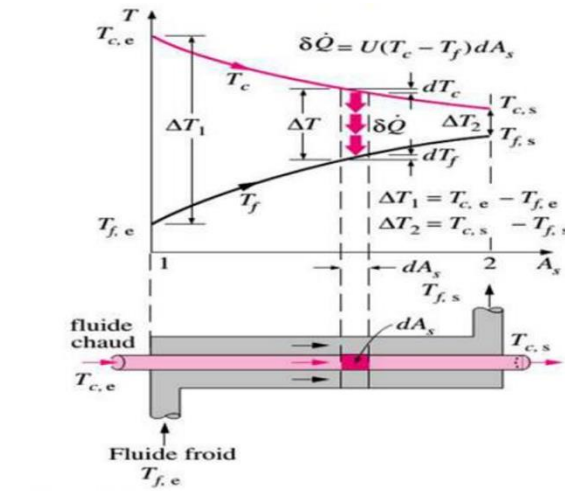
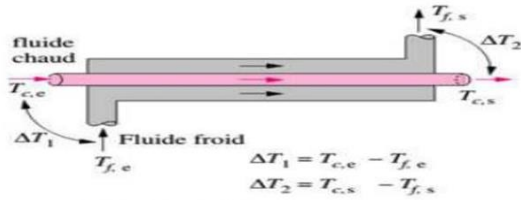
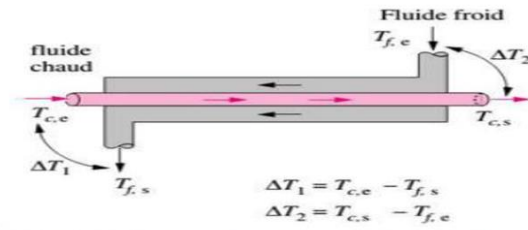


Figure (III.4) : Démonstration pour deux fluides co-courants



Figure(III.5) : Echangeurs co-courants.



Figure(III.6) : Echangeurs contre courants.

ΔT_{LMTD} valable pour écoulements parallèle et contre courants

$\Delta T_{LMTD} \text{ contre} > \Delta T_{LMTD} \text{ parallèle}$

➤ **Écoulement des fluides croisés:**

Pour appliquer les méthodes sur les autres échangeurs, on a besoin d'ajouter un facteur de correction.

$$\dot{Q} = UA_P F \Delta T_{LMTD} \tag{III. 9}$$

F=1(parallèle et contre)

0<f<1

Le facteur de correction F déterminé graphiquement en utilisant les deux coefficients suivants:

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} ; R = \frac{T_2 - T_1}{t_2 - t_1} \tag{III. 10}$$

Avec: $p \leq 1$ et $0 < R \leq \infty$

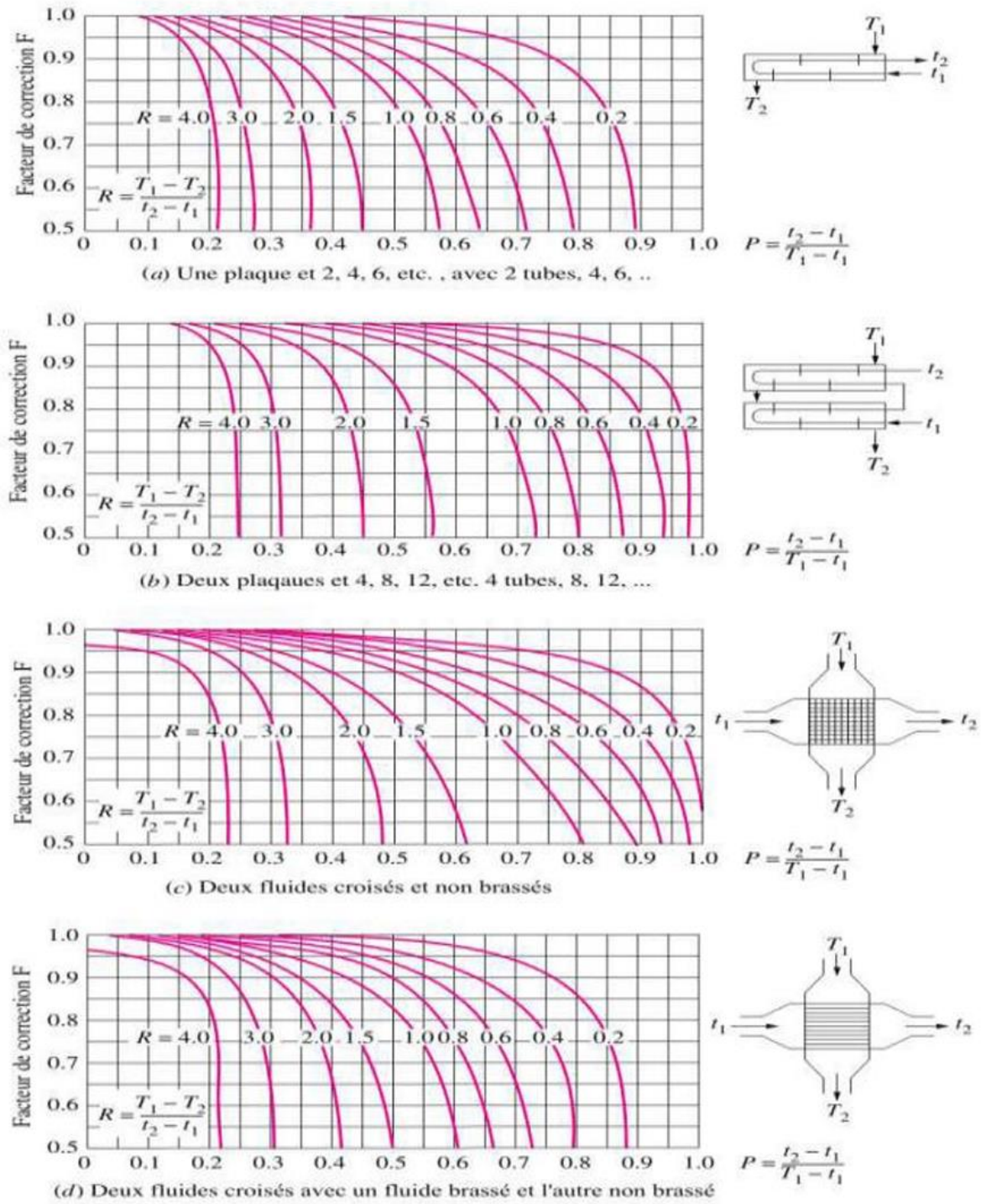


Figure (III.7) : abaques pour trouver le facteur de correction F d'un échangeur.

III.1.5. Méthode 8-NTU Efficacité-NTU :

L'efficacité est donnée par :

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\text{flux de chaleur actuel}}{\text{flux de chaleur maximal possible}} \quad (\text{III. 11})$$

Le flux de chaleur déterminé à partir des bilans énergétiques :

$$\dot{Q} = \dot{m}_c C_{Pc} (T_{e,c} - T_{s,c}) = \dot{m}_f C_{Pf} (T_{s,f} - T_{e,f}) = \dot{m} h_{fg} \quad (\text{III. 12})$$

✓ La variation de température maximale

$$\Delta T_{max} = (T_{e,c} - T_{e,f}) \quad (\text{III. 13})$$

✓ Le rapport de capacités calorifiques

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (\text{III. 14})$$

✓ Flux chaleur maximal possible

$$\dot{Q}_{max} = C_{min} \Delta T_{max} = (\dot{m} C_P)_{min} (T_{e,c} - T_{e,f}) \quad (\text{III. 15})$$

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{Q}_{max}$$

✓ Nombre d'unités transferts

$$NTU = \frac{UA_P}{C_{min}} \quad (\text{III. 16})$$

A ce moment, on peut facilement déterminer l'efficacité à partir les corrélations suivantes selon le cas étudiés.

Tableau III.1: efficacité

Echangeurs	Efficacité ε	NTU
Co-courants	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + c)]}{1 + c}$	$NTU = -\frac{\ln[1 - \varepsilon(1 + c)]}{1 + c}$
Contre-courants	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - c)]}{1 - c \exp[-NTU(1 - c)]}$	$NTU = \frac{1}{c - 1} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon c - 1}\right)$
1 Plaques et 2, 4, 6, 8 tubes	$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1 + c^2} \frac{1 + \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]}{1 - \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]} \right\}^{-1}$	$NTU = -\frac{1}{\sqrt{1 + c^2}} \ln\left(\frac{2\varepsilon - 1 - c - \sqrt{1 + c^2}}{2\varepsilon - 1 - c + \sqrt{1 + c^2}}\right)$
2 fluides croisés et non brassés	$\varepsilon = 1 - \exp\left\{\frac{NTU^{0.22}}{c} [\exp(-c NTU^{0.78}) - 1]\right\}$	
2 fluides croisés, 1 brasse C_{max} mixed, C_{min} unmixed	$\varepsilon = \frac{1}{c} (1 - \exp\{1 - c[1 - \exp(-NTU)]\})$	$NTU = -\ln\left[1 + \frac{\ln(1 - \varepsilon c)}{c}\right]$
2 fluides croisés, 1 brasse C_{min} mixed, C_{max} unmixe	$\varepsilon = 1 - \exp\left\{-\frac{1}{c} [1 - \exp(-c NTU)]\right\}$	$NTU = -\frac{\ln[c \ln(1 - \varepsilon) + 1]}{c}$
C=0(Con-Evap)	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$	$NTU = -\ln(1 - \varepsilon)$

III.1.6 Les méthodes de conception d'un échangeur tubulaire

La conception d'un échangeur de chaleur quel que soit sa technologie est déterminée par un certain nombre de propriétés thermodynamiques, la procédure de calcul nécessite l'utilisation de corrélations pour les calculs thermiques. [27]

Dans ce chapitre, nous allons présenter les différentes méthodes de dimensionnement d'un échangeur de chaleur et nous donnerons les principales lois pour calculer le différent paramètre d'un échangeur.

III.2. Etude de la conception d'un échangeur :

Lors du dimensionnement d'un échangeur, l'objectif est de déterminer les différents paramètres de fonctionnement (nombre de tubes, longueur des tubes, diamètre de la calandre...) qui lui permettront d'échanger une puissance donnée avec un minimum de surface d'échange et le moins de pertes de pression. [27]

Etude de dimensionnement d'échangeur thermique est basée sur :

- Discipline thermique.
- La mécanique des fluides.
- Technologie des matériaux.
- Architecture.

III.2.1 Analyses d'étude de redimensionnement :

L'étude de redimensionnement est basé sur plusieurs analyses on site :

a. Analyse thermique :

- Les deux coefficients d'échanges intérieur et extérieur.
- Coefficient d'échange global U .
- Les températures de sorties des fluides et la température de la paroi.
- Déterminer la surface d'échange thermique.
- Déterminer flux échangé
- Evaluer la distribution des températures des deux fluides (entrée et sortie).

b. Analyse hydraulique :

Evaluation des pertes de charges dans l'appareil.

c. Etude mécanique :

Calcul des efforts et contraintes en fonction de la température et pression.

d. .Optimisation économique pour une puissance à transférer :

Surface d'échange faible donc la vitesse des fluides élevée pompe ».

Surface d'échange grande donc la vitesse des fluides faible.

Tous ces calculs seront effectués sur la base de certaines hypothèses qui nous facilite les calculs thermiques.

e. Hypothèses d'étude d'un échangeur :

Les hypothèses d'étude aussi dite de calcul nous permettons de simplifier les équations thermiques utilisées pour le dimensionnement d'un échangeur thermique. [28]

- Régime permanent.
- Les caractéristiques des fluides (p , μ , λ , c) sont constantes.
- Les débits des deux fluides sont constants.
- Les températures sont variables dans l'échangeur.
- La pression peu variable.
- La section de passage est constante.
- Les fluides sont monophasiques pas de changement de phase».
- Le transfert thermique s'effectue à travers d'une paroi par conduction ».
- Le transfert thermique ne s'effectue que par convection et conduction
- le transfert par rayonnement négligeable
- Le flux de chaleur perdu par le fluide est intégralement reçu par l'autre fluide < échangeur adiabatique ».

Le dimensionnement d'échangeur thermique est basé sur certaines analyses, il est nécessaire de les connaître avant l'étude d'échangeurs thermiques.

III.3. Bilan thermique d'un échangeur thermique :

Le dimensionnement des échangeurs repose principalement sur un calcul de bilan thermique mais également sur la prise en compte des pertes de charges. [6],[28]

La puissance d'un échangeur thermique est le flux de chaleur perdu par le fluide chaud et le flux de chaleur gagné par le fluide froid pendant leur traversée de l'échangeur, et s'écrit sous la forme suivante qui implique la notion de conservation de l'énergie :

$$p = \dot{m}_c C_{p_c} (T_{c_1} - T_{c_2}) = \dot{m}_f C_{p_f} (T_{f_2} - T_{f_1}) \quad (\text{III. 17})$$

Le **débit thermique unitaire** de chaque fluide est déterminé par l'équation suivante :

$$q_t = \dot{m} C_p \quad (\text{III. 18})$$

Pour le fluide chaud l'équation de débit unitaire s'écrit :

$$q_{t_c} = \dot{m}_c C_{p_c} \quad (\text{III. 19})$$

Et celle du fluide froid est :

$$q_{t_f} = \dot{m}_f C_{p_f} \quad (\text{III. 20})$$

Donc l'équation du bilan thermique « puissance devient

$$P = q_{t_c} (T_{c_1} - T_{c_2}) = q_{t_f} (T_{f_2} - T_{f_1}) \quad (\text{III. 21})$$

Si : $q_{t_c} < q_{t_f}$ Donc $q_{t_c} = q_{t_{min}}$

Et si : $q_{t_f} < q_{t_c}$ Donc $q_{t_f} = q_{t_{min}}$

Nous avons remarqué que le fluide qui a le plus petit débit thermique unitaire accuse le changement de température le plus important. C'est donc de lui que dépend la quantité de chaleur maximale qui pourra être échangée, et l'on dit d'une manière imagée qu'il commande le transfert.

Cette quantité de chaleur maximale dite la puissance maximale est définie par :

$$P_{max} = q_{t_{min}} T_{max} \quad (\text{III. 22})$$

Soit :

$$T_{max} = T_{c_1} - T_{f_1} \quad (\text{III. 23})$$

L'équation de puissance maximum devient :

$$P_{max} = q_{t_{min}} * T_{max} \quad (\text{III. 24})$$

III.4.Evaluation du coefficient d'échange global : [6]

La connaissance du coefficient d'échange global est très importante dans les calculs des échangeurs de chaleur qui est définie par :

$$d\phi = U dS (T_c - T_f) \quad (\text{III. 25})$$

Le coefficient d'échange global de transfert de chaleur met en jeu trois résistances [6] :

a. La convection dans le **fluide chaud** est régie par un coefficient de convection **h_c** permettant de définir une **résistance thermique convective** appelée : **R_{th1}**

$$R_{th_1} = \frac{1}{h_c} \quad (\text{III. 26})$$

b. La convection dans le **fluide froid** est régie par un coefficient de convection **h_f** permettant de définir une **résistance thermique convective** appelée **R_{th2}** :

$$R_{th_2} = \frac{1}{h_f} \quad (\text{III. 27})$$

c. La **conduction** à travers la paroi solide d'épaisseur e et de conductivité thermique λ , permettant de définir une résistance thermique de conduction appelée R_{th3} :

$$R_{th3} = \frac{e}{\lambda} \quad (\text{III. 28})$$

L'équation de coefficient d'échange globale est défini par

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_f} + \frac{e}{\lambda}} \quad (\text{III. 29})$$

La performance réelle de l'échangeur sera déduite dans les calculs de coefficients d'échange global :

a. R_{ec} dit la résistance **d'encrassement** coté fluide chaud.

b. R_{ef} dit la résistance **d'encrassement** coté fluide froid.

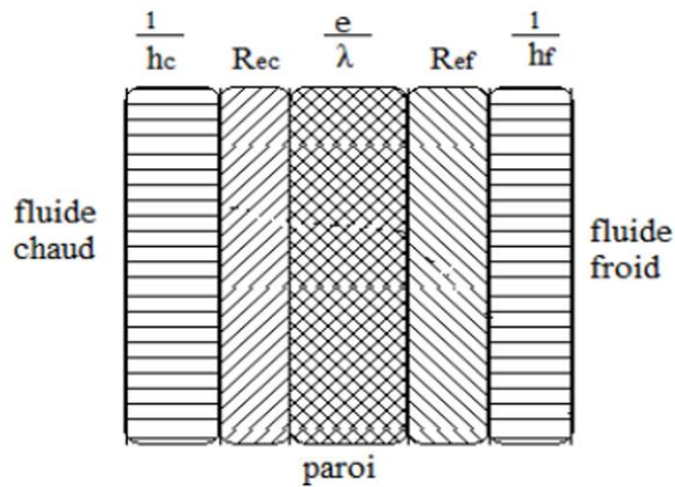


Figure III.8: Résistance d'encrassement thermique.

En ajoutant les résistances d'encrassement l'équation de coefficient d'échange thermique globale devient :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + R_{ec} + \frac{1}{h_f} + R_{ef} + \frac{e}{\lambda}} \quad (\text{III. 30})$$

De sorte que le flux thermique transféré du fluide chaud au fluide froid est donné par l'expression :

$$\Phi = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_c} + Re_c + \frac{1}{h_f} + Re_f + \frac{e}{k}} \quad (\text{III. 31})$$

Des mesures comparatives entre les conditions de mise en service, puis le fonctionnement au cours du temps, ont permis de déduire les valeurs **des résistances d'encrassement**:

Tableau III.2: Les résistances d'encrassement. [6]

Eau de mer à T < 50°C	$R_e = 10^{-4} \text{ m}^2\text{c/W}$
Eau de mer à T > 50°C	$R_e = 2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{c/W}$
Eau de ville à T < 50°C	$R_e = 2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{c/W}$
Eau de ville à T > 50°C	$R_e = 3.5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{c/W}$
Eau de rivière	$R_e = 3.5 \text{ à } 7 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{c/W}$
Liquides réfrigérants	$R_e = 1.8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{c/W}$
Fioul	$R_e = 4 \text{ à } 9 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{c/W}$
Essence, kerosene	$R_e = 2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{c/W}$

III.4.1. Estimation de coefficient d'échange par convection : [8]

L'estimation des coefficients d'échangeur convectif est basée sur la connaissance des nombres adimensionnels,

III.4.1.1. Les nombres adimensionnels :

Les **nombres adimensionnels** (ou grandeur adimensionnelle) sont des grandeurs physiques sans dimension. Elle est constituée du **produit** ou **rapport de grandeurs à dimensions**. L'analyse dimensionnelle permet de définir ces grandeurs sans dimension, de telle façon que le rapport des unités équivaut à un (1).

III.4.1.1.1. Nombre de REYNOLDS :'

Le **nombre de Reynolds** nous permet de savoir la nature de l'écoulement si l'écoulement est laminaire ou **turbulent**. Il est défini comme suite :

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{\nu} \quad (\text{III. 32})$$

La **vitesse** pour calculer le nombre de **REYNOLDS** est défini par le rapport de **débit volumique** à la **section de passage** :

$$V = \frac{\dot{Q}}{S_p} \quad (\text{III. 33})$$

Tel que la **section de passage** est :

$$S_p = \frac{\pi D^2}{4} n \quad (\text{III. 34})$$

III.4.1.1.2. Nombre de PRANDTL :

Le nombre de PRANDTL caractérise les propriétés thermiques des fluides. Il est défini par :

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad (\text{III. 35})$$

$$\mu = \frac{Pr k}{C_p} \quad (\text{III. 36})$$

III.4.1.1.3. Nombre de NUSELT :

Le nombre de NUSELT est le rapport de la quantité de chaleur échangée par convection à la quantité de chaleur échangée par conduction :

$$Nu = \frac{h D}{k} \quad (\text{III. 37})$$

A partir des corrélations thermiques et le nombre de REYNOLDS et PRANDTL de chaque fluide on déduit le nombre de NUSELT de chaque fluide puis on détermine le coefficient d'échange convectif de chaque fluide.

III.5. Méthode de dimensionnement d'un échangeur : [6], [28]

L'étude d'un échangeur peut se faire selon deux méthodes différentes :

- a. Méthode de la différence moyenne logarithmique : DTML.
- b. Méthode du nombre d'unité de transfert : NUT, appelée méthode de l'efficacité.

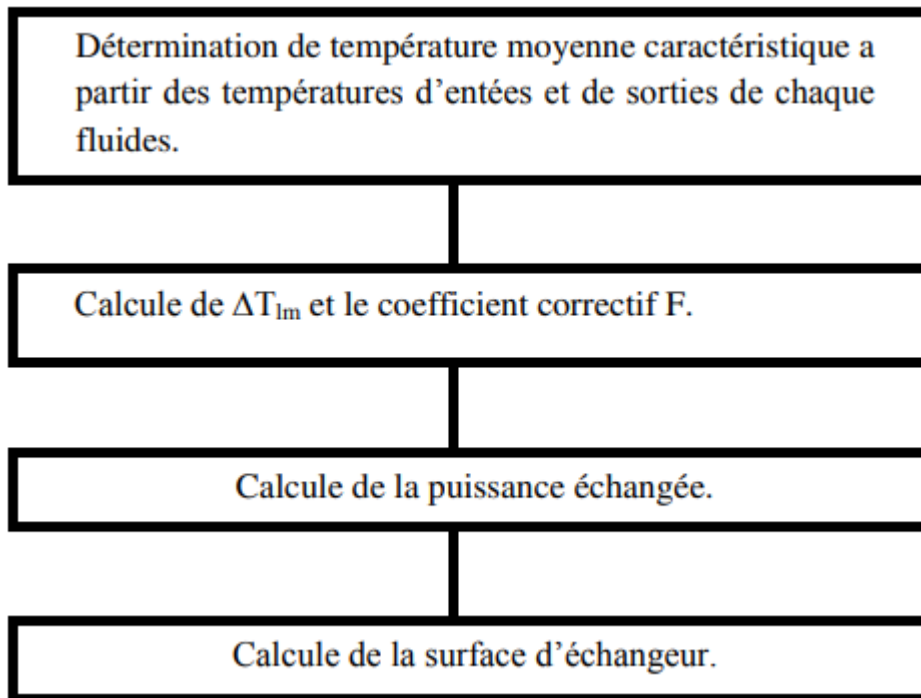
La première méthode est destinée au dimensionnement d'un appareil qui n'existe pas encore, cela en connaissant les quatre températures des fluides (entrée et sortie de l'échangeur), c'est-à-dire on recherche la géométrie (conception) de l'échangeur.

La deuxième méthode qui est utilisée pour simuler un échangeur existant, dont on connaît les températures d'entrée des deux fluides et on recherche les températures de sortie.

III.5.1. La méthode de Différence Moyenne DTLM : [29] de Température Logarithmique

Le déroulement de calcul de cette méthode peut être schématisé comme suite :

Tableau III.3: Principe de méthode DTLM. [29]



L'étude de la différence moyenne de température dans un échangeur thermique s'effectuera en supposant que le coefficient global de transfert est constant en tout point, ainsi que les chaleurs spécifiques des fluides et qu'il n'y a ni pertes thermiques, ni changement de phases au cours du transfert. Dans ces conditions l'expression de la puissance thermique ou du flux de chaleur transféré du fluide chaud au fluide froid à travers une surface est exprimée par :

$$P = U S \Delta T_{lm}$$

Soit :

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

Pour un échangeur **contre-courant** AT est sous la forme :

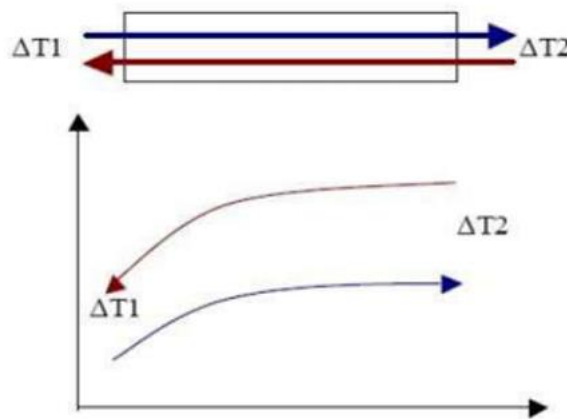


Figure III.9: Distribution de température dans un échangeur contre-courant.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \tag{III. 38}$$

Et pour un échangeur Co-courant ΔT_{lm} est sous la forme

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{c_1} - T_{f_2}) - (T_{c_2} - T_{f_1})}{\ln\left(\frac{T_{c_1} - T_{f_2}}{T_{c_2} - T_{f_1}}\right)} \tag{III. 39}$$

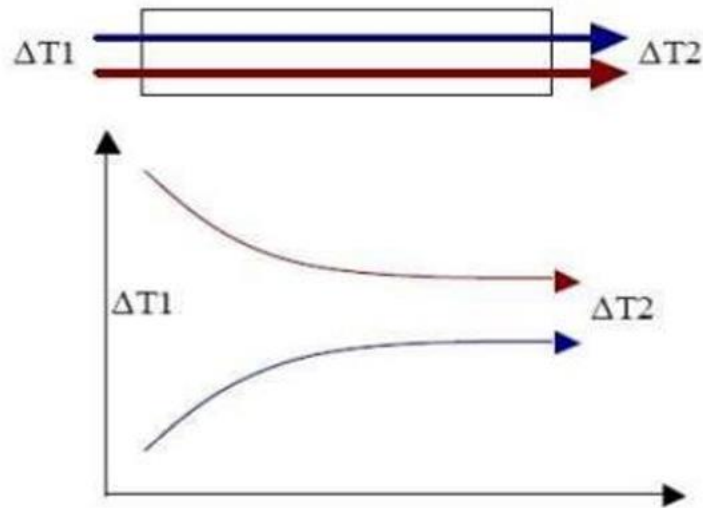


Figure III.10: Distribution de température dans un échangeur Co-courant.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{c_1} - T_{f_1}) - (T_{c_2} - T_{f_2})}{\ln \frac{(T_{c_1} - T_{c_1})}{(T_{c_2} - T_{f_2})}} \quad (\text{III. 40})$$

Remarque :

Pour les échangeurs plus complexes que le type contre-courant ou co-courants pur, la puissance évaluée selon la méthode DTLM ne représente plus exactement la différence de température moyenne effectuée.

On continue cependant à calculer Delta T Im comme s'il s'agissait d'un échangeur à contre-courant ou co-courant pur, en corrigeant le résultat obtenu, par l'introduction d'un facteur dit facteur correctif F tenant compte de la véritable configuration des écoulements.

Donc la puissance évacuée dans l'échangeur est sous la forme :

$$P = U S F \Delta T_{lm} \quad (\text{III. 41})$$

F est le Facteur de correction pour le cas d'un échangeur constitué d'une calandre et un multiple de 2 passes de tubes.

La littérature fournit les valeurs de F sous la forme d'abaques pour la plupart des configurations courantes d'écoulements.

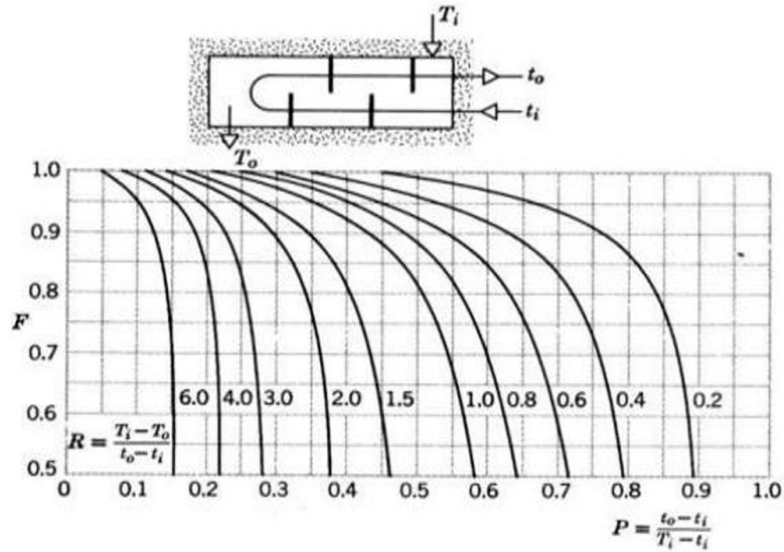


Figure III.11: Graphe de facteur de correction.

III.5.1.1. L'efficacité [20] :

L'efficacité d'un échangeur de chaleur est définie comme le rapport du flux de chaleur réellement échangé entre les deux fluides, au flux maximum qui pourrait être échangé dans l'échangeur.

$$E = \frac{P}{P_{max}} \quad 0 < E < 1$$

D'où

$$E = \frac{q_{tc} (T_{c1} - T_{c2})}{q_{min} (T_{f2} - T_{f1})} = \frac{q_{tf} (T_{f1} - T_{f2})}{q_{min} (T_{c2} - T_{c1})} \tag{III. 42}$$

Dans le cas de $q_{tc} < q_{tf}$ ce qui implique que $q_{tc} = q_{min}$ on dit que le fluide chaud commande le transfert :

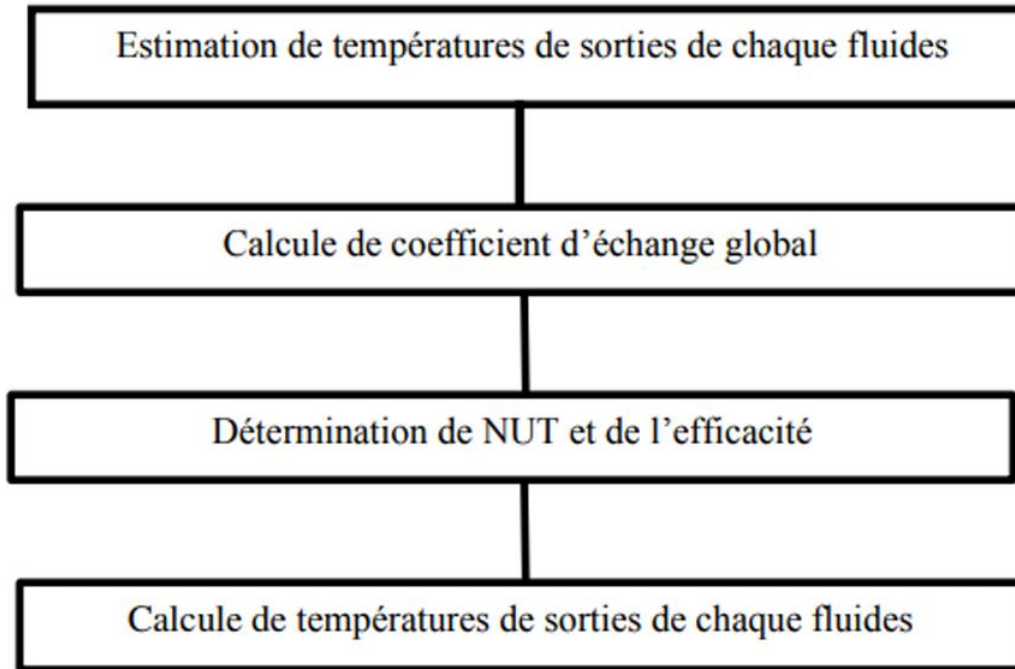
$$E = \frac{(T_{c1} - T_{c2})}{(T_{f2} - T_{f1})} \tag{III. 43}$$

Si $q_{tf} < q_{tc}$ ce qui implique que $q_{tf} = q_{min}$ on dit que le fluide froid commande le transfert :

$$E = \frac{(T_{f_2} - T_{f_1})}{(T_{c_1} - T_{c_2})} \quad (\text{III. 44})$$

III.5.2. La méthode de Nombre d'Unité de Transfert << NUT » : [28]

Tableau III.4: Principe de méthode NUT. [29]



La méthode **NUT** permet d'apporter une réponse élégante et rapide à la plupart des problèmes qui se posent dans les études d'ingénierie relatives aux échangeurs en particulier aux échangeurs à faisceau et calandre.

Ceux-ci se répartissent en deux grandes classes :

Des problèmes de conception dans lesquels les températures d'entrée et une température de sortie sont imposées, les débits étant connus. La question est :

Sélectionner le modèle d'échangeur le plus approprié, et chercher sa taille, c'est-à-dire la surface S nécessaire pour obtenir la température de sortie désirée.

La méthode à employer consiste à calculer R et E puis NUT d'où l'on tire S .

Des problèmes de performances où les données sont le modèle et la taille de l'échangeur, les débits et les températures d'entrée.

Il s'agit alors de déterminer la puissance et les températures de sortie.

Le nombre d'unités de transfert relatif au fluide qui possède le petit débit thermique unitaire est habituellement désigné par **NUT**.

$$NUT = \frac{US}{q_{min}} \quad (\text{III. 45})$$

Dans la modélisation des échangeurs, le nombre NUT et R le facteur de déséquilibre jouent un rôle important dans la détermination de l'efficacité de l'échangeur thermique.

Le facteur de déséquilibre est déterminé par :

$$R = \frac{q_{min}}{q_{max}} \quad (\text{III. 46})$$

Dans le cas de ce qui implique que $q_{tc} = q_{min}$ on dit que le fluide chaud commande le transfert :

$$R = \frac{(T_{f2} - T_{f1})}{(T_{c1} - T_{c2})} \quad (\text{III. 47})$$

Si $q_{tf} < q_{tc}$ ce qui implique que $q_{tf} = q_{min}$ on dit que le fluide froid commande le transfert :

$$R = \frac{(T_{c1} - T_{c2})}{(T_{f2} - T_{f1})} \quad (\text{III. 48})$$

Relation entre NUT L'efficacité :

Le facteur de déséquilibre **R** relie le nombre d'unité de transfert **NUT** et l'efficacité **E** pour les différents types d'échangeur thermique tel que **R** est : $0 < R < 1$

Cette relation est déterminée dans le tableau ci dessous :

Tableau III.5: La relation entre NUT et E, [28]

Type d'échangeur	NUT	E
Co-courant	$-\frac{1}{1+R} * \ln[1 - (1 + R) * E]$	$\frac{1}{1 + R} * (1 - \exp[-NUT * (1 + R)])$
Contre courant	$\frac{1}{R - 1} * \ln\left[\frac{E - 1}{(R * E) - 1}\right]$	$\frac{1 - \exp[-NUT * (1 - R)]}{1 - R * \exp[-NUT * (1 - R)]}$
Courant croisé	$\frac{1}{R} * \ln\frac{1}{1 + [R * \ln(1 + E)]}$	$E - 1 - \exp\left[-\frac{1}{R} * (1 - \exp(-R * NUT))\right]$

Cas particuliers :

Tableau III.6 : La relation entre NUT et E dans le cas particuliers [28]

Type d'échangeur	NUT → ∞	R=1
Co-courant	$E = \frac{1}{1+R}$	$E = \frac{1}{2} [- \exp(-2 * NUT)]$
Contre courant	$E \rightarrow 1$	$E = \frac{NUT}{1+NUT}$
Courant croisé	$E = 1 - \exp(-\frac{1}{R})$	$E = 1 - \exp[-(1 - \exp(-NUT))]$

III.6. Bilan hydraulique :

III.6.1. pertes de charge :

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

La valeur de cette perte de charge est fonction de la vitesse de circulation des fluides et de leurs caractéristiques physiques : densité et viscosité, ainsi que la géométrie de l'appareil. La dualité transfert de chaleur-perte de charge est marquée par le fait que l'accroissement du nombre de Reynolds provoque simultanément une augmentation du transfert et de la chute de pression. Il est d'usage courant de considérer en première approximation qu'on devra limiter la perte de charge à une valeur inférieure à 1 kg/cm² pour les appareils industriels travaillant sur le refoulement de

pompes. Par contre, lorsque la circulation se fait naturellement par gravité, la perte de charge maximale est imposée par la hauteur hydrostatique disponible à l'entrée de l'appareil.

➤ **Côté tubes :**

La relation des chutes de pression est donnée par :

$$\Delta P_T = \left(4 f \frac{L N_p}{D_i} + 4 N_p \right) \frac{\rho V^2}{2} \quad (\text{III. 49})$$

➤ **Côté calandre :**

La relation des chutes de pression est donnée par :

$$\Delta P_s = \frac{f G_s (Nb + 1) De}{2 \rho \phi_{eq} \phi_s \left(\frac{\mu_f}{\mu_p} \right)^{0,14}} \quad (\text{III. 50})$$

Tel que :

$$G_s = \frac{\dot{m}}{A_s} \quad (\text{III. 51})$$

G_s : la vitesse massique.

III.7. Sélection du modèle de la conception :

La sélection du modèle de transfert de chaleur est déterminée par le processus de transfert de chaleur (sensible, condensation, ébullition), la géométrie de la surface (côté tube, côté calandre), le régime d'écoulement (laminaire, turbulent, stratifiant, annulaire) et l'orientation de la surface (vertical, horizontal). Les principales caractéristiques des modèles sont résumées ci-dessous :

III.7.1. Côté calandre :

III.7.1.1 Écoulement laminaire :

- **La méthode de Nusselt** est utilisée pour la condensation horizontale dans des conditions de stratification où le film liquide s'écoule par gravité avec une influence minimale due au cisaillement de vapeur. Il s'agit de la méthode par défaut CC-THERM.
- **La méthode Eissenberg** est applicable à la condensation sur les bancs de tubes et prend en compte le comportement d'épaississement de la couche de condensat. Cela fournit la prévision de coefficient de transfert de chaleur la plus conservatrice par rapport aux

méthodes de Nusselt et Kern pour la condensation sur un seul tube. La plage d'application est pour les nombres de Reynolds compris entre 1800 et 2000.

- **La méthode Kern** : Kern a adapté l'équation de Nusselt pour permettre l'évaluation des conditions du fluide à la température du film. Cette méthode nécessite que le film soit en flux rationalisé avec une plage de nombres de Reynolds de 1800 à 2100.

III.7.1.2.écoulement turbulent :

La méthode Colburn est basée sur une corrélation de données industrielles pour une large gamme de fluides dans des échangeurs de chaleur utilisant des conceptions de pas de tube standard.

La plage d'application est que les nombres de **Reynolds** se situent dans la plage 2000 à $E06$, ce qui donne des résultats avec un écart + 20% sûr. Il fournit une bonne méthode pour la vérification des coefficients de transfert de chaleur dérivés de l'ordinateur.

La méthode McNaught prend en compte les effets du transfert de chaleur contrôlé par cisaillement et la combinaison des effets de gravité et de cisaillement. Il s'agit de la méthode par défaut CC-THERM.

III.7.2.Côté tubes :

III.7.2.1. Ecoulement laminaire :

L'équation **Seider Tate** est applicable aux tuyaux horizontaux et verticaux impliquant des liquides organiques, des solutions aqueuses et des gaz avec un écart maximal de 12%. Ce n'est pas conservateur pour l'eau. Le domaine d'application est pour les nombres de Reynolds compris entre 100 et 2100

La méthode **VDI-Mean Nusselt** est applicable au comportement de transfert de chaleur impliquant des bancs de tubes. Les constantes de corrélation sont disponibles pour les applications avec des nombres de Reynolds compris entre 10 et $2E06$.

III.7.2.2. Ecoulement turbulent :

L'équation **Sieder Tate** (CC-THERM par défaut) est recommandée lors du chauffage et du refroidissement de liquides impliquant de grandes différences de température et lors du chauffage de gaz dans des conduites horizontales ou verticales avec un écart maximal de + 12%. Ce n'est pas conservateur pour l'eau. Application aux liquides organiques, solutions aqueuses et gaz avec

nombre de Reynolds $Re > 10000$, nombre de Prandtl $0,7 < Pr < 700$ et $L / D > 60$ par exemple pour $L \Rightarrow 3$ pieds - $D = 0.5$ pouce et $L \geq 4$ pieds, $D \geq 0.75$), chauffage ou refroidissement.

La méthode de **Colburn** considère les applications avec un coefficient de transfert de chaleur variable (U) en supposant que la variation de U est linéaire avec la température et en dérivant une expression pour la vraie différence de température en conséquence.

L'équation **Dittus-Boelter** est recommandée pour une utilisation générale en notant l'écart type 12%. Applicable aux liquides et aux gaz avec un nombre Reynolds $Re > 10000$, un nombre Prandtl $0.7 < P < 160$ et $L/D > 1$, c'est-à-dire adapté aux applications avec des longueurs de tube plus courtes.

La méthode **ESDU** (Engineering Sciences Data Unit) est applicable aux liquides et aux gaz impliquant le nombre de Reynolds $40000 < Re < 10^6$ et le nombre de Prandtl $0.3 < P < 300$, cette méthode donne un calcul plus précis. Bien que cela ne soit pas mentionné dans le texte, il est suggéré d'utiliser $L/D > 60$. Pour les nombres de Prandtl < 100 , l'équation de Dittus- Boelter est adéquate.

La méthode **VDI-Mean** Nusselt détermine le coefficient de transfert de chaleur moyen pour toute la banque de tubes, par opposition à un seul tube en écoulement transversal, et il a été établi qu'elle était en corrélation avec la vitesse maximale entre les tubes plutôt que la vitesse en amont et présente un intérêt plus spécifique aux concepteurs d'échangeurs de chaleur.

III.8. CONCLUSION :

Dans ce chapitre nous avons fait l'étude, le dimensionnement de l'échangeur par la méthode de :

- DTLM
- NUT

Ces deux méthodes permettent d'obtenir au même résultat. Cependant la seconde connaît une plus grande utilisation dans la pratique. En effet la connaissance des températures de sortie dans un avant-projet élimine rapidement la méthode de DTLM au profit de celle de NUT qui n'implique que les températures d'entrées.

La connaissance des phénomènes de transfert de chaleur dans les échangeurs est acquise et tous les problèmes sont résolus.

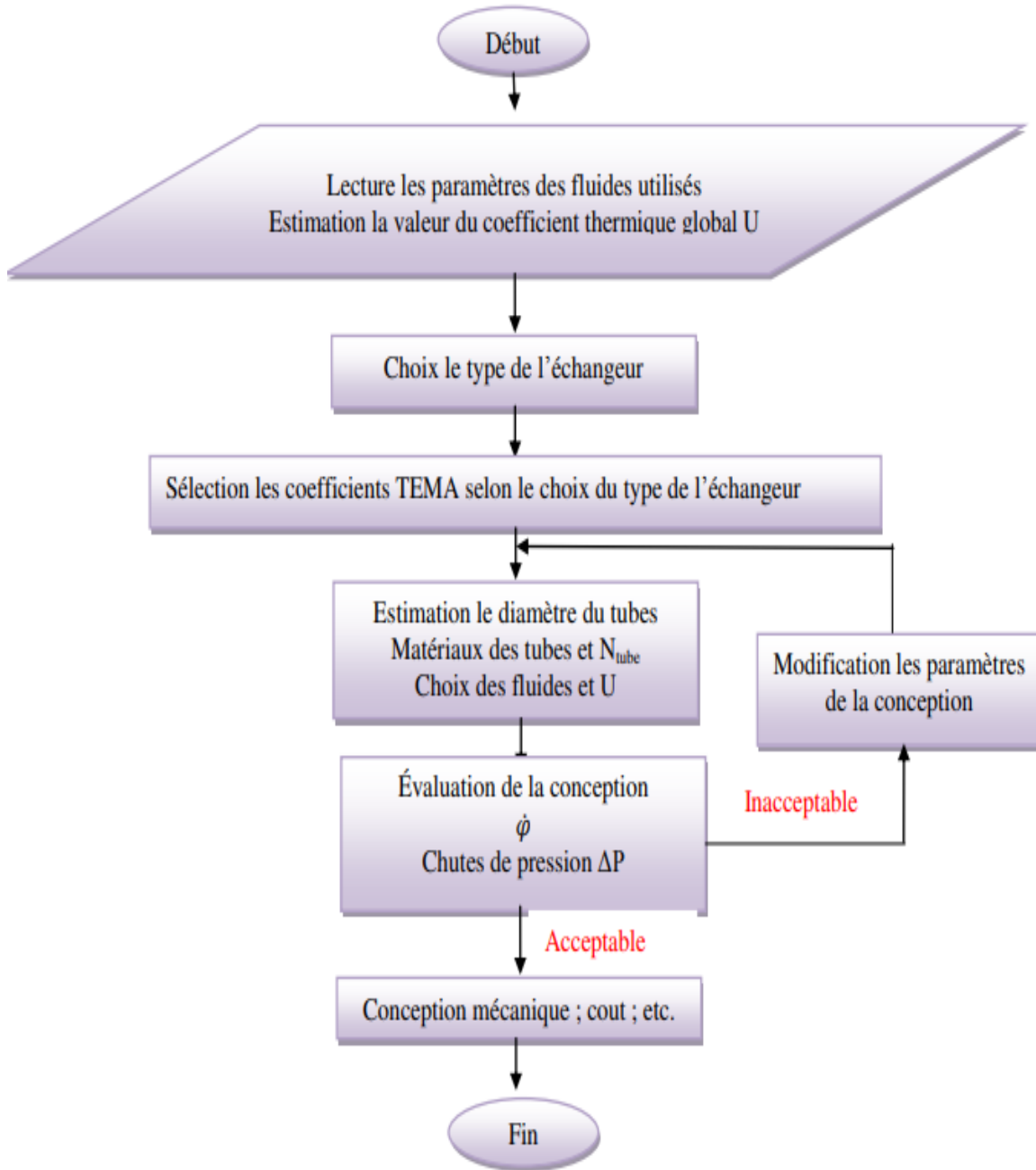
Chapitre IV

Conception d'un échangeur de chaleur

IV.1 Conception d'un échangeur de chaleur :

Le but de la conception de l'échangeur de chaleur est de relier les températures d'entrée et de sortie, le coefficient de transfert de chaleur global et la géométrie de l'échangeur de chaleur au flux de chaleur entre les deux fluides. Les deux problèmes de conception d'échangeurs de chaleur les plus courants sont ceux de la classification et du dimensionnement. Nous nous limiterons à la conception de récupérateurs uniquement. C'est-à-dire la conception d'un échangeur de chaleur à deux fluides utilisé dans le but de récupérer la chaleur perdue. Le type de conception choisi est le BFL (configuration simple), cette dernière est caractérisée par une tête flottante coulissante, le paquet peut être retiré et nettoyé et bon pour les fluides encrassés.

Cette conception facilitant le nettoyage de l'intérieur des tubes, malgré impossible d'accéder à la surface extérieure des tubes, mais les tubes individuels peuvent être remplacés.



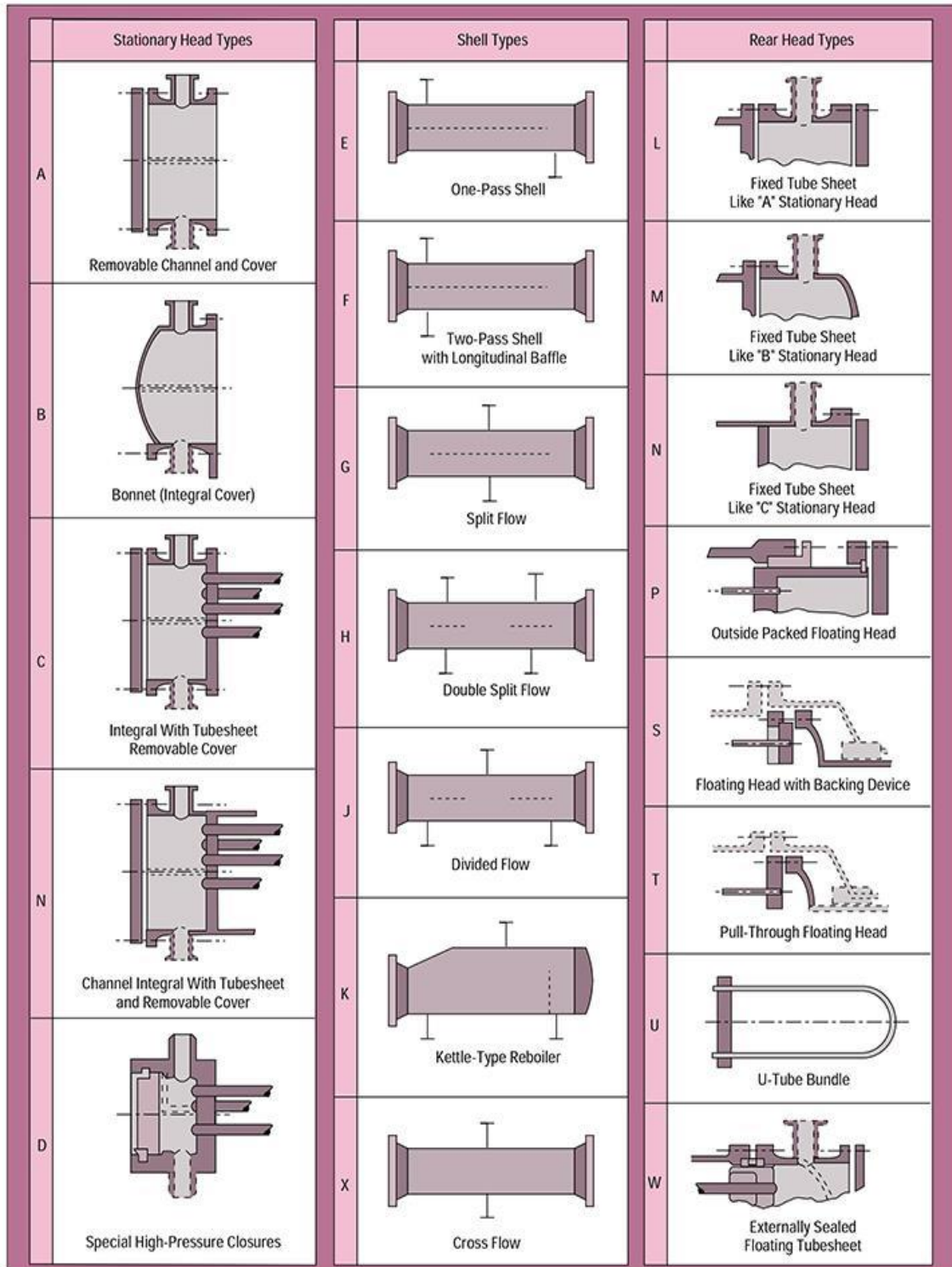


Figure IV.1: Les types échangeurs dans la norme TEMA

IV .2 Données :**Etape 1 : Coté paroi (Huile)**

La température d'entrée : $T_{C_1}=215$ °C

La température de sortie : $T_{C_2}=75$ °C

La température moyenne d'huile : $T_{C_m}=145$ °C

La chaleur spécifique : $C_{P_c}=2470$ J/Kg K

Le débit massique : $\dot{m}_c=20500$ Kg/h

La conductivité thermique : $K_C=0.132$ W/m °C

La viscosité : $\nu_c=0.0004$ Kg/ms

La masse volumique : $\rho_c=730$ Kg/m³

Le nombre de Prandtl : $Pr_c=7,485$

Le coefficient d'encrassement : $Rf_c=0.0002$ m²K/W

La chute de pression expérimentale pour les liquides est engendrée entre (50-70 Kpa) et entre (5-20 Kpa) pour les gaz.

Dans notre cas, une chute de pression de 0,7 bar le maximum admissible sur les deux flux, y compris les pertes de buses. En prennent une chute de pression de 0,6 bar pour l'entrée et la sortie de la calandre.

Alors : $\Delta P_c=60$ KPa

Etape2 : Coté tubes (kérosène)

La température d'entrée : $T_{f_1}=30$ °C

La température de sortie : $T_{f_2}=68$ °C

La température moyenne du kérosène : $T_{f_m}=49$ °C

À la température moyenne du kérosène, la chaleur spécifique est de $C_{P_f}=2050$ J/Kg K

Le débit massique : $\dot{m}_f = 91000 \text{ Kg/h}$

La conductivité thermique : $K_f = 0.134 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$

La masse volumique : $\rho_f = 820 \text{ Kg/m}^3$

Le nombre de Prandtl : $Pr_f = 48.955$

Le coefficient d'encrassement : $R_{f_f} = 0.0004 \text{ m}^2\text{K/W}$

Tableau IV.1: Fouling Factors (coefficients), Typical Value

Fluid	Coefficient ($\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$)	Factor (resistance) ($\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$)
River water	3000–12,000	0.0003–0.0001
Sea water	1000–3000	0.001–0.0003
Cooling water (towers)	3000–6000	0.0003–0.00017
Towns' water (soft)	3000–5000	0.0003–0.0002
Towns' water (hard)	1000–2000	0.001–0.0005
Steam condensate	1500–5000	0.00067–0.0002
Steam (oil free)	4000–10,000	0.0025–0.0001
Steam (oil traces)	2000–5000	0.0005–0.0002
Refrigerated brine	3000–5000	0.0003–0.0002
Air and industrial gases	5000–10,000	0.0002–0.0001
Flue gases	2000–5000	0.0005–0.0002
Organic vapors	5000	0.0002
Organic liquids	5000	0.0002
Light hydrocarbons	5000	0.0002
Heavy hydrocarbons	2000	0.0005
Boiling organics	2500	0.0004
Condensing organics	5000	0.0002
Heat transfer fluids	5000	0.0002
Aqueous salt solutions	3000–5000	0.0003–0.0002

La chute de pression de 0,65 bar pour les tubes.

Etape3 : Calcule les flux :

D'après les normes et règles de conception, le coefficient de transfert de chaleur global varie de 100 à 400 W/m²°C.

$$100 \leq U \leq 400$$

Tableau IV.2: Le coefficient du transfert thermique global U

Type of heat exchanger	U, W/m ² · °C
Free conv. gas to free conv. gas	1 - 2
Flowing gas to flowing gas	10 - 50
Water to oil	100 - 400
Water to water (forced to forced)	850 - 2000
Steam condenser (forced to boiling)	1000 - 5000
Feedwater heaters (condensing to forced)	1000 - 6000

Puis nous commencerons avec 250 W / m²°C

- ✓ Le coefficient du transfert thermique global U proposé : U =250 w/m²°C.

Le calcul des échangeurs tubulaire implique des itérations, car les coefficients de transfert de chaleur, les chutes de pression et la zone de transfert de chaleur dépendent tous de la configuration géométrique de la conception, qui doit être déterminée.

La configuration géométrique (à déterminer) comprend les éléments suivants :

- Diamètre de la calandre.
- Diamètre du tube.
- Longueur tube.
- Configuration (espacement) et espacement des tubes.
- Nombre de passes tube et calandre.

Nous commencerons d'abord par discuter des principes de base du transfert de chaleur pour un échangeur pour un échangeur de chaleur.

$$\dot{\varphi} = 1969.139 \text{ Kw}$$

$$\dot{\varphi} = m \cdot c_p (T_{c1} - T_{c2})$$

Pour éviter les erreurs des pertes les concepteurs toujours ajoutent 10% à $\dot{\varphi}$.

$$\dot{\varphi}_{\text{nouvelle}} = \dot{\varphi}_{\text{ancienne}} + 10\% \dot{\varphi}_{\text{ancienne}} = 1969.139 + 196.9139$$

$$\dot{\varphi}_{\text{nouvelle}} = 2166.053 \text{ Kw}$$

La température moyenne du tube (paroi).

$$T_p = (T_{Cm} + T_{Fm}) / 2 = (145 + 49) / 2 = 97 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Etape 4 : Choisi le type d'écoulement et calculer DTLM :

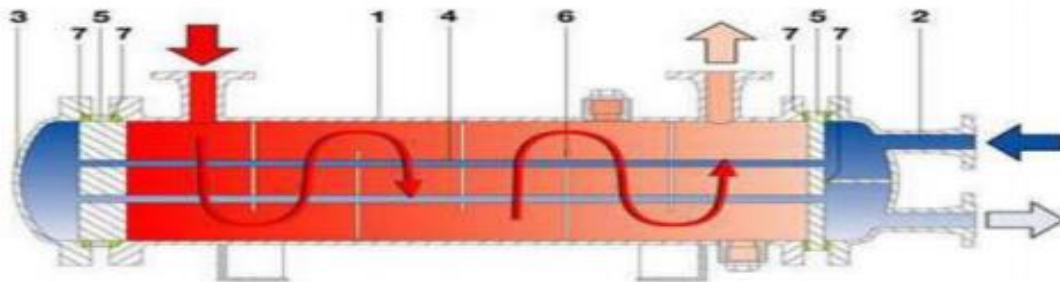


Figure IV.2: Echangeur thermique multitubulaire contre-courant.

1-Calandre

2-Chambre de connexions.

3-Fond.

4-Tubes intérieurs.

5-Plaques tubulaires.

6- Chicanes.

7-Joints d'étanchéité.

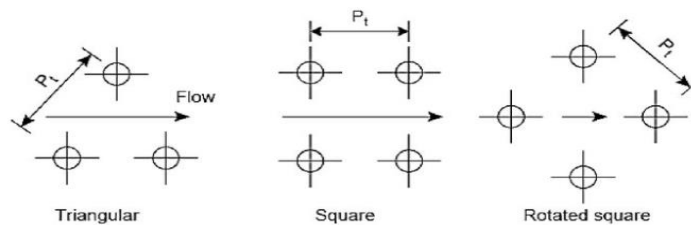


Figure IV.3: Arrangement des tubes

✓ Echangeur a tubes fixe

✓ Nombre de Calandres : $N_C = 01$

Nombre de passages des tubes $N_P = 02$ (01 chicane horizontale)

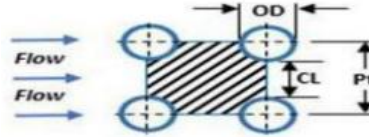


Figure IV.4: Arrangement des tubes carré

Tableau IV.3: Les paramètres des tubes selon les diamètres. (TEMA)

Tube OD	BWG	Thickkness	Tube ID
In			in
0.5	12	0.109	0.282
	14	0.083	0.334
	16	0.065	0.370
	18	0.049	0.402
	20	0.035	0.430
0.75	10	0.134	0.482
	11	0.120	0.510
	12	0.109	0.532
	13	0.095	0.560
	14	0.083	0.584
	15	0.072	0.606
	16	0.065	0.620
	17	0.058	0.634
	18	0.049	0.652
1	8	0.165	0.670
	9	0.148	0.704
	10	0.134	0.732
	11	0.120	0.760
	12	0.109	0.782
	13	0.095	0.810
	14	0.083	0.834
	15	0.072	0.856
	16	0.065	0.870
	17	0.058	0.884
1.25	18	0.049	0.902
	8	0.165	0.920
	9	0.148	0.954
	10	0.134	0.982
	11	0.120	1.010
	12	0.109	1.032
	13	0.095	1.060
	14	0.083	1.084
	15	0.072	1.106
	16	0.065	1.120
	17	0.058	1.134
	18	0.049	1.152

Tableau (V.4) : Les distances entre les tubes selon TEMA.

Tube od (in)	Square Pitch (in)	Triangular Pitch (in)
$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{8}$ Note 1	$\frac{25}{32}$ Note 1
$\frac{3}{4}$	1 Note 2	$\frac{15}{16}$ or 1 Note 12
1	$1 \frac{1}{4}$	$1 \frac{1}{4}$
$1 \frac{1}{4}$	$1 \frac{9}{16}$	$1 \frac{9}{16}$
$1 \frac{1}{2}$	$1 \frac{7}{8}$	$1 \frac{7}{8}$

$\Phi_{ext} = 19.05\text{mm}$ (3/4 in) ... Code TEMA.

Le pas entre les tubes $Pt=25.4 \text{ mm}$ (1 in)...Code TEMA

$\phi_{int}=14.224 \text{ mm}$ Code TEMA

$CL= Pt- \Phi_{ext} = 6.35 \text{ mm}$

Longueur des tubes $L= 5 \text{ m}$

Birmingham Wire Gage (BWG) =13

Type d'écoulement : contre- courants

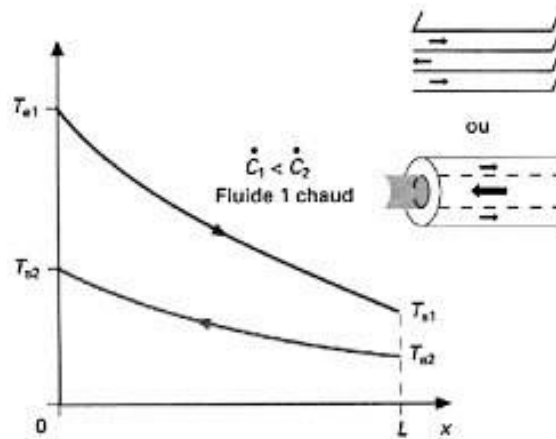


Figure IV.5: courbe de l'allure de l'échangeur a contre-courant.

Connaissant les températures d'entrée et de sortie des deux fluides, la différence de température moyenne logarithmique DTLM pour cet échangeur de chaleur à contre-courant devient :

$$\Delta T_1 = T_{C_1} - T_{f_2} = 215 - 68$$

$$\Delta T_2 = T_{C_2} - T_{f_1} = 75 - 30$$

$$\Delta T_1 = 147 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = 45 \text{ }^\circ\text{C}.$$

La différence de température moyenne logarithmique est donnée comme suit :

$$\Delta T_{lm} = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} = 68,165^\circ\text{C}$$

Pour calculer le facteur de correction on détermine les coefficients R et P :

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{T_{c1} - T_{c2}}{T_{f2} - T_{f1}} = \frac{215 - 75}{68 - 30} = 3.684$$

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{T_{f2} - T_{f1}}{T_{c1} - T_{f1}} = \frac{68 - 30}{215 - 30} = 0.205$$

D'après le graphe on trouve :

$$F = f(R, P) = 0.8539.$$

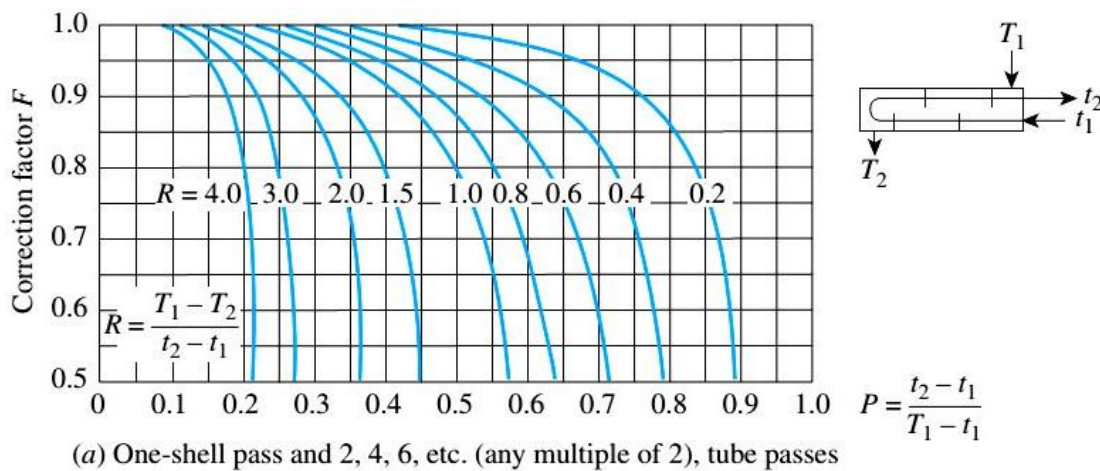


Figure IV.6: Graphe de facteur de correction

$$F = f(R, P)$$

$$\text{Alors : } \Delta T_{lm} = F \cdot \Delta T_{LM} = 0.8539 \cdot 86.165 = 73.58$$

$$\Delta T_{lm} = 73.58^\circ\text{C}$$

Etape 5 : Détermination la surface totale extérieure des tubes et autre paramètre :

Le flux de chaleur pour notre cas est :

$$\Phi = U \cdot A_P \cdot \Delta T_{LM}$$

Alors la surface d'échange ou la surface totale extérieure des tubes :

$$A_P = \frac{\Phi}{U \cdot \Delta T_{LM}} = \frac{1969138.8}{250 \cdot 73.58}$$

$$A_P = 119.695 \text{ m}^2$$

On peut calculer la surface extérieure d'un tube par : $S_T = \pi D L = \pi \cdot 0.01905 \cdot 5$

$$S_T = 0.2992 \text{ m}^2.$$

A ce moment le nombre des tubes = $A_P / S_T = 400$ tubes.

Et le nombre des tubes par passage = $400/2 = 200$ tubes.

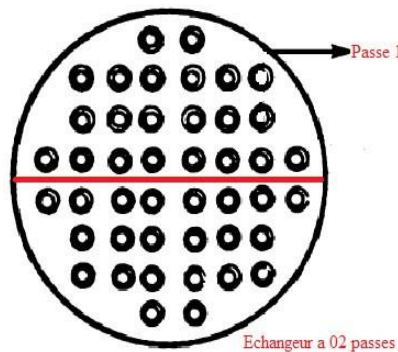


Figure IV.7: Plaque de faisceau pour un échangeur a deux passages

La section d'un tube est déterminée par :

$$\phi_T = \pi D_i^2 / 4 = \pi (0,014224)^2 / 4 = 1,589 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\text{Et la section d'un passage : } S_P = \phi_T \cdot 200 = 3,18 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$$

Le débit volumique est donné comme suit :

$$\dot{m}_V = \dot{m} / \rho = \left(\frac{91000}{3600} \right) \left(\frac{1}{820} \right)$$

$$\dot{m}_V = 0,03082 (\text{m}^3/\text{s})$$

La vitesse du fluide dans les tubes est déterminée à partir de :

$$\dot{m}_V/S_P = 0,97 \text{ m/s}$$

Etape 6 : Rapport de la longueur au diamètre de la calandre

Le diamètre du faisceau est donné par la méthode de **KERN** :

$$D_b = D_o (N_T/K_1)^{1/n} \rightarrow \text{code TEMA (2 passes with Square pitch)} \rightarrow k_1 = 0.156 \text{ et } n = 2.291.$$

Tableau IV.5: Les constantes pour déterminer le diamètre de tube de faisceau dans la norme TEMA

Triangular Pitch $p_t = 1.25 d_o$					
Number Passes	1	2	4	6	8
K_1	0.319	0.249	0.175	0.0743	0.0365
n	2.142	2.207	2.285	2.499	2.675

Square Pitch $p_t = 1.25 d_o$					
Number Passes	1	2	4	6	8
K_1	0.215	0.156	0.158	0.0402	0.0331
n	2.207	2.291	2.263	2.617	2.643

Alors : $D_b = 0.01905 (400/0.156)^{1/2.291} = 586 \text{ mm}$

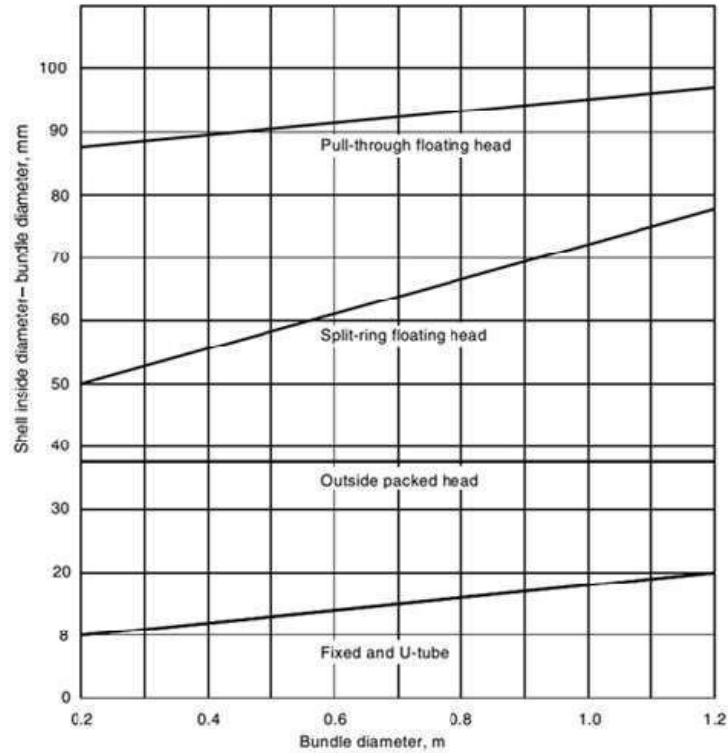


Figure IV.8: Le jeu entre le diamètre intérieur de la calandre et le faisceau Cs.

Le diamètre interne de la Calandre est donné par :

$$D_{SI} = D_b + C_s$$

C_s : le jeu entre le diamètre intérieur de la calandre et le faisceau de tubes peut être déterminé à partir de la figure (V.8), ou par l'équation suivante :

$$C_s = 0.01 D_b + 8 = 13.86 \text{ mm}$$

$$\text{Alors : } D_{SI} = D_b + C_s = 586 + 13.86 \approx 600 \text{ mm}$$

Tableau IV.6: Nombre des trous du plaque tubulaire

TUBE SHEET TUBE HOLE COUNT (Perry Table 11-3)					
Table B 3/4od tubes on 15/16 triangular pitch					
Shell ID		TEMA L or M			
mm	in	Number of Passes			
		1	2	4	6
203	8	64	48	34	24
254	10	85	72	52	50
305	12	122	114	94	96
337	13.25	151	142	124	112
387	15.25	204	192	166	168
438	17.25	264	254	228	220
489	19.25	332	326	290	280
540	21.25	417	396	364	348
591	23.25	495	478	430	420
635	25	579	554	512	488
686	27	676	648	602	584
737	29	785	762	704	688
787	31	909	878	814	792
838	33	1035	1002	944	920
889	35	1164	1132	1062	1036
940	37	1304	1270	1200	1168
991	39	1460	1422	1338	1320
1067	42	1703	1664	1578	1552
1143	45	1960	1918	1830	1800
1219	48	2242	2196	2106	2060
1372	54	2861	2804	2682	2660
1524	60	3527	3476	3360	3300
1676	66	4292	4228	4088	4044
1829	72	5116	5044	4902	4868
1981	78	6034	5964	5786	5740
2134	84	7005	6934	6766	6680
2286	90	8093	7998	7832	7708
2438	96	9203	9114	8896	8844
2743	108	11696	11618	11336	11268
3048	120	14459	14378	14080	13984

Maintenant, savoir vérifier le résultat en utilisant le rapport de la longueur au diamètre de la calandre pour voir qui ne dépasse pas la limite raisonnable dans les normes :

$$\frac{L}{DSI} = \frac{5000}{600} = 8.34 < 10$$

La viscosité du fluide dans la calandre est calculée par :

$$Pr = 48.955 = \frac{Cp * \mu}{K} \rightarrow \mu = \frac{Pr * K}{Cp} = 0.0032$$

$$Et \text{ le nombre de Reynolds dans les tubes : } Re = \frac{\rho V Di}{\mu} = \frac{820 * 0.97 * 0.014224}{\mu} = 3.54 \cdot 10^3$$

Le régime d'écoulement dans cette partie est turbulent.

Etape 7 : Paramètre des chicanes :

Les chicanes assurent deux fonctions :

Soutenir les tubes pour une rigidité structurelle, empêchant les vibrations et l'affaissement des tubes et détourner le flux à travers le faisceau pour obtenir un coefficient de transfert de chaleur plus élevé.

Dans notre cas, on va choisir des chicanes segmentaires pour faire ces dimensionnements.

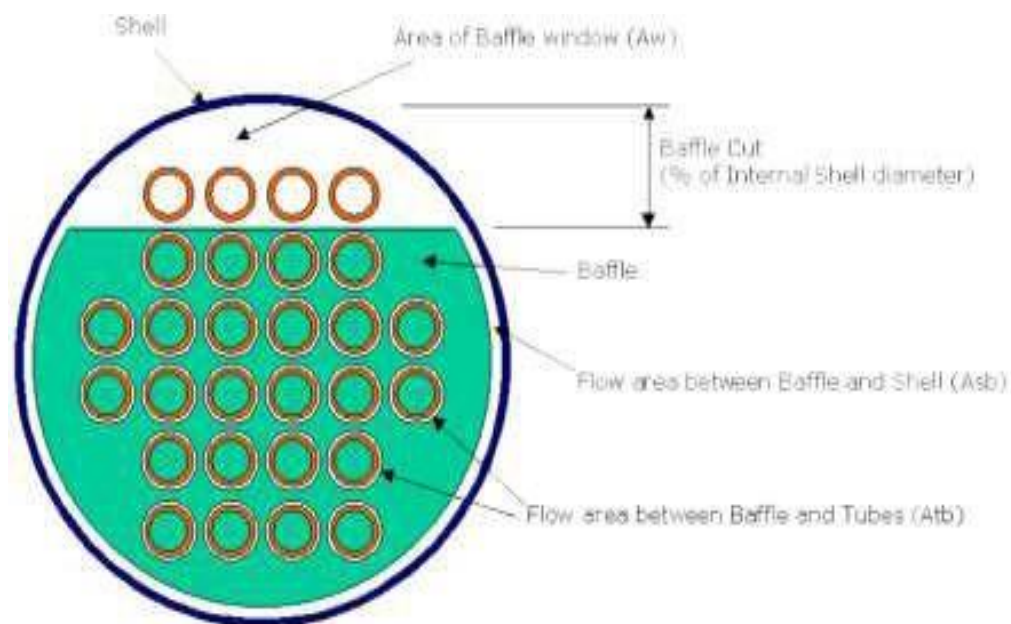


Figure IV.9: Coupe de chicane.

Coupe des Chicanes = 25% de 600 = 150 mm

1 passe → $K=0.215$; $n=2.207$

Tableau(IV.7) : Les constantes pour déterminer le diamètre de tube de faisceau dans les normes TEMA.

Triangular Pitch $p_t = 1.25 d_o$					
Number Passes	1	2	4	6	8
K_1	0.319	0.249	0.175	0.0743	0.0365
n	2.142	2.207	2.285	2.499	2.675

Square Pitch $p_t = 1.25 d_o$					
Number Passes	1	2	4	6	8
K_1	0.215	0.156	0.158	0.0402	0.0331
n	2.207	2.291	2.263	2.617	2.643

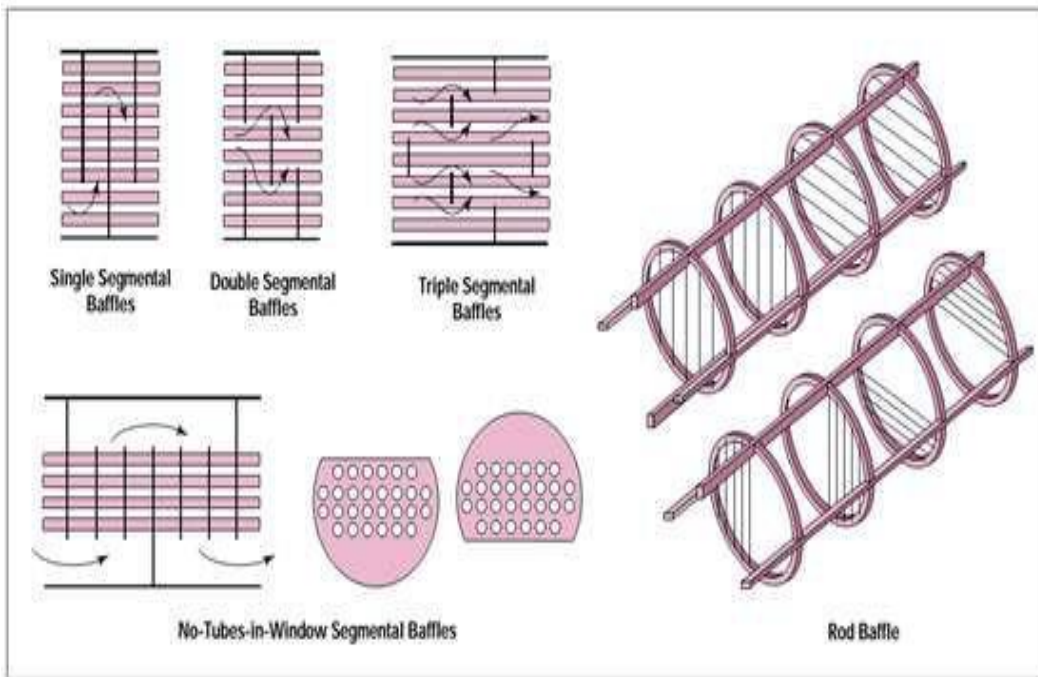


Figure IV.10: Types de chicanes d'échangeur de chaleur orientation.

L'espacement entre les chicanes est donné par :

$$B_s = 0.2 D_{si} = 0.2 \cdot 600 = 120 \text{ mm}$$

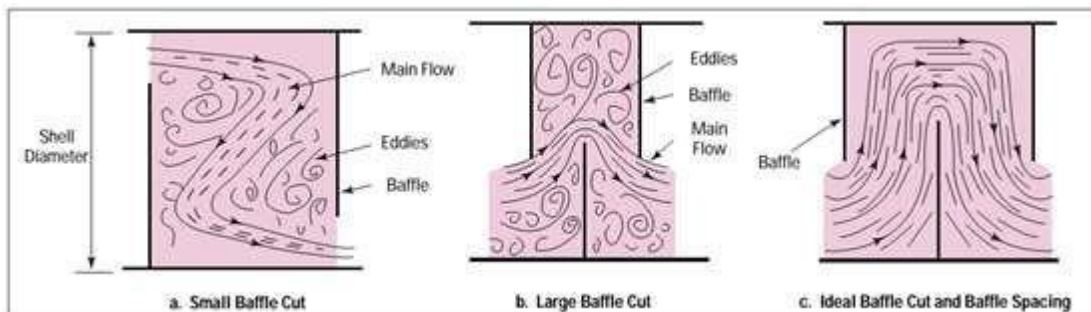


Figure IV.11: Effet de l'emplacement des chicanes sur l'écoulement.

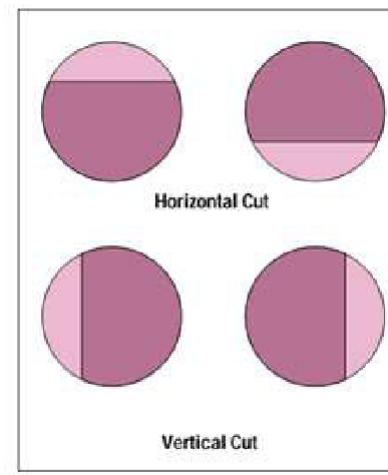


Figure IV.12: orientation de coupe de la chicane.

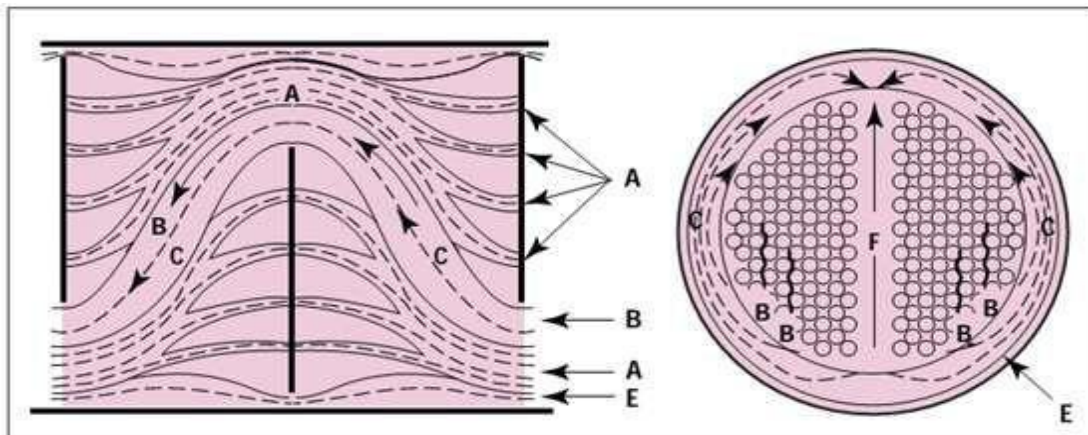


Figure IV.13: Distribution du flux coté calandre.

Le nombre des chicanes est calculé par :

$$N_{\text{Chicanes}} = L/B_s = 5000/120 \approx 41.$$

Tableau IV.8: Espace entre les chicanes et la calandre.

Shell ID	clearance
6-12	1/4"
13-24	5/16"
25-33	3/8"
34-47	1/2"

Espace entre les chicanes et la calandre = 4.73 mm

Alors le diamètre des chicanes $D = 595.27$ mm

Etape 8 : Détermination Coefficient de transfert thermique par convection :

Pour déterminer le coefficient de transfert thermique par convection, on suit la méthode de **Sieder and Tate** :

Le nombre de Nusselt est donné par :

$$Nu = J_H R_e Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

Le facteur du transfert thermique est donné par :

$$J_H = 0,5(1 + B_s/D_{sI}) (0,08 Re^{0,684} + 0,7Re^{0,1772}) .$$

$$J_H = 6.72 \cdot 10^{-3} \text{ (Facteur de transfert thermique).}$$

La connectivité thermique est déterminée à partir du facteur de transfert thermique

$$J_H = \frac{h_i D_i}{K} \left(\frac{cp}{K} \right)^{-1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0,14} \text{ (Pour le coté du tube)}$$

$$J_H = \frac{h_e D_e}{K} \left(\frac{cp u}{K} \right)^{-1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0,14} \text{ (Pour le coté de la paroi)}$$

$$J_H \rightarrow h_i = 809,342 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Nu = \frac{h_i D_i}{K} = 85,911$$

Pour déterminer les coefficients graphiquement, on calcule :

$$L/D_{eq} = 5000/24,07 = 207,73$$

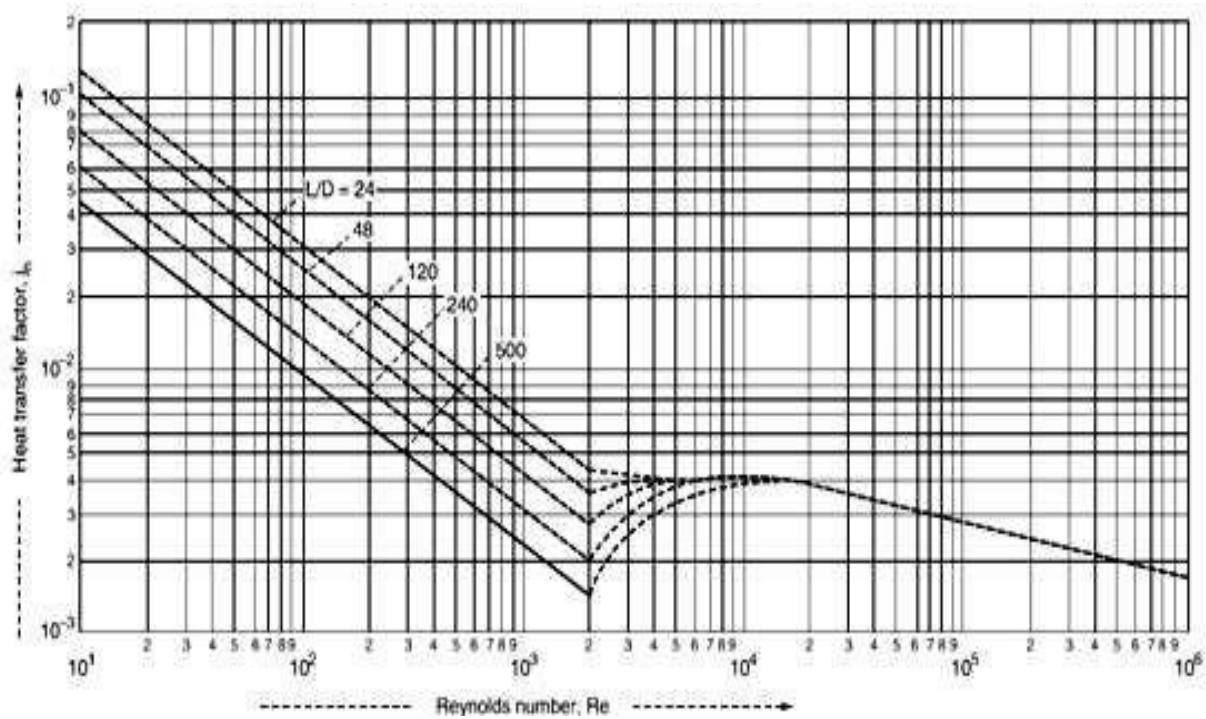


Figure IV.14: Coefficient de transfert thermique par convection graphiquement.

Etape 9 : Les paramètres de la calandre :

Pour le calandre on a : $1 \rightarrow K=0.215 ; n=2.207$

La section de passage du fluide est :

$$S_P = (P_t - D_0) * D_s * L_b / P_t = (25 - 19.05) * 600 * 120 / 25.4 = 1.8 * 10^{-2} \text{ m}^2.$$

$$\text{Diamètre équivalent : } D_{eq} = \frac{4P_t^2 - \pi D_0^2}{\pi D_0} = \frac{4 * 25.4^2 - \pi (19.04)^2}{\pi * 19.04} = 24.07 \text{ mm}.$$

$$\text{Le débit volumique est : } \dot{m}_v = \frac{20500}{3600 * 730} = 7.8 * 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}.$$

$$\text{La vitesse de l'écoulement est : } V_s = \frac{7.8 * 10^{-3}}{S} = 0.433 \text{ m/s}$$

$$\text{La vitesse massique : } G_s = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_v} = \frac{20500}{7.8 * 10^{-3}} = 316.358 \text{ kg / (m}^2\text{s)}.$$

Etape10 :

Le nombre de **Reynolds** est donné par :

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{730 * 0.443 * 0.02407}{0.0004} = 19020$$

Alors le régime d'écoulement dans cette partie est **turbulent**

La viscosité du fluide est calculée à partir de nombre de **Prandti** comme suit :

$$Pr = \frac{Cp \mu}{K} \rightarrow \frac{Pr K}{Cp} = \frac{7.485 * 0.132}{2470} = 0.0004$$

Le nombre de Nusselt été calculé par la corrélation de **Mc Adams** pour un $2000 < Re < 10^6$

$$Nu = 0.36 Re^{0.55} Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu\omega}\right)^{0.14} = 157.789$$

$$h_e = \frac{Nu k}{De} = 867.2002 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Etape 11 : Le coefficient thermique global :

Le coefficient thermique global est donné par la relation :

$$U = \frac{1}{\frac{De}{Di hi} + \frac{RFi De}{Di} + \frac{1}{he} + \frac{De \ln\left(\frac{D0}{DI}\right)}{2K} + Rfo}$$

Sans encrassement
$$U = \frac{1}{\frac{De}{Di hi} + \frac{1}{he} + \frac{De \ln\left(\frac{D0}{DI}\right)}{2K}}$$

La conductivité thermique pour l'acier inoxydable $K=45 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$

Avec encrassement : $U=277,357 \text{ W/m } ^\circ\text{C} > 250 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$

$U_{calcul} > U_{Donné}$ Une augmentation de 10.943% thermiquement acceptable.

Dans le pratique, Il y'a d'autres facteurs influes sur les résultats comme :

Facteur de saleté = 0,00122

Facteur de propreté = 0,663

A partir de ces résultats, on peut conclure les performances de ce échangeur :

Le rapport des chaleurs spécifiques : $C = \frac{c_{min}}{c_{max}} = 0.272$

Le nombre des unités transférées : $NUT = \frac{U_{ap}}{c_{min}} = 2.36$

L'efficacité de l'échangeur : $\varepsilon = 0,863$

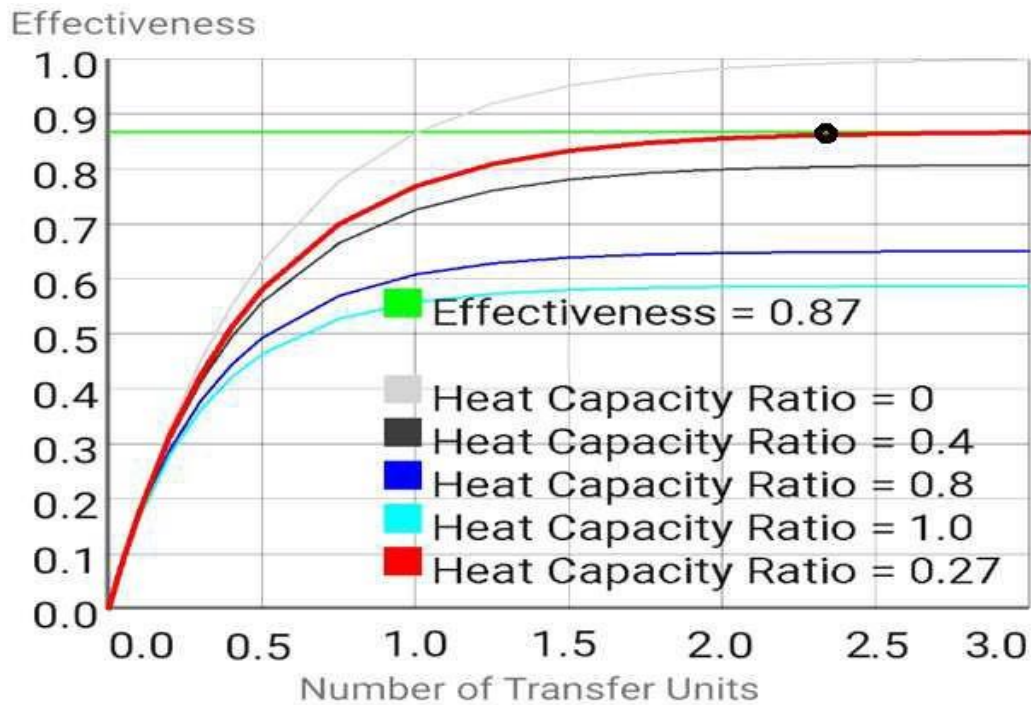


Figure IV.15: Variation du nombre des unités transférées en fonction de l'efficacité pour quelques valeurs du rapport des chaleurs spécifiques.

Etape 12 : Vérification les chutes de pression :

Pour les tubes :

La relation des chutes de pression est donnée par :

$$\Delta P_T = \left(4f \frac{L N_P}{D_i} + 4N_p\right) \frac{\rho V^2}{2}$$

Sachant que :

Le coefficient de frouement pour un nombre de **Reynolds** déjà calculé auparavant :

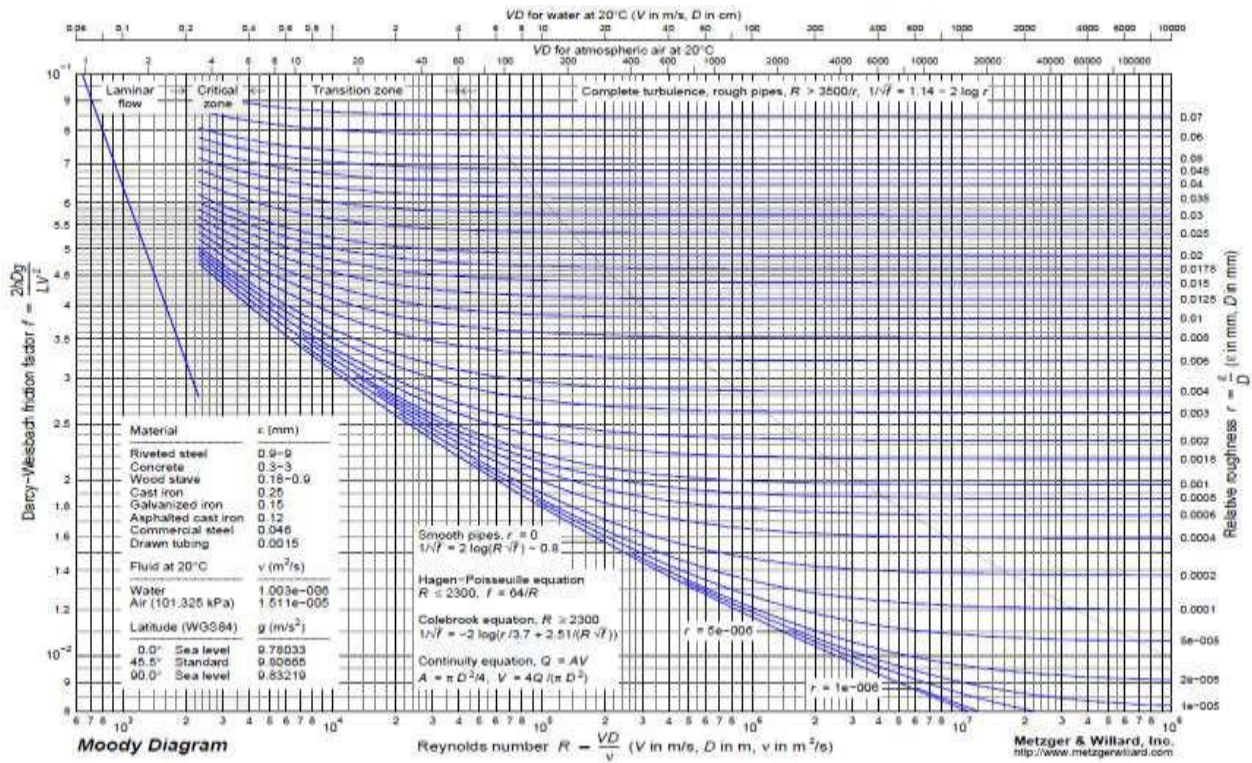


Figure IV.16: Diagramme de moody.

$F=0.0065$

N_p : Nombre de passage=02

Alors : $\Delta P_T = 16031,761 \text{ Pa}$

Concernant les Chambres de connexions de l'entrée et de sortie, pour un diamètre de 100 mm, les chutes de pression égales :

$\Delta P_{CC} = 6316,174 \text{ pas}$

Alors les chutes totales sur le coté des tubes :

$\Delta P_{TOT} = \Delta P_T + 2 * \Delta P_{CC} = 28664,109 \text{ Pa} < 65000 \text{ Pa}$

La valeur de ΔP_{TOT} trouvée est inférieure de la valeur maximale admissible donnée par les normes de conception.

Tableau(IV.9) : Chute de pression acceptable de conception de l'échangeur de chaleur.

Initial Process Design Pressure Drop Estimates		
Process Description	Pressure Drop (psi)	Pressure (kPa)
Liquid streams with no phase change	10	70
Vapor streams with no phase change	2	14
Condensing streams	2	14
Boiling streams	1	7

***Pour la calandre :**

La relation des chutes de pression est donnée par :

$$\Delta P_s = \frac{f G_s + (Nb+1)De}{2\rho \phi_{eq} \phi_s \left(\frac{\mu_f}{\mu_p}\right)}$$

Sachant que :

Le coefficient de frouement pour un nombre de **Reynolds** déjà calculé auparavant :

$$F=0.046$$

$$G_s: \text{La vitesse massique (étape 9): } G_s = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_V} = 316.358 \text{ Kg}/(\text{m}^2\text{s}).$$

$$N_{Chicanes} = 41 \text{ (étape 7)}$$

$$\phi_{eq} = 24.07 \text{ mm (étape 09)}$$

$$\text{Alors : } \Delta P_{Calandre} = 26212,085 \text{ Pa}$$

Concernant les Chambres de connexions de l'entrée et de sortie, pour un diamètre de 100 mm, les chutes de pression égales :

$$\Delta P_e = 540,084 \text{ pas}$$

$$\Delta P_s = 180,028 \text{ pas (Une petite différence selon l'orientation de la chambre vers le bas)}$$

Alors les chutes totales sur le coté des tubes :

$$\Delta P_{TOT} = \Delta P_T + \Delta P_e + P_s = 26932,197 \text{ pa} < 60000 \text{ pa}$$

La valeur de ΔP_{TOT} trouvée est inférieure de la valeur maximale admissible donnée par les normes de conception.

Le flux de chaleur est thermiquement accepté. En revanche, la chute de pression est bien inférieure à sa valeur autorisée. Si on a des résultats inacceptables, les prochaines étapes possibles incluent :

Augmente/diminue le diamètre de la calandre

Augmenter/diminuer le nombre de tubes

Augmenter/diminuer le nombre de passes

Augmente/diminue le diamètre du tube

Etape 13 : phase de la construction :

Le choix du matériau se fait selon la température de dilatation, dans ce cas on a choisi l'acier inoxydable, ce dernier sa température peut arriver à 1524 °C

Tableau (IV.10) : Température maximale de dilatation des matériaux.

TABLE RCB-4.52
MAXIMUM UNSUPPORTED STRAIGHT TUBE SPANS
 Dimensions in Inches (mm)

Tube OD	Tube Materials and Temperature Limits ° F (° C)	
	Carbon Steel & High Alloy Steel, 750 (399) Low Alloy Steel, 850 (454) Nickel-Copper, 600 (316) Nickel, 850 (454) Nickel-Chromium-Iron, 1000 (538)	Aluminum & Aluminum Alloys, Copper & Copper Alloys, Titanium Alloys At Code Maximum Allowable Temperature
1/4 (6.4)	26 (660)	22 (559)
3/8 (9.5)	35 (889)	30 (762)
1/2 (12.7)	44 (1118)	38 (965)
5/8 (15.9)	52 (1321)	45 (1143)
3/4 (19.1)	60 (1524)	52 (1321)
7/8 (22.2)	69 (1753)	60 (1524)
1 (25.4)	74 (1880)	64 (1626)
1-1/4 (31.8)	88 (2235)	76 (1930)
1-1/2 (38.1)	100 (2540)	87 (2210)
2 (50.8)	125 (3175)	110 (2794)
2-1/2 (63.5)	125 (3175)	110 (2794)
3 (76.2)	125 (3175)	110 (2794)

Les matériaux de construction : Acier inoxydable

Contrainte admissible : 85 N/mm²

Corrosion acceptable : 3 mm

Pression de travail : 10 N/mm²

Température de travail : 215 °C pour la calandre et 68 pour les tubes

Facteur d'efficacité du joint de soudure= 0.85

Le diamètre du joint d'étanchéité=100 mm

Le rayon de la couronne (Fond)= 100 mm

Le rayon d'articulation=30 mm

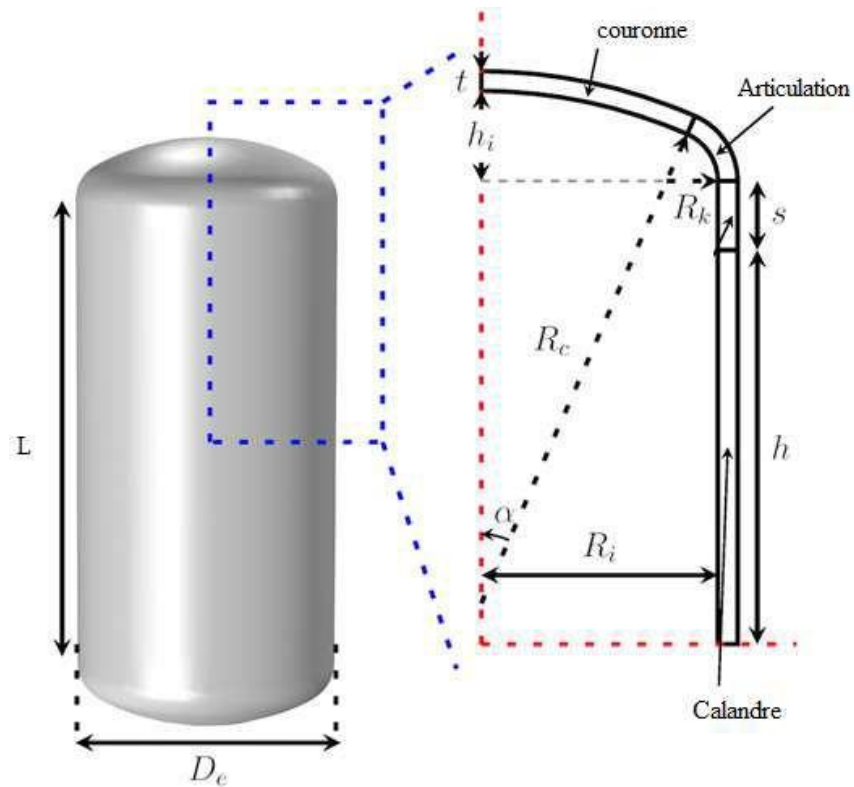


Figure IV.17: Caractéristique de la couronne

Etape 14 : les épaisseurs des tôles :

Tableau (IV.11) : L'épaisseur des Chicanes.

BAFFLE OR SUPPORT PLATE THICKNESS
Dimensions in Inches (mm)

Nominal Shell ID	Plate Thickness				
	Unsupported tube length between central baffles. End spaces between tubesheets and baffles are not a consideration.				
	24 (610) and Under	Over 24 (610) to 36 (914) Inclusive	Over 36 (914) to 48 (1219) Inclusive	Over 48 (1219) to 60 (1524) Inclusive	Over 60 (1524)
6-14 (152-356)	1/8 (3.2)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)
15-28 (381-711)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)
29-38 (737-965)	1/4 (6.4)	5/16 (7.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)
39-60 (991-1524)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	5/8 (15.9)
61-100 (1549-2540)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	3/4 (19.1)	3/4 (19.1)

L'épaisseur des Chicanes : 4,8 mm

Tableau (IV.12) : L'épaisseur de la tôle de la calandre

L'épaisseur de la tôle de la calandre : 9,5 mm

TABLE R-3.13
MINIMUM SHELL THICKNESS
Dimensions in Inches (mm)

Nominal Shell Diameter	Minimum Thickness			
	Carbon Steel		Alloy *	
	Pipe	Plate		
6 (152)	SCH. 40	-	1/8	(3.2)
8-12 (203-305)	SCH. 30	-	1/8	(3.2)
13-29 (330-737)	SCH. STD	3/8 (9.5)	3/16	(4.8)
30-39 (762-991)	-	7/16 (11.1)	1/4	(6.4)
40-60 (1016-1524)	-	1/2 (12.7)	5/16	(7.9)
61-80 (1549-2032)	-	1/2 (12.7)	5/16	(7.9)
81-100 (2057-2540)	-	1/2 (12.7)	3/8	(9.5)

Le diamètre externe de la calandre : 609,5 mm

Tableau (IV.13) : Le diamètre des trous dans les plaques tubulaires

TUBE HOLE DIAMETERS AND TOLERANCES (All Dimensions in mm)						
Nominal Tube OD	Nominal Tube Hole Diameter and Under Tolerance				Over Tolerance; 96% of tube holes must meet value in column (c). Remainder may not exceed value in column (d)	
	Standard Fit (a)		Special Close Fit (b)			
	Nominal Diameter	Under Tolerance	Nominal Diameter	Under Tolerance	(c)	(d)
6.4	6.58	0.10	6.53	0.05	0.05	0.18
9.5	9.75	0.10	9.70	0.05	0.05	0.18
12.7	12.95	0.10	12.90	0.05	0.05	0.20
15.9	16.13	0.10	16.08	0.05	0.05	0.25
19.1	19.30	0.10	19.25	0.05	0.05	0.25
22.2	22.48	0.10	22.43	0.05	0.05	0.25
25.4	25.70	0.10	25.65	0.05	0.05	0.25
31.8	32.11	0.15	32.03	0.08	0.08	0.25
38.1	38.56	0.18	38.46	0.08	0.08	0.25
50.8	51.36	0.18	51.26	0.08	0.08	0.25
63.5	64.20	0.25	64.07	0.10	0.10	0.25
76.2	77.04	0.30	76.89	0.11	0.10	0.25

Le diamètre des trous dans les Plaques tubulaires : 19,30 mm

L'épaisseur des chambres de connexions : 76,919 mm

Tableau (IV.14) : L'épaisseur des Plaques tubulaires.

TABLE OF TUBESHEET LIGAMENTS AND RECOMMENDED HEAVIEST TUBE GAGES
(All Dimensions in mm)

Tube Dia d_o	Tube Pitch p	p/d_o	$p - d_o$	Heaviest Recommended Tube Gage BWG	Tube Hole Dia. Std. Fit	Nominal Liga-ment Width	Minimum Std. Ligaments (96% of ligaments must equal or exceed values tabulated below)										Minimum Permissible Ligament Width
							Tubesheet Thickness										
							25.4	38.1	50.8	63.5	76.2	101.6	127.0	152.4			
6.4	7.94	1.25	1.59	22	6.579	1.372	0.635	0.635	0.635	0.635	-	-	-	-	-	-	0.635
	9.53	1.50	3.18	20		2.946	2.108	1.966	1.778	1.626	-	-	-	-	-	-	1.524
9.5	11.51	1.21	1.98	20	9.754	1.753	1.041	0.914	0.813	0.711	0.610	-	-	-	-	-	0.762
	12.70	1.33	3.18	18		2.946	2.210	2.108	2.007	1.905	1.778	1.575	-	-	-	-	1.524
	13.49	1.42	3.97	18		3.734	3.023	2.896	2.794	2.692	2.591	2.362	2.159	1.930	-	-	1.905
12.7	15.88	1.25	3.18	18	12.954	2.921	2.261	2.159	2.083	2.007	1.930	1.753	1.600	-	-	-	1.524
	16.67	1.31	3.97	16		3.708	3.048	2.972	2.870	2.794	2.718	2.565	2.388	2.235	-	-	1.905
	17.46	1.38	4.76	16		4.521	3.836	3.759	3.683	3.607	3.505	3.353	3.200	3.023	-	-	2.286
15.9	19.05	1.20	3.18	16	16.129	2.921	2.032	1.956	1.905	1.829	1.778	1.651	1.499	1.372	-	-	1.524
	19.84	1.25	3.97	15		3.708	2.819	2.769	2.692	2.616	2.565	2.438	2.311	2.184	-	-	1.905
	20.64	1.30	4.76	14		4.521	3.607	3.550	3.480	3.429	3.353	3.226	3.099	2.972	-	-	2.286
	22.23	1.40	6.35	14		6.096	5.207	5.131	5.080	5.004	4.953	4.801	4.674	4.547	-	-	3.048
19.1	23.81	1.25	4.76	13	19.304	4.521	3.632	3.581	3.531	3.480	3.429	3.302	3.200	3.099	-	-	2.286
	25.40	1.33	6.35	12		6.096	5.232	5.182	5.105	5.055	5.004	4.902	4.801	4.674	-	-	3.048
	26.99	1.42	7.94	12		7.696	6.807	6.756	6.706	6.655	6.604	6.477	6.375	6.274	-	-	3.810
	28.58	1.50	9.53	12		9.271	8.407	8.357	8.280	8.230	8.179	8.077	7.978	7.849	-	-	4.699
22.2	27.78	1.25	5.56	12	22.479	5.309	4.445	4.394	4.343	4.318	4.267	4.166	4.064	3.988	-	-	2.667
	28.58	1.29	6.35	12		6.096	5.232	5.207	5.156	5.105	5.055	4.953	4.877	4.775	-	-	3.048
	30.16	1.36	7.94	10		7.696	6.833	6.782	6.731	6.680	6.655	6.553	6.452	6.375	-	-	3.810
	31.75	1.43	9.53	10		9.271	8.407	8.382	8.331	8.280	8.230	8.128	8.052	7.950	-	-	4.699
25.4	31.75	1.25	6.35	10	25.705	6.045	5.207	5.156	5.131	5.080	5.029	4.953	4.877	4.801	-	-	3.048
	33.34	1.31	7.94	9		7.645	6.782	6.756	6.706	6.680	6.629	6.553	6.477	6.375	-	-	3.810
	34.93	1.38	9.53	9		9.220	8.382	8.331	8.306	8.255	8.204	8.128	8.052	7.976	-	-	4.699
31.8	39.69	1.25	7.94	9	32.106	7.595	6.756	6.731	6.680	6.655	6.629	6.553	6.502	6.426	-	-	3.810
38.1	47.63	1.25	9.53	8	38.557	9.068	8.255	8.230	8.204	8.179	8.153	8.077	8.026	7.976	-	-	4.572
50.8	63.50	1.25	12.70	6	51.359	12.141	-	11.328	11.303	11.278	11.252	11.227	11.176	11.125	-	-	6.350
63.5	79.38	1.25	15.88	6	64.211	15.164	-	14.35	14.34	14.32	14.304	14.27	14.24	14.21	-	-	7.62
76.2	95.25	1.25	19.05	6	77.038	18.212	-	17.41	17.4	17.38	17.369	17.34	17.31	17.29	-	-	8.89

Notes: The above table of minimum standard ligaments is based on a ligament tolerance not exceeding the sum of twice the drill drift tolerance plus 0.51mm for tubes less than 15.9mm OD and 0.76mm for tubes 15.9mm OD and larger.
Drill drift tolerance = 0.041 (thickness of tubesheet in tube diameters), mm

* For tubesheet thicknesses greater than 152.4mm, it is permissible to determine minimum standard ligaments according to the note above.

L'épaisseur des Plaques tubulaires : 3,632 mm

Tableau (IV.15) : Le nombre et le diamètre des barres de fixation.

TIE ROD STANDARDS
Dimensions in Inches (mm)

Nominal Shell Diameter	Tie Rod Diameter	Minimum Number of Tie Rods
6 - 15 (152-381)	3/8 (9.5)	4
16 - 27 (406-686)	3/8 (9.5)	6
28 - 33 (711-838)	1/2 (12.7)	6
34 - 48 (864-1219)	1/2 (12.7)	8
49 - 60 (1245-1524)	1/2 (12.7)	10
61 - 100 (1549-2540)	5/8 (15.9)	12

Nombre des barres horizontales de fixation : 6

Le diamètre des barres horizontales de fixation : 9.5 mm

Etape 15 : Estimation des couts :

Le volume des tubes $V_{tubes} = S_T N_T \text{ Epaisseur des tubes}$

$$= 0,2992m^2 * 400 * 2,413 * 10^{-3} = 0,2888m^3$$

La masse des tubes : $M = \rho V = 7850 \text{ kg/m}^3 * 0,2888m^3 = 2266,984 \text{ Kg}$

Le volume de la calandre : $V_{calandre} = \pi D L t = \pi * 0,6 * 5 * 9,525 * 10^{-3} = 0,09m^3$

La masse de la calandre : $M = \rho V = 7850 \text{ kg/m}^3 * 0,09m^3 = 704,702 \text{ Kg}$

La masse des tubes et la calandre : $M_T = 2971,68 \text{ Kg}$

La masse totale de l'échangeur peut arriver avec l'addition des accessoires et les autres équipements et composantes à 3400 Kg.

Alors le cout de la matière seulement égale La masse totale de l'échangeur le prix unitaire de l'inox.

Prix inox = 980 da/kg

Alors le cout sera comme suivant :

$$\text{Couts} = M_{tot} \text{ Prix inox/kg} = 3400 * 980 = 3332000 \text{ da}$$

IV.3 Généralités sur la simulation :

En général la simulation est un outil utilisé dans les différents domaines de l'ingénierie et de la recherche. Elle permet d'analyser le comportement d'un système avant de l'implanter et d'optimiser son fonctionnement en testant différentes solutions et conditions opératoires. Elle s'appuie sur l'élaboration d'un modèle de système permettant la réalisation des scénarios en déduisant le comportement du système physique analysé.

Un modèle ne constitue pas une représentation exacte de la réalité physique, mais il est seulement apte à restituer les caractéristiques les plus importantes du système analysé.

IV.3.1 Logiciels de simulation des procédés :

Les simulateurs industriels les plus connus et utilisés mondialement sont :

- Chemcade
- Hysys, Hysim, Prosim (Hyprotech)
- Aspen Plus (Aspen Technologies)
- Design II (Win Sim)
- Pro-II (Simulation Sciences).

IV.3.2 Définition de la simulation

Une simulation peut être considérée comme l'utilisation d'un ensemble de modèle mathématique pour représenter le comportement d'un système (procédé). Elle nous fournit un bon aperçu du système et de ses caractéristiques les plus importantes sans intervenir ou expérimenter sur le procédé réel.

VI.3.2.1 Présentation de logiciel HYSYS :

Le « HYSYS » est un logiciel de simulation des procédés de génie chimie ; a été développé par la société canadienne HYPROTECH. Il a l'avantage d'être facile à utiliser une fois que les éléments de base sont compris. Le logiciel HYSYS est un outil de dimensionnement utilisé pour

- S'assurer que les conceptions optimales sont identifiées.

- Modéliser les unités existantes.
- Assurer que les équipements sont conformes aux spécifications prescrites.
- Evaluer et d'améliorer les procédés existants.

VI.3.2.2 Utilisation de simulateur HYSYS

Le fonctionnement d'un simulateur est basé essentiellement sur le choix d'un modèle thermodynamique que représente le système à étudier, les constituants, établir le schéma de procédé (PDF) ; ainsi que spécifier les paramètres nécessaires de chaque opération, il peut aussi dimensionner des équipements.

Le HYSYS utilisé dans différents tâches qu'un simulateur de procédé devrait effectuer pour :

- Etablissement des bilans de matière et d'énergie d'un procédé industriel.
- Réajustement des paramètres de fonctionnement dans le cas de changements de composition de l'alimentation.
- Dimensionnement des équipements.
- Optimisation du procédé.
- Détermination des performances des équipements.
- Evaluation économique du procédé (Engineering).

IV.3.2.3 Description HYSYS :

Le logiciel HYSYS (hydrocarbure système) est un ensemble de modèle mathématique des opérations unitaires (ballon, colonne de distillation, compresseur, échangeur, vannes...etc) ; ces opérations sont connectées dans un schéma de procédé PDF par le courant d'information générés dans ces opérations. Donc le HYSYS est un programme informatique pour la simulation des procédés de l'industrie de gaz, des procédés de raffinage et de pétrochimie en mode statique ou mode dynamique. Les ingénieurs engagés dans le domaine de design utilisent le logiciel HYSYS pour faire des calculs rapides en utilisant des modèles efficaces et des techniques optimales.

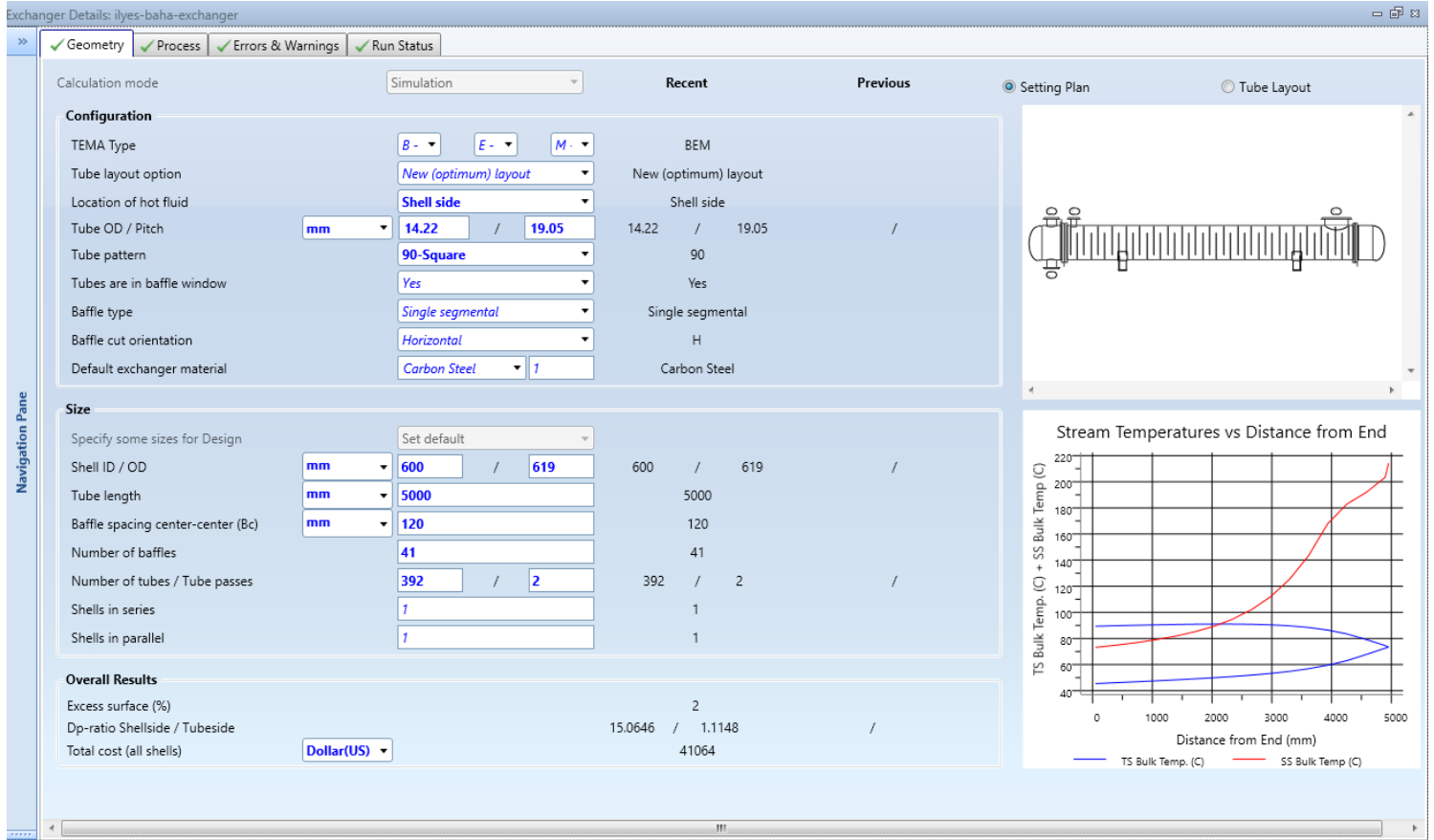
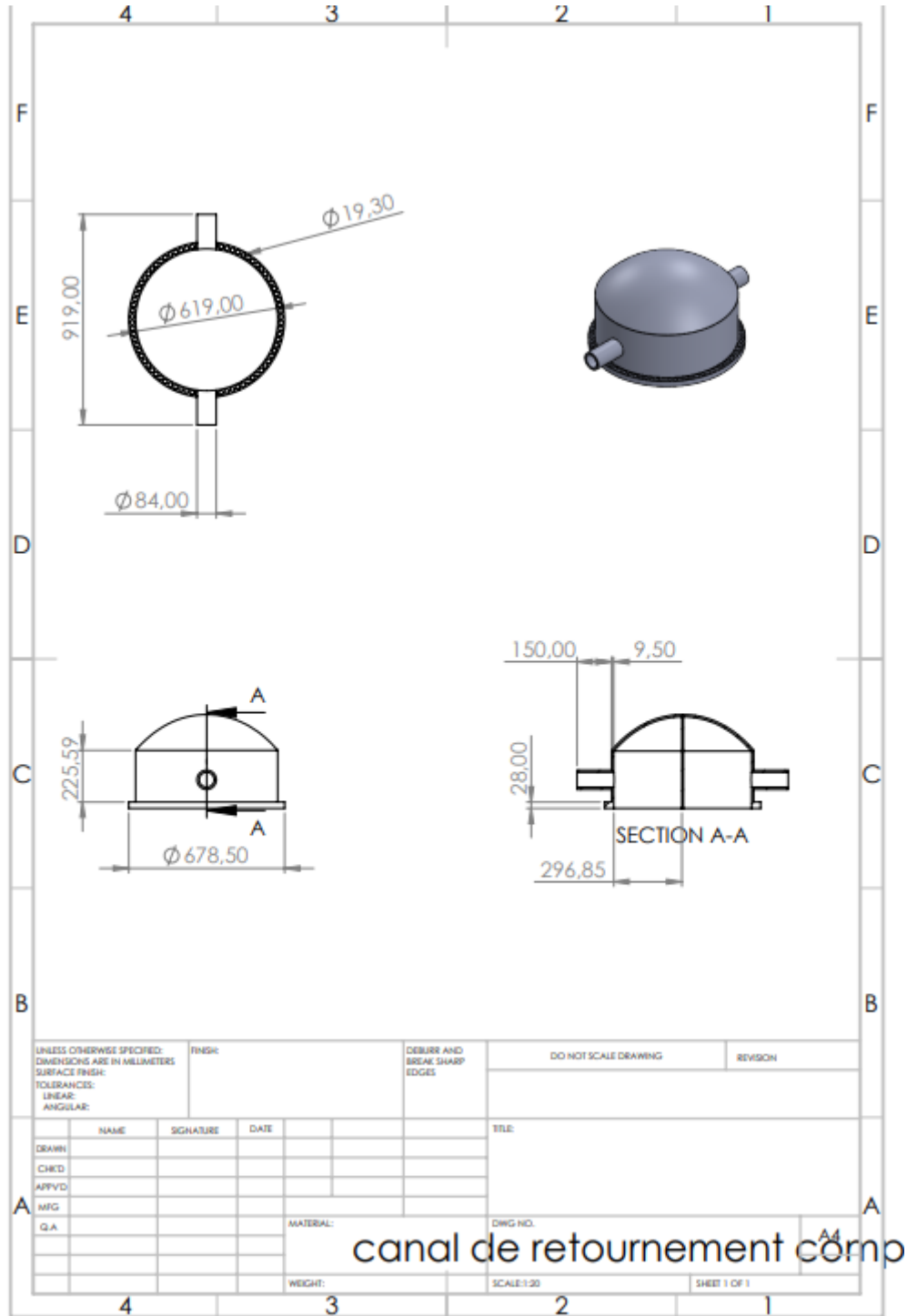
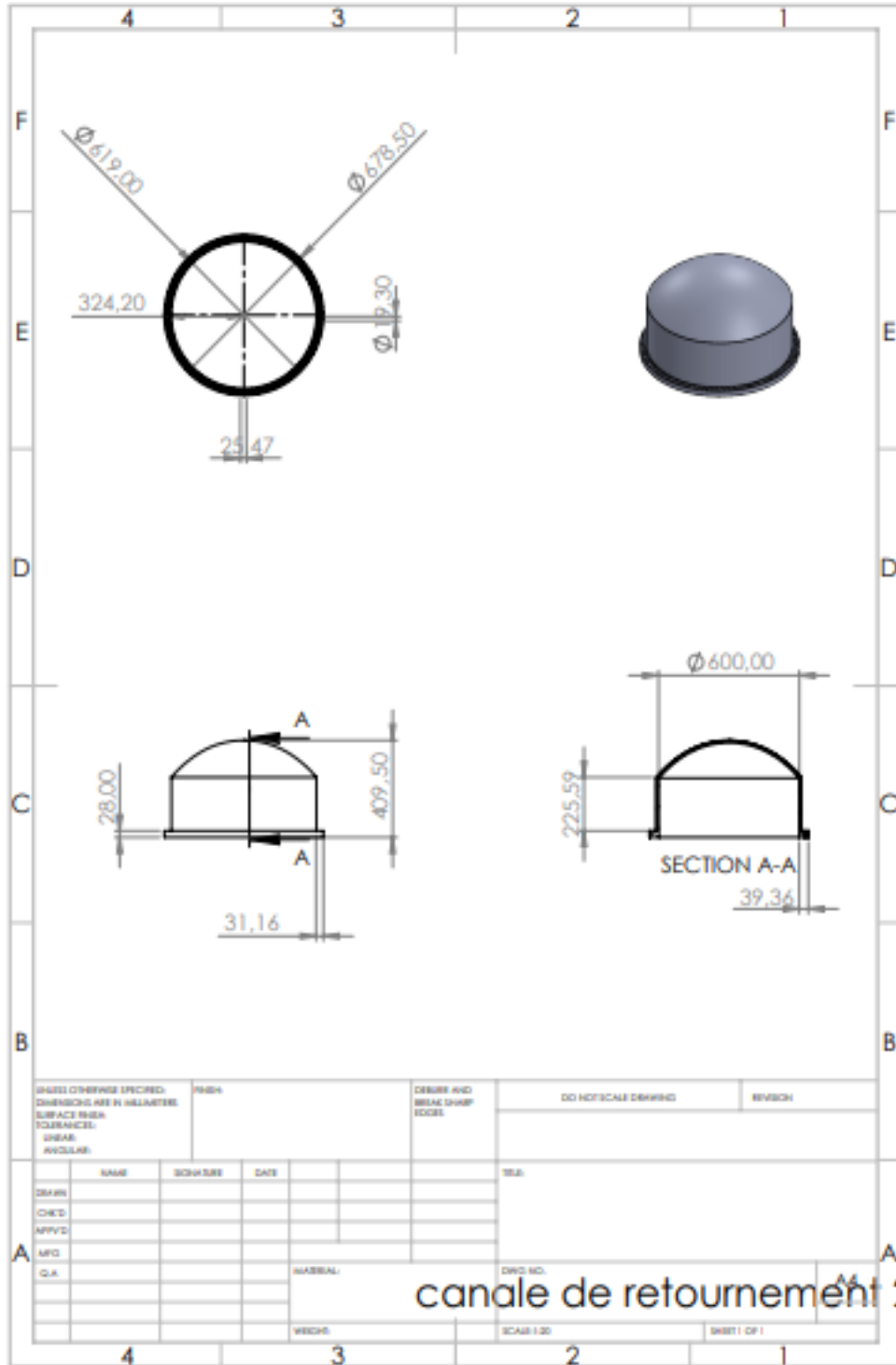


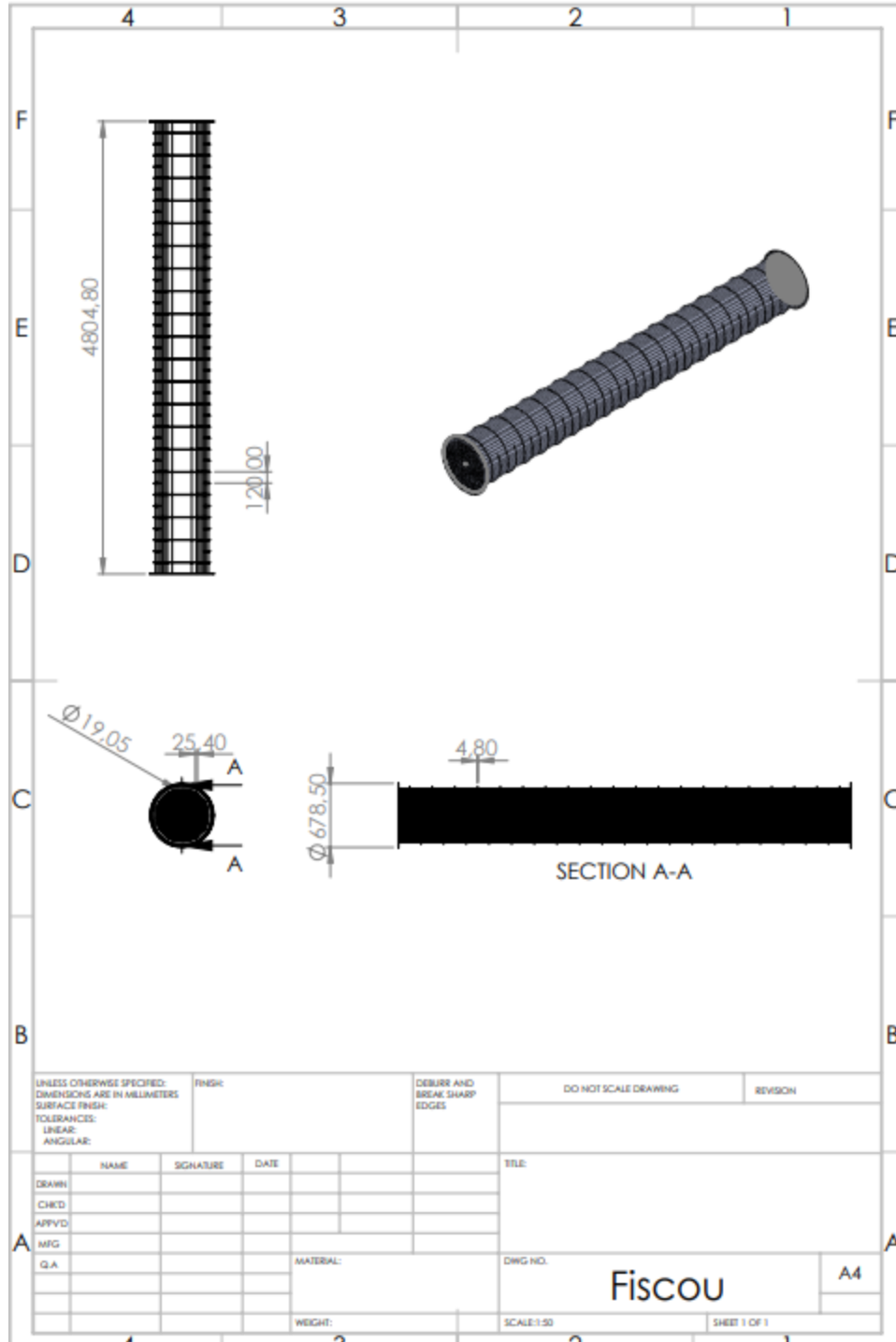
Figure IV.18: Interface du logiciel HYSYS.

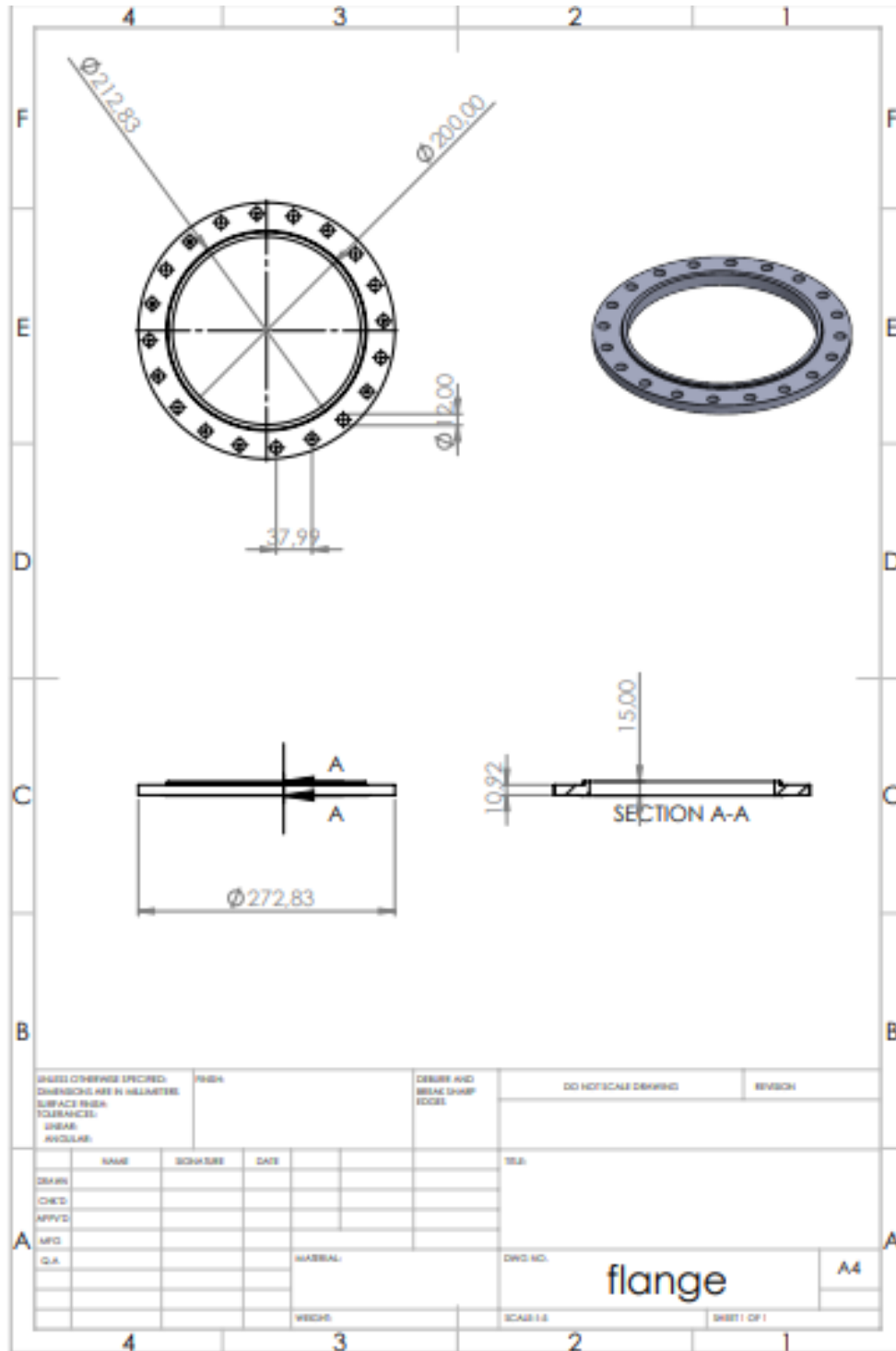
- Pour voir les résultats obtenus du logiciel HYSYS, consultez les annexes.

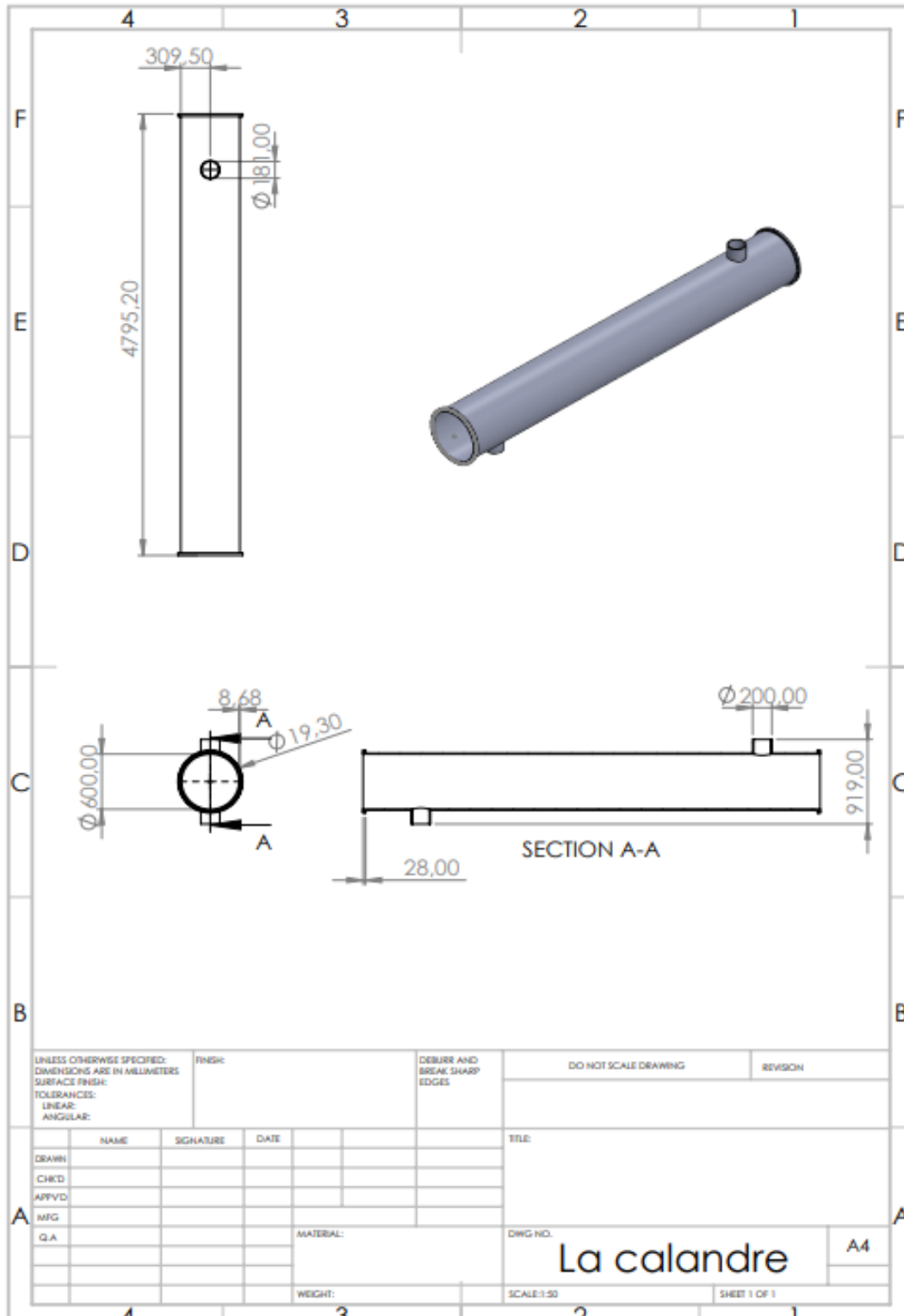
IV.4 Conception par ordinateur : Solidworks

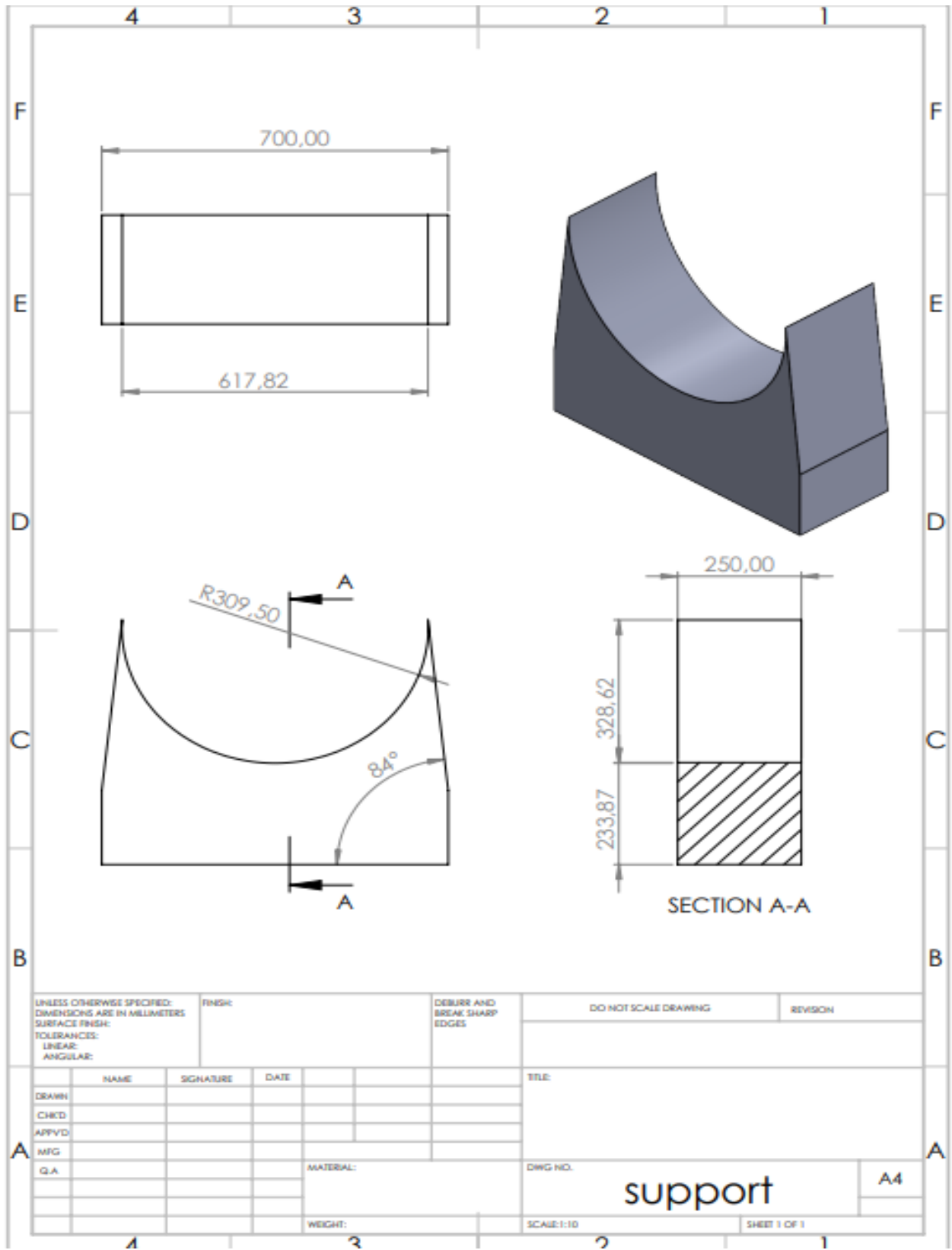


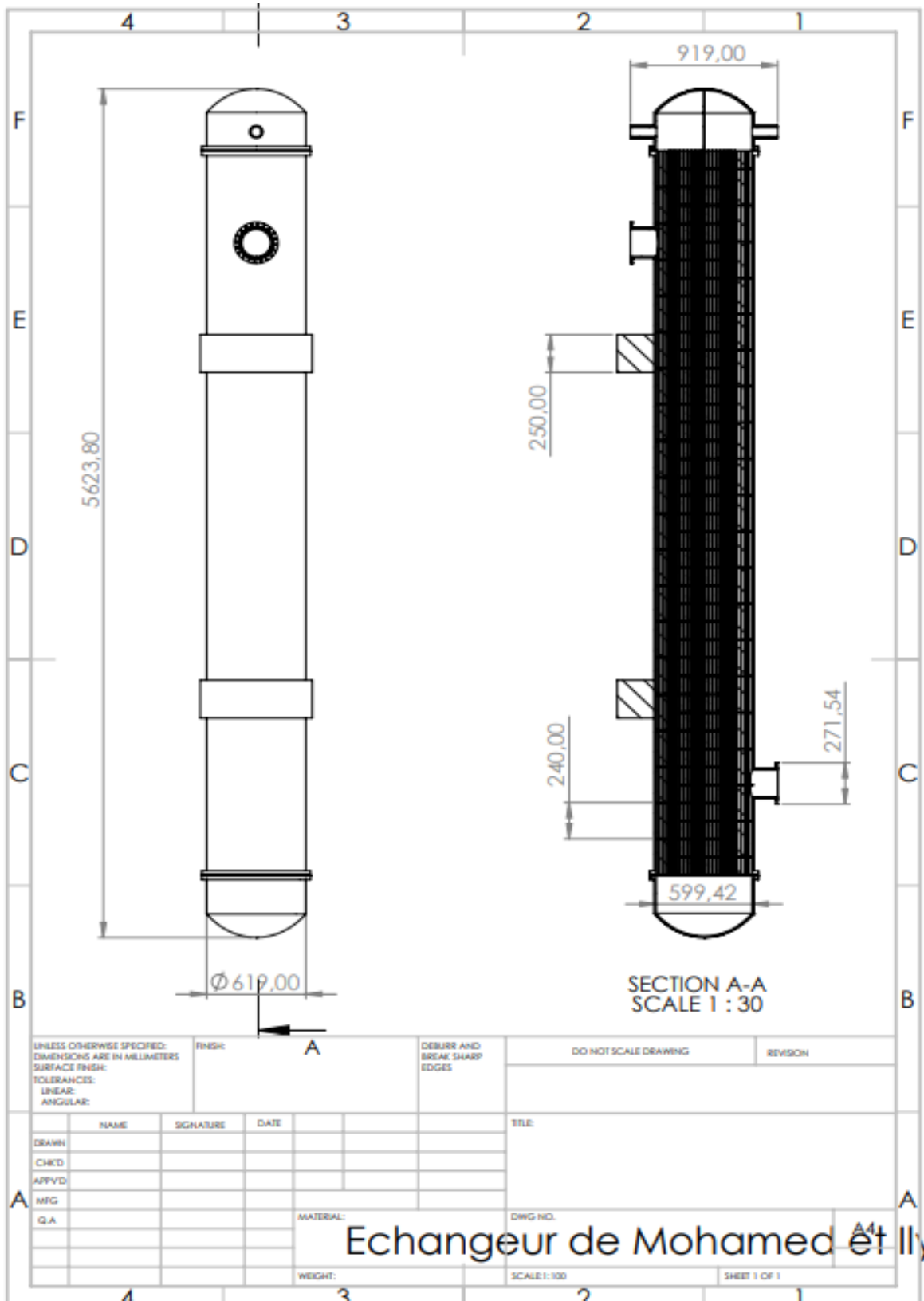


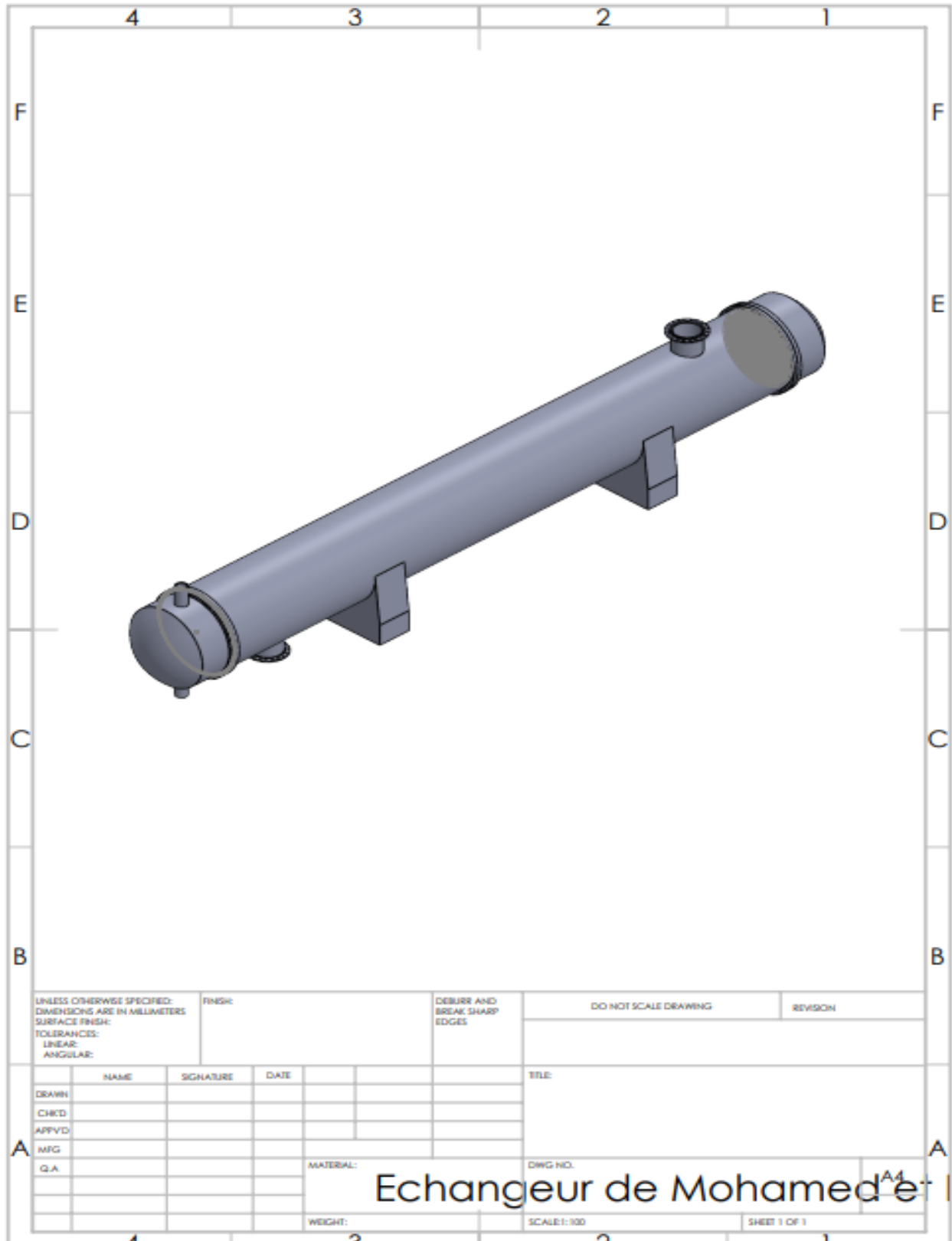












IV.5. Conclusion générale :

Dans ce travail, nous nous sommes concentrés sur les techniques analytiques fondamentales dans la conception d'un échangeur de chaleur tubulaire. E-NUT et LMTD sont des méthodes analytiques très populaires dans la conception d'un échangeur de chaleur. Plusieurs variantes de ces méthodes ont également été développées. Il faut reconnaître que toutes ces méthodes donnent des résultats similaires et il appartient entièrement au concepteur de choisir une technique appropriée dans la conception de l'échangeur de chaleur.

De même, il est également important pour les ingénieurs techniques de comprendre l'équipement d'échangeur de chaleur afin qu'il soit utilisé et maintenu dans sa plage de performances. Dans toute industrie de transformation, en fonction de la demande, le débit doit être ajusté régulièrement. Cela forcera l'échangeur de chaleur à s'écarter de son état de conception d'origine. Les tableaux et courbes de performances peuvent aider les ingénieurs dans de telles situations.

Un échangeur de chaleur a été conçu avec les mêmes paramètres d'entrée en utilisant la méthode de Kern, corrélation de Me Adams et la méthode de Sieder. Cette étude nous aide :

A ce familiarise avec les principaux types d'équipements d'échange de chaleur disponibles, en mettant particulièrement l'accent sur les échangeurs de chaleur à calandre et à tube.

Savoir estimer les coefficients globaux de transfert de chaleur pour un échangeur de chaleur à coque et à tube.

Savoir calculer les chutes de pression des deux côtés d'un échangeur de chaleur à coque et à tube.
Être en mesure de réaliser la conception mécanique de l'échangeur de chaleur tubulaire le plus approprié pour répondre aux pertes de charge et de pression souhaitées.

Références

- [1] [http://fr.wikipedia.org/article: «Microprocesseur »](http://fr.wikipedia.org/article:«Microprocesseur»).
- [2] www.sonelec.com, « Electronique, les radiateurs ».
- [3] [http://fr.wikipedia.org/article: « Méthodes de refroidissement pour radiateur »](http://fr.wikipedia.org/article:«Méthodes de refroidissement pour radiateur»).
- [4] F. P. Incropera and D. P. DeWitt. —Introduction to Heat Transfer], 4th ed. New York: John Wiley & Sons, 2002.
- [5] [www.alphanovated.com/ techinfoe.html](http://www.alphanovated.com/techinfoe.html)
- [6] Jean-Marie SEYNHAEVE, Les bases du transfert de chaleur
- [7] yues jannot, « transferts thermique, fichier pdf ».
- [8] YVES JANNOT, Transfert thermique ; Ecole des minces NANCY; 2012.
- [9] V. Afghan, E.U. Schlunder, Heat Exchangers: Design and Theory, Hill, 1974.
- [10] M. N. Ozisik, Heat Conduction, Editions John Wiley and Sons, New York, 1980.
- [11] J.F. SACADURA, Initiation aux transferts thermiques, Edition Lavoisier, France, 1993.
- [12] <https://www.nexson-group.com/fr/produits/echangeur-thermique-plaques-soudees/>
- [13] A.MENIDJEL, « Exploitation des échangeurs à faisceaux et calandre », I.AP/ SPA. SKIKDA
- [14] <https://rpn.univ-lorraine.fr/UL/echangeurs-de-chaleur/co/evaporateurs.html/>
- [15] <https://www.suezwaterhandbook.fr/procedes-et-technologies/degazage->
- [16] André BONTEMPS, Alain GARRIGUE, Charles GOUBIER, Jacques HUETZ, Christophe MARVILLET, Pierre MERCIER, Roland VIDIL, « Description des échangeurs », technique de l'ingénieur [B 2 341].
- [17] Adil Ridha, « Transfert de Chaleur et de Masse », Université de Caen (2009/2010).
- [18] Menidjel, A., Exploitation des échangeurs à faisceaux et calendre. I. AP/SPA.SKIKDA, 2009.

[19] <http://fr.vrcoolerru.com/heat-exchanger-tube-bundle/floating-head-heat-exchanger.html>

[20] M.MANAA, «Optimisation énergétique des échangeurs tubulaires », mémoire fin d'étude pour l'obtention du diplôme de master, département de génie mécanique, université de Tlemcen 2016.

[21] <https://www.nexson-group.com/fr/produits/echangeurs-a-plaques-et-joints/>

[22] <https://www.nexson-group.com/fr/produits/echangeur-thermique-plaques-soudees/>

[23] <https://rpn.univ-lorraine.fr/UL/echangeurs-de-chaleur/co/evaporateurs.html>

[24] <https://www.suezwaterhandbook.fr/procedes-et-technologies/degazage-desodorisation- evaporation/evaporateurs-d-eau-de-mer/generalites>

[25] Zoé Minville, Nasia Caney, Patrice Clement, Philippe Bandelier, Philippe Marty, Jean Antonie Gruss et Claude Roussel. Description des échnageurs de chaleur. Technique de l'ingénieur [BE 9516]

[26] Technique de l'ingénieur: échangeurs de chaleur ; Description. En PDF.].

[27] WEBER Christophe et MAGNIFICAT André, Article : 055 Les échangeurs de chaleur

[28] BOUGRIOU CHERIF, Calcul et technologie des échangeurs de chaleur ; Edition n°5327.

[29] André BONTEMPS, Alain GARRIGUE, Charles GOUBIER, Jacques HUETZ, Christophe MARVILLET, Pierre MERCIER et Roland VIDIL; Échangeurs de chaleur Dimensionnement thermique

ANNEXES

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:38 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Problem Definition

Description

Heading

Company:

Location:

Service of Unit:

Our Reference:

Item No.:

Your Reference:

Date:

Rev No.:

Job No.:

Remarks

Application Options

Calculation mode	Simulation
Location of hot fluid	Shell side
Select geometry based on this dimensional standard	SI
Calculation method	Advanced method
Application	Program
Condenser type	Set default
Simulation calculation	Outlet temperature
Application	Program
Vaporizer type	Set default
Simulation calculation	Outlet temperature
Thermosiphon circuit calculation	Set default

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:38 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Process Data		Hot Side		Cold Side	
		huil-entre->huil-sortee		kero-entre->kero-sortee	
Fluid name		In	Out	In	Out
Mass flow rate	kg/h	20500		109900	
Temperature	°C	215		45.43	
Vapor mass fraction		1		0	
Pressure (absolute)	kPa	50	40	469.1	454.409
Pressure at liquid surface in column	kPa				
Heat exchanged	kW				
Adjust if over-specified		Outlet temperature		Outlet temperature	
Estimated pressure drop	kPa	10		14.691	
Allowable pressure drop	kPa	10		50	
Fouling resistance	m ² -K/W	0		0	

Hot Side Properties

Hot Side Databank		Pressures
Physical property package	User specified properties	
Hot side composition specification	Weight flowrate or %	kPa
B-JAC VLE calculation method	Ideal	50
B-JAC VLE calculation type	Integral	40
Aspen property method		
Aspen free-water method		
Aspen water solubility		
Aspen flash option	Vapor-Liquid-Liquid	
Aspen Plus or Aspen Properties run file		

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:38 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Hot side - Stream properties

Temperature	Specific enthalpy	Vapor mass fraction
C	kJ/kg	
45.43	-2116.1	0
53.5	-2097.1	0
61.58	-2077.7	0
69.65	-2058.1	0
77.73	-2038.2	0
85.8	-2018.1	0
93.88	-1997.7	0
101.95	-1977	0
110.03	-1956	0
126.18	-1913.2	0
134.25	-1891.5	0
142.33	-1869.4	0
150.4	-1847.1	0
158.48	-1824.5	0
167.1	-1800	0
175.73	-1775.2	0
184.36	-1750.1	0
192.99	-1724.7	0
201.62	-1699	0
210.24	-1672.9	0
210.25	-1415.9	1
215	-1403.5	1

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:38 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Hot side - Liquid properties

Temperature	Liquid specific heat	Liquid thermal cond.	Liquid viscosity	Liquid density	Liquid surface tension
C	kJ/(kg*K)	W/(m*K)	cp	kg/m3	dynes/cm
45.43	2.345	0.1174	1.2858	708.62	23.3
53.5	2.378	0.1164	1.1272	702.78	22.6
61.58	2.412	0.1155	0.9955	696.91	22
69.65	2.446	0.1145	0.885	691	21.3
77.73	2.479	0.1135	0.7914	685.06	20.7
85.8	2.513	0.1125	0.7116	679.07	20.1
93.88	2.546	0.1116	0.6428	673.05	19.4
101.95	2.58	0.1106	0.5833	666.98	18.8
110.03	2.614	0.1096	0.5314	660.86	18.2
126.18	2.681	0.1076	0.4457	648.48	16.9
134.25	2.715	0.1067	0.4101	642.21	16.3
142.33	2.749	0.1057	0.3783	635.88	15.7
150.4	2.782	0.1047	0.3499	629.49	15.1
158.48	2.817	0.1037	0.3244	623.03	14.5
167.1	2.853	0.1027	0.2998	616.05	13.9
175.73	2.89	0.1016	0.2777	608.98	13.2
184.36	2.927	0.1006	0.2577	601.82	12.6
192.99	2.964	0.0995	0.2396	594.55	12
201.62	3.002	0.0985	0.2231	587.17	11.4
210.24	3.04	0.0974	0.208	579.67	10.8
210.25	3.04	0.0974	0.208	579.67	10.8
215					

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:38 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Hot side - Vapor properties

Temperature	Vapor specific heat	Vapor thermal cond.	Vapor viscosity	Vapor density	Vapor molecular weight
C	kJ/(kg*K)	W/(m*K)	cp	kg/m3	
45.43					
53.5					
61.58					
69.65					
77.73					
85.8					
93.88					
101.95					
110.03					
126.18					
134.25					
142.33					
150.4					
158.48					
167.1					
175.73					
184.36					
192.99					
201.62					
210.24	2.601	0.0222	0.0062	2.56	198.114
210.25	2.601	0.0222	0.0062	2.56	198.114
215	2.618	0.0226	0.0063	2.53	198.114

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:38 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Hot side - 2nd Liquid phase properties

Temperature	Liquid 2 specific heat	Liquid 2 thermal cond.	Liquid 2 viscosity	Liquid 2 density	Liquid 2 surface tension
C	kJ/(kg*K)	W/(m*K)	cp	kg/m3	dynes/cm
45.43					
53.5					
61.58					
69.65					
77.73					
85.8					
93.88					
101.95					
110.03					
126.18					
134.25					
142.33					
150.4					
158.48					
167.1					
175.73					
184.36					
192.99					
201.62					
210.24					
210.25					
215					

File:
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Cold Side Properties

Cold Side Databank		
Physical property package	User specified properties	Pressures
Cold side composition specification	Weight flowrate or %	kPa
B-JAC VLE calculation method	Ideal	469.1
Aspen property method		419.1
Aspen free-water method		
Aspen water solubility		
Aspen flash option	Vapor-Liquid-Liquid	
Aspen Plus or Aspen Properties run file		

File:
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Cold side - Stream properties

Temperature	Specific enthalpy	Vapor mass fraction
C	kJ/kg	
45.43	-2302.6	0
53.5	-2281	0
61.58	-2259.1	0
69.65	-2237	0
77.73	-2214.6	0
85.8	-2192	0
93.88	-2169.2	0
101.95	-2146	0
110.03	-2122.7	0
118.1	-2099.1	0
126.18	-2075.2	0
142.33	-2026.7	0
150.4	-2002	0
158.48	-1977.1	0
166.55	-1951.9	0
174.63	-1926.4	0
182.7	-1900.7	0
190.78	-1874.6	0
198.85	-1848.3	0
206.93	-1821.7	0
215	-1794.7	0

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:38 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Cold side - Liquid properties

Temperature	Liquid specific heat	Liquid thermal cond.	Liquid viscosity	Liquid density	Liquid surface tension
C	kJ/(kg*K)	W/(m*K)	cp	kg/m3	dynes/cm
45.43	2.666	0.1186	1.9229	750.41	32.3
53.5	2.695	0.1177	1.6375	742.66	31.3
61.58	2.725	0.1167	1.4084	734.89	30.3
69.65	2.755	0.1157	1.2221	727.1	29.4
77.73	2.785	0.1147	1.0688	719.27	28.4
85.8	2.816	0.1137	0.9414	711.42	27.5
93.88	2.847	0.1127	0.8343	703.54	26.6
101.95	2.878	0.1117	0.7436	695.63	25.6
110.03	2.909	0.1107	0.6662	687.68	24.7
118.1	2.941	0.1097	0.5995	679.69	23.8
126.18	2.973	0.1088	0.5418	671.66	22.9
142.33	3.037	0.1068	0.4472	655.45	21.1
150.4	3.07	0.1058	0.4083	647.26	20.2
158.48	3.104	0.1048	0.3737	639.02	19.3
166.55	3.137	0.1038	0.343	630.71	18.4
174.63	3.172	0.1028	0.3155	622.33	17.6
182.7	3.207	0.1018	0.2907	613.87	16.7
190.78	3.242	0.1008	0.2684	605.33	15.8
198.85	3.279	0.0998	0.2482	596.7	15
206.93	3.316	0.0989	0.2298	587.96	14.2
215	3.354	0.0979	0.2131	579.1	13.3

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:38 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Cold side - Vapor properties

Temperature	Vapor specific heat	Vapor thermal cond.	Vapor viscosity	Vapor density	Vapor molecular weight
C	kJ/(kg*K)	W/(m*K)	cp	kg/m3	
45.43					
53.5					
61.58					
69.65					
77.73					
85.8					
93.88					
101.95					
110.03					
118.1					
126.18					
142.33					
150.4					
158.48					
166.55					
174.63					
182.7					
190.78					
198.85					
206.93					
215					

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:38 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Cold side - 2nd Liquid phase properties

Temperature	Liquid 2 specific heat	Liquid 2 thermal cond.	Liquid 2 viscosity	Liquid 2 density	Liquid 2 surface tension
C	kJ/(kg*K)	W/(m*K)	cp	kg/m3	dynes/cm
45.43					
53.5					
61.58					
69.65					
77.73					
85.8					
93.88					
101.95					
110.03					
118.1					
126.18					
142.33					
150.4					
158.48					
166.55					
174.63					
182.7					
190.78					
198.85					
206.93					
215					

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:38 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Geometry 1

Exchanger Type

Front head type B - bonnet bolted or integral with tub
 Shell type E - one pass shell
 Rear head type M - bonnet
 Exchanger position Horizontal
 Location of front head for vertical units Set default
 "E" shell flow direction (inlet nozzle location) Near rear head

		ID	OD	Thickness	series	parallel
Shell(s)	mm	600	619	9.5	1	1
Front head	mm	600		10		
RearHead	mm	600		10		
Kettle	mm					

Front cover type Ellipsoidal Front tubesheet thickness mm 39.52
 Rear cover type llipsoidal (M,P,S,T,W types) Rear tubesheet thickness mm 39.52
 Shell cover type Set default Tube projection from front tubesheet mm 3
 Front cover connected to a cylinder Ye: Tube projection from rear tubesheet mm 3
 Rear cover connected to a cylinder Ye: Distance from U-bend center to shell cover mm

Tubesheet type Normal
 Tube to tubesheet joint Expanded only (2 grooves)(App.A "i")
 Include expansion joint None
 Flange type - hot side Hub
 Flange type - cold side Hub

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:38 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Tubes

Number of tubes (total)		392	Tube pitch	mm	19.05
Number of tubes plugged		0	Tube pattern		90-Square
Tube length	mm	5000	Tube material		Carbon Steel
Tube type		Plain	Tube surface		Smooth
Tube outside diameter	mm	14.22	Tube wall roughness	mm	
Tube wall thickness	mm	1.65	Tube cut angle (degrees)		
Wall specification		Average			
Lowfin Tube type		As specified	Longitudinal fins per tube		
Fin density	#/m		Longitudinal fin height	mm	
Tube wall thickness	mm	1.65	Longitudinal fin thickness	mm	
Tube root diameter	mm		Longitudinal root spacing	mm	
Fin height	mm		Longitudinal fin cut and twist length	mm	
Fin thickness	mm				
Outside/Inside surface area ratio			Twisted tube twist pitch	mm	
Distance unfinned at baffle	mm		Shell type: within shroud (convert to)		Set default
			Shroud inlet location		None
Tube insert type		None	Shroud inlet gap length	mm	
Twisted tape 360 degree twist pitch	mm		Shroud outlet gap length	mm	
Twisted tape thickness	mm		Shroud thickness	mm	3.18
Tube internal enhancement			Skid bar angle (deg)		60

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:38 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Baffles

Baffle type		Single segmental
Tubes are in baffle window		Yes
Baffle cut (% of diam.) outer		
Align baffle cut with tubes		Yes
Multi-segmental baffle starting baffle		Set default
Baffle cut orientation		Horizontal
Baffle thickness	mm	4.76
Baffle spacing center-center (Bc)	mm	120
Number of baffles		41
Baffle spacing at inlet (Bi)	mm	57.48
End length at front head (tube end to closest baffle, FI)	mm	100
End length at rear head (tube end to closest baffle, RI)	mm	100
Distance between baffles at central in/out for G,H,I,J shells (CI)	mm	
Distance between baffles at center of H shell (HI)	mm	
Special inlet nozzle support	no	Number of supports at center of H shell
Support or blanking baffle at rear end	no	Number of supports at inlet/outlet for G, H, I, J shell:
Length of tube beyond support/blanking baffle	mm	Number of supports between central baffles
Number of extra supports for U-bends		Number of supports at front head end space
Support/baffle to tangent of U-bend distance	mm	Number of supports at rear head end space
Baffle OD to shell ID diametric clearance	mm 4.76	Number of supports for K, X shells
Baffle tube hole to tube OD diametric clearance	mm 0.79	
 Longitudinal Baffle		
Window length at rear head for F, G, H shells (F)	mm	
Window length at front head for G, H shells (F)	mm	
Window length at center for H shells (Cw)	mm	
Baffle thickness	mm	
Percent leakage across longitudinal baffle		
 Deresonating Baffles		
Number of deresonating baffles		0
Largest deresonating baffle-baffle or baffle-shell distance	mm	

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:38 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Geometry 2

Baffles

Number of regions for variable baffle pitch One region

Variable baffle pitch: First to last pitch ratio

Bundle

Tube layout option		New (optimum) layout	Open distance at top of layout	mm	
Main input / Tube layout inconsistencies		Set default (use layout)	Open distance at bottom of layout	mm	
Full or normal bundle		Normal bundle	Open distance on left side of layout	mm	
Tube pattern		90-Square	Open distance on right side of layout	mm	
Tube pitch	mm	19.05	Shell ID to outer tube limit diametric clearance	mm	12.7
Tube passes		2	Outer tube limit diameter	mm	587.3
Pass layout orientation		Standard (horizontal)	Horizontal pass partition width	mm	15.88
Pass layout		Ribbon (single band)	Vertical pass partition width	mm	
Tube layout symmetry		Standard symmetry	Number of horizontal pass partition lanes		1
Number of sealing strip pairs			Number of vertical pass partition lanes		0
Orientation of U-bends		Set default			
Minimum U-bend diameter	mm				
Cleaning lane or tube alignment		Unaligned			
Number of tie rods					
Tie rod diameter	mm	9.55			
Spacer diameter	mm	15.88			

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:38 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Nozzles

	Shell Side	Tube Side
Shell side nozzle flange rating	-	-
Shell side nozzle flange type	Slip on	Slip on
Use separate outlet nozzles for hot side liquid/vapor flows		no
Use separate outlet nozzles for cold side liquid/vapor flows		no

Shell Side

Shell side nozzle location options	unspecified
Location of nozzle at U-bend	Set default
Nozzle diameter displayed on TEMA sheet	Nomin.

Tube Side

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:38 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Geometry 3

Impingement Protection		None
Impingement protection device		
Impingement plate diameter	mm	
Impingement plate length (parallel to tube axis)	mm	
Impingement plate width (normal to tube axis)	mm	
Impingement plate thickness	mm	
Impingement plate clearance to tube edge	mm	
Impingement plate perforated area %		

Thermosiphon Piping		Set default
Pipework loss calculation		
Percent of driving head lost in inlet line		
Percent of driving head lost in outlet line		
Height of column liquid level	mm	
Height of heat transfer region inlet	mm	
Height of return line to column	mm	

Construction Spec

Materials	
Cylinder - hot side	Carbon Steel
Cylinder - cold side	Carbon Steel
Tubesheet	Carbon Steel
Double tubesheet (inner)	Set Default
Baffles	Carbon Steel
Tube material	Carbon Steel
Tube material thermal conductivity	W/(m-K)
Tube material density	kg/m ³
Tube material modulus of elasticity	N/mm ²
Tubesheet cladding - hot side	Set Default
Tubesheet cladding - cold side	Set Default
Gaskets - hot side	
Gaskets - cold side	Flat metal jacketed fiber

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:38 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Specifications

Design Code	ASME Code Sec VIII Div 1	
Service class	Normal	
TEMA class	R - refinery service	
Material standard	ASME	
Dimensional standard	ANSI - American	
Use BPVC VIII Div 2 Class 1 or Class 2	No	
	Hot side	Cold side
Design pressure (gauge)	kPa 300	600
Design temperature	°C 250	250
Vacuum design pressure (gauge)	kPa	
Test pressure (gauge)	kPa	
Corrosion allowance	mm 3.18	3.18
Radiography	Spot	Spot

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:38 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Program Options1

Design Options

Use shell ID or OD as reference		Set default		
Shell side nozzle location options		unspecified		
Location of nozzle at U-bend		Set default		
Allow baffles under nozzles		No		
Use proportional baffle cut		Set default		
Number of tube rows between sealing strips		6		
Percent of tubes to be plugged				
Remove tubes for vapor disengagement space in flooded evaporator		Set default		
Percent of shell diameter for disengagement				
Number of regions for variable baffle pitch		One region		
Variable baffle pitch: First to last pitch ratio				
		Increment	Minimum	Maximum
Shell diameter	mm			
Tube length	mm			
Tube passes		Set default		
Baffle spacing	mm			
Baffle cut (% of diameter)				
Shells in series				
Shells in parallel				
Use pipe for shells below this diameter	mm			
		Hot Side	Cold Side	
Minimum fluid velocity	m/s			
Maximum fluid velocity	m/s			
Target % pressure drop in nozzles		15	15	
Maximum exit entrainment ratio (mass liquid/vapor) (pool boilers only)				
Allow local temperature cross		Set default		
Design search thoroughness options		Previous		
Basis for design optimization		Set default		
Highest cost or area ratio considered				
Minimum % excess surface area required				
Show units that meet minimum actual/required surface area ratio				
Show units that meet maximum actual/allowed hot side pressure drop ratio				
Show units that meet maximum actual/allowed cold side pressure drop ratio				
Optimisation item number to repeat				

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:38 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Thermal Analysis Options

		Hot Side	Cold Side
Liquid heat transfer coefficient	W/(m ² -K)		
Two phase heat transfer coefficient	W/(m ² -K)		
Vapor heat transfer coefficient	W/(m ² -K)		
Liquid heat transfer coefficient multiplier		1	1
Two phase heat transfer coefficient multiplier		1	1
Vapor heat transfer coefficient multiplier		1	1
Pressure drop multiplier		1	1
U-bend area will be considered effective for heat transfer			Set default
Fraction of tube area submerged for shell side condensers			
Weir height above bundle for kettle reboiler	mm		
Minimum allowable MTD Ft correction factor			
Fouling calculation options		Adjust both sides based on fouling input	
		Hot Side	Cold Side
Fouling layer thickness	mm		
Fouling thermal conductivity	W/(m-K)		

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:38 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Correlations

Pressure drop: friction / gravity, hot side		friction only
Pressure drop: friction / gravity, cold side		friction only
Vibration analysis method		Full HTFS analysis
Tube axial stress	N/mm ²	4.59
Effective cross flow fraction		
Lowfin tube calculation method		HTFS / ESDU
Single phase tubeside heat transfer method		HTFS recommended method
Condensation Options		
Desuperheating heat transfer method		Wet wall
Condensation heat transfer model		HTFS - Silver-Bell
Vapor shear heat transfer enhancement		Use vapor shear enhancement
Liquid subcooling heat transfer/vertical		Not Used
Priority for condenser outlet temperature (mixtures)		Vapor-Gas
Vaporization Options		
Subcooled boiling accounted for in		Heat transfer & pressure drop
Post dryout heat transfer determined		yes
Boiling Curve Correction		
Heat flux reference point	kW/m ²	
Temperature difference (Delta T) reference point	°C	
Boiling curve exponent on Delta T		
Correction to boiling curve		Boiling curve not used
Falling film evaporation method		HTFS recommended method

Program Options 2

Enhancements

Shell side enhancements Enhancement identification
Tube side enhancements Enhancement identification

File:
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

CalculationOptions	
Maximum number of Iterations	100
Convergence tolerance - heat load	0.0001
Convergence tolerance - pressure	0.0001
Relaxation parameter	0.5
Calculation grid resolution	Medium
Convergence criterion	Stop when fully converged
Calculation step size	0.2
Pressure calculation option - hot side	Outlet, with minimum
Pressure calculation option - cold side	Outlet, with minimum

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:38 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Warnings & Messages

	Description
Results Warning 1219	Nozzle dimensions may be wrong ! One or more shellside nozzle diameters are not specified in the input, and have been designed using the initial value of flowrate, as specified in, or implied by, the Process data. Since flowrates change during this calculation, the nozzle sizes may be inappropriate. Either explicitly specify all nozzle sizes, or reset the initial Process flowrate of this stream to the calculated result, and then repeat the calculation.
Results Warning 1219	Nozzle dimensions may be wrong ! One or more tubeside nozzle diameters are not specified in the input, and have been designed using the initial value of flowrate, as specified in, or implied by, the Process data. Since flowrates change during this calculation, the nozzle sizes may be inappropriate. Either explicitly specify all nozzle sizes, or reset the initial Process flowrate of this stream to the calculated result, and then repeat the calculation.
Input Warning 1179	You did not input any fouling resistances. Fouling will reduce the calculated exchanger duty, or increase the exchanger size needed to achieve the specified duty.
Input Warning 1862	In the absense of adequate information to determine heat loads, it has been assumed that stream 1 condenses completely, giving an outlet temperature of 202.25 C, at pressure 40 kPa.
Note 1860	The consolidated process conditions for Stream 1, prior to the main calculations, give a heat load of -1672.1 kW, for a flow of 20500 kg/h, with outlet temperature 202.25 C and quality (vapor mass fraction) 0.
Note 1860	The consolidated process conditions for Stream 2, prior to the main calculations, give a heat load of 1672.1 kW, for a flow of 109900 kg/h, with outlet temperature 65.7 C and quality (vapor mass fraction) 0.
Input Warning 1227	Shell&Tube has estimated a minimum endspace length of 180.18 mm, for a nozzle inside diameter of 90.12 mm. This is greater than the value 57.47 mm which was specified or calculated from an endlength of 100 mm. Check your input carefully.
Input Warning 1227	Shell&Tube has estimated a minimum endspace length of 484.98 mm, for a nozzle inside diameter of 387.35 mm. This is greater than the value 57.47 mm which was specified or calculated from an endlength of 100 mm. Check your input carefully.
Input Warning 1228	An endspace length 57.47 mm is less than the baffle pitch 120 mm, and/or the TEMA minimum (2 inches/ 50mm). The corresponding endlength and tubeplate thickness are 100 mm and 39.52 mm. Check your input carefully.
Note 1258	A nominal baffle cut of 15 percent has given local cuts of 23.34323 and 15.74175 percent, to match the tube line locations. The effective (mean) cut used in the calculations is 19.54249 percent. [for double segmental baffles, this refers to the outer cuts]
Input Warning 1107	The tube count from the tube layout is 571, which differs from the effective tube count of 392 which you input. Your tube count will be used to determine heat transfer area and tubeside heat transfer and pressure drop.
Results Warning 1113	The Checking or Simulation calculation has not converged after 100 iterations.

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:38 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Warnings & Messages

		Description
Results Warning	1442	The calculation has not converged after 100 iterations. The strictest convergence criteria have not been met, but convergence errors are small
Results Warning	1445	The solution error, the discrepancy between the heat load implicit in stream enthalpy changes, and the heat load implied by the heat transfer equations, is 0.3337018 percent, as compared to the target value of 0.01 percent. Heat Load(Simulation) or Area Ratio(Checking) has converged to 0.07010767 percent.
Results Warning	1452	In order to keep Hot stream 1: shellside pressures above the minimum specified value of 20 kPa, calculated pressure changes have been divided by 5.021541 when evaluating pressures within the exchanger.
Operation Warning	1357	The specified flow could exceed the maximum flow possible through the exchanger. Re-run the case resetting the maximum pressure drop close to the inlet pressure.
Operation Warning	1611	Flow induced vibration analysis has identified problems: Fluid Elastic Instability: 0 warnings, of which 0 serious; Resonance Assessments: 4 warnings, of which 0 serious.
Note	1615	The HTFS and/or TEMA flow induced vibration analysis has identified the possibility of acoustic resonance. You should consider using a deresonating plate, especially if there is resonance of the vortex shedding or turbulent buffeting frequencies with both the acoustic and natural frequencies
Results Warning	1391	The area ratio is calculated to be 1.023822. It is expected to be 1 for the Simulation mode. It might be because of an area scaling applied due to high heat load close to maximum possible. It could also be because of an unconverged solution. In latter, a small relaxation factor or a high convergence tolerance might be the cause of it.
Operation Warning	1388	One or more of the calculated shell side Rho-V-Squared values exceeds the TEMA limit. Please take a look at the Flow Analysis page.
Operation Warning	1371	The calculated shellside pressure drop of 150.646 kPa exceeds the maximum allowable pressure drop of 10 kPa.
Operation Warning	1372	The calculated tubeside pressure drop of 55.741 kPa exceeds the maximum allowable pressure drop of 50 kPa.
Advisory	1645	You have a fixed rear head type and a large temperature difference between the streams. You may wish to change to a floating head type (or U tubes) to allow for differences in thermal expansion between the shell and the tubes. The pressure is low enough to use bellows as an alternative.
Operation Warning	1671	The ratio of the actual temperature difference to the temperature difference for pure counterflow is less than 0.75. It is not usually advisable to design or attempt to operate shell and tube heat exchangers at this condition.
Input Warning	1114	Unexpected orientation of baffle cut. Exchangers with single phase shellside flow normally have the baffle cut transverse to the nozzle, while condensing on the shellside normally uses a vertical baffle cut.

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:38 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Warnings & Messages

Description

- Results Warning 1911 A high fraction (0.5272313) of the duty in a condenser is due to condensate subcooling. Prediction of condensate subcooling heat transfer can be less certain than condensation heat transfer.
- Operation Warning 1336 The optimum design to minimize surface area (or capital cost) results in a tight baffle pitch with a low crossflow fraction. Consider trying alternative designs with a larger baffle pitch resulting in slightly higher capital but lowered operating costs.
- Operation Warning 1324 The fraction of the surface area for cooling the liquid phase is estimated to be 82 %. The number of naturally submerged tubes is estimated to be 42. Thus only 11 % of the surface is considered submerged by the liquid phase. Re-run the case with a new input value of the Area Fraction Submerged to bring the input and required values of the submerged surface into agreement.

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:38 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Optimization Path

Current selected case 1

Item	Shell		Tube Length		Pressure Drop				Baffle		Tube		Units		Total
	Size	Actual	Reqd.	Area ratio	Shell	Dp Ratio	Tube	Dp Ratio	Pitch	No.	Tube Pass	No.	P	S	Price
	mm	m	m		kPa		kPa		mm						Dollar(US)
1	600	5	4.8837	1.02	150.646	15.06	55.741	1.11	120	41	2	392	1	1	41064
1	600	5	4.8837	1.02	150.646	15.06	55.741	1.11	120	41	2	392	1	1	41064

Operational Issues		
Vibration	Rho-V-Sq or Flow	Unsupported tube length
Possible	Yes	No
Possible	Yes	No

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:38 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

TEMA Sheet

Heat Exchanger Specification Sheet

1	Company:								
2	Location:								
3	Service of Unit:		Our Reference:						
4	Item No.:		Your Reference:						
5	Date:	Rev No.:	Job No.:						
6	Size:	600 - 5000 mm	Type:	BEM Horizontal	Connected in:	1 parallel 1 series			
7	Surf/unit(eff.)	86.1 m ²	Shells/unit	1	Surf/shell(eff.)	86.1 m ²			
8	PERFORMANCE OF ONE UNIT								
9	Fluid allocation		Shell Side		Tube Side				
10	Fluid name		huil-entre->huil-sortee		kero-entre->kero-sortee				
11	Fluid quantity, Total		20500		109900				
12	Vapor (In/Out)		20500	0	0	0			
13	Liquid		0	20500	109900	109900			
14	Noncondensable		0	0	0	0			
15									
16	Temperature (In/Out)		215	73.27	45.43	89.4			
17	Bubble / Dew point		210.24 / 210.25	177.41 / 177.41	/	/			
18	Density Vapor/Liquid		2.53 /	/ 688.34	/ 750.41	/ 707.91			
19	Viscosity		0.0063 /	/ 0.8419	/ 1.9229	/ 0.8921			
20	Molecular wt, Vap		198.11						
21	Molecular wt, NC								
22	Specific heat		2.618 /	/ 2.461	/ 2.666	/ 2.83			
23	Thermal conductivity		0.0226 /	/ 0.1141	/ 0.1186	/ 0.1133			
24	Latent heat		257	261					
25	Pressure (abs)		50	20	469.1	413.359			
26	Velocity (Mean/Max)		81.75 / 283.01		2.28 / 2.33				
27	Pressure drop, allow./calc.		10	150.646	50	55.741			
28	Fouling resistance (min)		0		0	0 Ao based			
29	Heat exchanged		3685 kW	MTD (corrected)		52.95 °C			
30	Transfer rate, Service		808.4 Dirty	827.7 Clean	827.7	W/(m ² -K)			
31	CONSTRUCTION OF ONE SHELL					Sketch			
32			Shell Side		Tube Side				
33	Design/Vacuum/test pressure:g		300 / /	600 / /					
34	Design temperature / MDMT		250 /	250 /					
35	Number passes per shell		1	2					
36	Corrosion allowance		3.18	3.18					
37	Connections In		1 406.4 / -	1 152.4 / -					
38	Size/Rating Out		1 88.9 / -	1 152.4 / -					
39	Nominal Intermediate		/ -	/ -					
40	Tube #: 392	OD: 14.22	Tks. Average 1.65	mm	Length: 5000	mm	Pitch: 19.05	mm	Tube pattern:90
41	Tube type: Plain		Insert:None		Fin#: #/m		Material:Carbon Steel		
42	Shell Carbon Steel		ID 600	OD 619	mm	Shell cover		-	
43	Channel or bonnet Carbon Steel				Channel cover		-		
44	Tubesheet-stationary Carbon Steel				Tubesheet-floating		-		
45	Floating head cover -				Impingement protection		None		
46	Baffle-cross Carbon Steel		Type	Single segmental	Cut(%d)	19.54	HorizSpacing: c/c 120		mm
47	Baffle-long -		Seal Type			Inlet		57.48	mm
48	Supports-tube U-bend		0		Type				
49	Bypass seal		Tube-tubesheet joint		Expanded only (2 grooves)(App.A 'I')				
50	Expansion joint -		Type		None				
51	RhoV2-Inlet nozzle	923	Bundle entrance		148640	Bundle exit		547	kg/(m-s ²)
52	Gaskets - Shell side -		Tube side		Flat Metal Jacket Fibe				
53	Floating head -								
54	Code requirements		ASME Code Sec VIII Div 1		TEMA class		R - refinery service		
55	Weight/Shell		2690.7	Filled with water	4116.3	Bundle		1548.1	kg
56	Remarks								
57									
58									

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:38 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Overall Summary

1	Size	600	X	5000	mm	Type	BEM	Hor	Connected in	1 parallel	1 series		
2	Surf/Unit (gross/eff/finned)	87.6	/	86.1	/	m ²	Shells/unit	1					
3	Surf/Shell (gross/eff/finned)	87.6	/	86.1	/	m ²							
4	Simulation	PERFORMANCE OF ONE UNIT											
5		Shell Side				Tube Side		Heat Transfer Parameters					
6	Process Data	In		Out		In		Out		Total heat load	kW	3685	
7	Total flow	kg/h		20500		109900				Eff. MTD/ 1 pass MTD	°C	52.95 / 86.62	
8	Vapor	kg/h		20500 0		0 0				Actual/Reqd area ratio - fouled/clean	1.02 / 1.02		
9	Liquid	kg/h		0 20500		109900 109900				Coef./Resist.	W/(m ² -K)	m ² -K/W	%
10	Noncondensable	kg/h		0		0				Overall fouled	827.7	0.00121	
11	Cond./Evap.	kg/h		20500		0				Overall clean	827.7	0.00121	
12	Temperature	°C		215 73.27		45.43 89.4				Tube side film	1632.1	0.00061	50.71
13	Bubble Point	°C		210.24 177.41						Tube side fouling	0		0
14	Dew Point	°C		210.25 177.41						Tube wall	27339.3	4E-05	3.03
15	Vapor mass fraction			1 0		0 0				Outside fouling	0		0
16	Pressure (abs)	kPa		50 20		469.1 413.359				Outside film	1789.1	0.00056	46.26
17	DeltaP allow/cal	kPa		10 150.646		50 55.741							
18	Velocity	m/s		42.8 0.16		2.23 2.33							
19	Liquid Properties									Shell Side Pressure Drop		kPa	%
20	Density	kg/m ³		688.34 750.41		707.91				Inlet nozzle	0.704	0.39	
21	Viscosity	cp		0.8419 1.9229		0.8921				InletspaceXflow	67.681	37.46	
22	Specific heat	kJ/(kg-K)		2.461 2.666		2.83				Baffle Xflow	86.431	47.84	
23	Therm. cond.	W/(m-K)		0.1141 0.1186		0.1133				Baffle window	25.044	13.86	
24	Surface tension	dynes/cm								Outlet space Xflow	0.373	0.21	
25	Molecular weight			198.11 198.2		198.2				Outlet nozzle	0.415	0.23	
26	Vapor Properties									Intermediate nozzles			
27	Density	kg/m ³		2.53						Tube Side Pressure Drop		kPa	%
28	Viscosity	cp		0.0063						Inlet nozzle	1.785	3.22	
29	Specific heat	kJ/(kg-K)		2.618						Entering tubes	1.877	3.38	
30	Therm. cond.	W/(m-K)		0.0226						Inside tubes	47.55	85.65	
31	Molecular weight			198.11						Exiting tubes	3.375	6.08	
32	Two-Phase Properties									Outlet nozzle		0.932	1.68
33	Latent heat	kJ/kg		257 261						Intermediate nozzles			
34	Heat Transfer Parameters									Velocity / Rho*V2		m/s	kg/(m-s ²)
35	Reynolds No. vapor	244853.3								Shell nozzle inlet	19.1	923	
36	Reynolds No. liquid			1845.72 9526.05		20176.13				Shell bundle Xflow	42.8 0.16		
37	Prandtl No. vapor	0.73								Shell baffle window	20.9 0.08		
38	Prandtl No. liquid			18.16 43.2		22.29				Shell nozzle outlet	1.3	1159	
39	Heat Load									Shell nozzle interm			
40	Vapor only	kW		-92.5 0									
41	2-Phase vapor	kW		-72.9 0						Tube nozzle inlet	m/s	kg/(m-s ²)	
42	Latent heat	kW		-1481.5 0						Tubes	2.23 2.33		
43	2-Phase liquid	kW		-95.1 0						Tube nozzle outlet	2.31	3789	
44	Liquid only	kW		-1942.6 3685.4						Tube nozzle interm			
45	Tubes					Baffles		Nozzles: (No./OD)					
46	Type			Plain		Type		Single segmental		Shell Side		Tube Side	
47	ID/OD	mm		10.92 / 14.22		Number		41		Inlet	mm	1 / 406.4	1 / 168.28
48	Length act/eff	m		5 / 4.915		Cut(%d)		19.54		Outlet	1 / 101.6	1 / 168.28	
49	Tube passes	2				Cut orientation		H		Intermediate	/	/	
50	Tube No.	392				Spacing: c/c		mm 120		Impingement protection	None		
51	Tube pattern	90				Spacing at inlet		mm 57.48					
52	Tube pitch	mm 19.05				Spacing at outlet		mm 57.48					
53	Insert					None							
54	Vibration problem (HTFS / TEMA)	Possible /								TEMA RhoV2 limit exceeded		Yes	

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:38 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Overall Performance

Simulation		Shell Side		Tube Side				
Total mass flow rate	kg/h	20500		109900				
Vapor mass flow rate (In/Out)	kg/h	20500	0	0	0			
Liquid mass flow rate	kg/h	0	20500	109900	109900			
Vapor mass fraction		1	0	0	0			
Temperatures	°C	215	73.27	45.43	89.4			
Bubble / Dew point	°C	210.24 / 210.25	177.41 / 177.41	/	/			
Operating Pressures	kPa	50	20	469.1	413.359			
Film coefficient	W/(m ² -K)	1789.1		1632.1				
Fouling resistance	m ² -K/W	0		0				
Velocity (highest)	m/s	283.01		2.33				
Pressure drop (allow./calc.)	kPa	10	/ 150.646	50	/ 55.741			
Total heat exchanged	kW	3685		Unit	BEM	2 pass	1 ser	1 par
Overall clean coeff. (plain/finned)	W/(m ² -K)	827.7 /		Shell size	600	- 5000	mm	Hor
Overall dirty coeff. (plain/finned)	W/(m ² -K)	827.7 /		Tubes	Plain			
Effective area (plain/finned)	m ²	86.1 /		Insert	None			
Effective MTD	°C	52.95		No.	392	OD 14.22	Tks 1.65	mm
Actual/Required area ratio (dirty/clean)		1.02 / 1.02		Pattern	90	Pitch 19.05	mm	
Vibration problem (HTFS)		Possible		Baffles	Single segmental		Cut(%d)	19.54
TEMA RhoV2 limit exceeded		Yes		Total cost	41064		Dollar(US)	

Total M
 Errors: 1
 Input: 7
 Results
 Operati
 Notes 8
 Warning

Heat Transfer Resistance

Shell side / Fouling / Wall / Fouling / Tube side



File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:38 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Resistance Distribution

Overall Coefficient / Resistance Summary			Clean	Dirty	Max Dirty
Area required (tube OD base)	m ²		84.1	84.1	86.1
Area ratio: actual/required			1.02	1.02	1
Overall coefficient	W/(m ² -K)		827.7	827.7	808.4
Overall resistance	m ² -K/W		0.00121	0.00121	0.00124
Shell side fouling	m ² -K/W		0	0	1E-05
Tube side fouling			0	0	1E-05
Resistance Distribution	W/(m ² -K)	m ² -K/W	%	%	%
Shell side film	1789.1	0.00056	46.26	46.26	45.18
Shell side fouling		0		0	1.16
Tube wall	27339.3	4E-05	3.03	3.03	2.96
Tube side fouling *		0		0	1.16
Tube side film *	1632.1	0.00061	50.71	50.71	49.53

* Based on outside surface - Area ratio: Ao/Ai = 1.3

File:
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Shell by Shell Conditions

		Shell 1
Shell heat load	kW	3672.8
Shell inlet temperature	C	215
Shell outlet temperature	C	74.15
Tube inlet temperature	C	45.43
Tube outlet temperature	C	89.26
Shell inlet vapor fraction		1
Shell outlet vapor fraction		0
Tube inlet vapor fraction		0
Tube outlet vapor fraction		0
Shell inlet pressure	kPa	50
Shell outlet pressure	kPa	20
Tube inlet pressure	kPa	469.1
Tube outlet pressure	kPa	413.323
Shell pressure drop	kPa	30
Tube pressure drop	kPa	55.777
Mean shell metal temperature	C	117.01
Mean tube metal temperature	C	97.72
Minimum tube metal temperature	C	59.86
Maximum tube metal temperature	C	165.33

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:39 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Heat Transfer Coefficients

Film coefficients	W/(m ² -K)	Shell Side		Tube Side	
		Bare area (OD) / Finned area		Bare area (OD) / ID area	
Overall film coefficients		1789.1	/	1632.1	/ 2125.5
Vapor sensible		2981.7	/		/
Two phase		3818.3	/		/
Liquid sensible		1523.7	/	1632.1	/ 2125.5
Heat Transfer Parameters		In	Out	In	Out
Prandtl numbers	Vapor	0.73			
	Liquid		18.16	43.2	22.29
Reynolds numbers	Vapor Nominal	244853.3			
	Liquid Nominal		1845.72	9526.05	20176.13

Fin Efficiency

MTD & Flux

Mean Temperature Difference	°C	Heat Flux (based on tube O.D)	kW/m ²
Overall effective MTD	52.95	Overall flux	42.94
One pass counterflow MTD	86.62	Critical heat flux (at highest ratio)	
LMTD based on end points	64.88	Highest local flux	162.41
Effective MTD correction factor	0.82	Highest local/critical flux	
Minimum Temperature Difference		Wall Temperatures	°C
Minimum temperature difference between streams	°C 1.81	Shell mean metal temperature	117.01
Distance from tubesheet to minimum temperature difference	mm 2021	Tube mean metal temperature	97.72
		Tube wall temperatures (highest/lowest)	165.33 / 59.86

Duty Distribution

Heat Load Summary	Shell Side		Tube Side	
	kW	% total	kW	% total
Vapor only	-92.5	2.51	0	0
2-Phase vapor	-72.9	1.98	0	0
Latent heat	-1481.5	40.21	0	0
2-Phase liquid	-95.1	2.58	0	0
Liquid only	-1942.6	52.72	3685.4	100
Total	-3684.6	100	3685.4	100
Effectiveness	0.908			

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:39 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Pressure Drop

Pressure Drop	kPa	Shell Side			Tube Side			
Maximum allowed		10			50			
Total calculated		150.646			55.741			
Gravitational		0			0			
Frictional		180.653			55.519			
Momentum change		-30.007			0.221			
Pressure drop distribution	m/s		kPa	%dp	m/s		kPa	%dp
	Near Inlet	Near Outlet			Near Inlet	Near Outlet		
Inlet nozzle	19.1		0.704	0.39	2.18		1.785	3.22
Entering bundle	242.37				2.23		1.877	3.38
Inside tubes					2.23	2.33	47.55	85.65
Inlet space bundle Xflow	283.01		67.681	37.46				
Mid-Space bundle Xflow	42.8	0.16	86.431	47.84				
Mid-Space windows	20.9	0.08	25.044	13.86				
Outlet space bundle Xflow	1.04		0.373	0.21				
Exiting bundle	0.89				2.33		3.375	6.08
Outlet nozzle	1.3		0.415	0.23	2.31		0.932	1.68
Liquid outlet nozzle								
Vapor outlet nozzle								
Intermediate nozzles								

Flow Analysis

Shell Side Flow Fractions	Inlet	Middle	Outlet	Diameter Clearance mm
Crossflow (B stream)	0.37	0.3	0.28	
Window (B+C+F stream)	0.38	0.32	0.3	
Baffle hole - tube OD (A stream)	0.43	0.44	0.46	0.79
Baffle OD - shell ID (E stream)	0.19	0.25	0.24	4.76
Shell ID - bundle OTL (C stream)	0.02	0.02	0.02	12.7
Pass lanes (F stream)	0	0	0	

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:39 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Rho*V2 Analysis	Flow Area mm ²	Velocity m/s	Density kg/m ³	Rho*V2 kg/(m-s ²)	TEMA limit kg/(m-s ²)
Shell inlet nozzle	117841	19.1	2.53	923	2232
Shell entrance	162546	13.85	2.53	485	5953
Bundle entrance	9285	242.37	2.53	148640	5953
Bundle exit	9285	0.89	687.68	547	5953
Shell exit	42041	0.2	687.68	27	5953
Shell outlet nozzle	6379	1.3	687.68	1159	
	mm ²	m/s	kg/m ³	kg/(m-s ²)	kg/(m-s ²)
Tube inlet nozzle	18639	2.18	750.41	3575	8928
Tube inlet	18202	2.23	750.41	3748	
Tube outlet	18524	2.33	707.91	3837	
Tube outlet nozzle	18639	2.31	708.05	3789	

Vaporizers / Kettles / Condensers

Vaporizers

Thermosiphon stability

Kutateladze Number in axial nozzle (should be > 3.2)

Circuit DeltaP ratio (Outlet/Inlet)

Vertical tube side Vaporizers

Flow reversal criterion - top of the tubes (should be > 1)

Flooding criterion - top of the tubes (should be > 1.0)

Fraction of tube length before boiling starts

Falling Film Evaporator Minimum Wetting Rate kg/h

Falling Film Evaporator Entrained Liquid Rate kg/h

Kettles

Recirculation ratio

Quality at top of bundle

Entrainment fraction

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:39 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Thermal Details - Vibration Analysis - Fluid Elastic Instability HTFS

Shell number: Shell 1
Fluid Elastic Instability Analysis

Vibration tube number	1	2	4	5
Vibration tube location	Inlet row, centre	Outer window, bottom	Baffle overlap	Bottom Row
Vibration	No	No	No	No
W/Wc for heavy damping (LDec=0.1)	0.07	0.04	0.07	0.01
W/Wc for medium damping (LDec=0.03)	0.13	0.08	0.13	0.02
W/Wc for light damping (LDec=0.01)	0.22	0.14	0.22	0.04
W/Wc for estimated damping	0.09	0.07	0.09	0.02
Estimated log Decrement	0.06	0.04	0.06	0.04
Tube natural frequency cycle/s	2363.86	582.36	2363.86	582.36
Natural frequency method	Exact Solution	Exact Solution	Exact Solution	Exact Solution
Dominant span				
Tube effective mass kg/m	0.66	0.66	0.66	0.66

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:39 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Vibration tube number	6	8
Vibration tube location	Inlet row, end	Outer window, top
Vibration	No	No
W/Wc for heavy damping (LDec=0.1)	0.07	0.07
W/Wc for medium damping (LDec=0.03)	0.13	0.13
W/Wc for light damping (LDec=0.01)	0.22	0.22
W/Wc for estimated damping	0.09	0.09
Estimated log Decrement	0.06	0.06
Tube natural frequency cycle/s	2363.86	2363.86
Natural frequency method	Exact Solution	Exact Solution
Dominant span		
Tube effective mass kg/m	0.66	0.66

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:39 AM
Company:
Location:
Service of Unit: Our Reference:
Item No.: Your Reference:
Date: Rev No.: Job No.:

Note: W/W_c = ratio of actual shellside flowrate to critical flowrate for onset of fluid-elastic instability

Tube material density	kg/m ³	7841.74
Tube axial stress	N/mm ²	4.59
Tube material Young's Modulus	N/mm ²	200732.4
U-bend longest unsupported length	mm	

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:39 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Resonance Analysis (HTFS)

Shell number: Shell 1
Resonance Analysis

Vibration tube number		1	1	1	2
Vibration tube location		Inlet row, centre	Inlet row, centre	Inlet row, centre	Outer window, bottom
Location along tube		Inlet	Midspace	Outlet	Inlet
Vibration problem		No	No	No	Possible
Span length	mm	120	120	120	240
Frequency ratio: Fv/Fn		2.69	0.32	0.01	1.04 *
Frequency ratio: Fv/Fa		46	0.42	0.01	4.38
Frequency ratio: Ft/Fn		1.91	0.23	0.01	0.82 *
Frequency ratio: Ft/Fa		32.68	0.3	0.01	3.45
Vortex shedding amplitude	mm				0.01
Turbulent buffeting amplitude	mm				
TEMA amplitude limit	mm				0.28
Natural freq., Fn	cycle/s	2363.86	2363.86	2363.86	582.36
Acoustic freq., Fa	cycle/s	138.31	1837.54	1741.76	138.31
Flow velocity	m/s	242.37	9.15	0.89	21.5
X-flow fraction		1	0.32	1	0.32
RhoV2	kg/(m*s2)	144795	4652	547	1166
Strouhal No.		0.37	0.37	0.37	0.37

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:39 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Vibration tube number		2	2	4	4
Vibration tube location		Outer window, bottom	Outer window, bottom	Baffle overlap	Baffle overlap
Location along tube		Midspace	Outlet	Inlet	Midspace
Vibration problem		No	No	No	No
Span length	mm	240	177.48	120	120
Frequency ratio: Fv/Fn		0.56	0	2.69	0.32
Frequency ratio: Fv/Fa		0.18	0	46	0.42
Frequency ratio: Ft/Fn		0.4	0	1.91	0.23
Frequency ratio: Ft/Fa		0.13	0	32.68	0.3
Vortex shedding amplitude	mm				
Turbulent buffeting amplitude	mm				
TEMA amplitude limit	mm				
Natural freq., Fn	cycle/s	582.36	582.36	2363.86	2363.86
Acoustic freq., Fa	cycle/s	1837.54	1741.76	138.31	1837.54
Flow velocity	m/s	3.86	0.07	242.37	9.15
X-flow fraction		0.32	0.32	0.32	0.32
RhoV2	kg/(m*s2)	830	4	144795	4652
Strouhal No.		0.37	0.37	0.37	0.37

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:39 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Vibration tube number		4	5	5	5	6
Vibration tube location		Baffle overlap	Bottom Row	Bottom Row	Bottom Row	Inlet row, end
Location along tube		Outlet	Inlet	Midspace	Outlet	Inlet
Vibration problem		No	Possible	Possible	No	No
Span length	mm	120	240	240	177.48	120
Frequency ratio: Fv/Fn		0.01	0.33	1.46	0	2.69
Frequency ratio: Fv/Fa		0.01	1.39	0.46	0	46
Frequency ratio: Ft/Fn		0.01	0.24	1.04 *	0	1.91
Frequency ratio: Ft/Fa		0.01	0.99 *	0.33	0	32.68
Vortex shedding amplitude	mm					
Turbulent buffeting amplitude	mm					
TEMA amplitude limit	mm					
Natural freq., Fn	cycle/s	2363.86	582.36	582.36	582.36	2363.86
Acoustic freq., Fa	cycle/s	1741.76	138.31	1837.54	1741.76	138.31
Flow velocity	m/s	0.89	6.17	1.11	0.02	242.37
X-flow fraction		0.32	0.32	0.32	0.32	0.32
RhoV2	kg/(m*s2)	547	96	68	0	144795
Strouhal No.		0.37	0.37	0.37	0.37	0.37

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:39 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Vibration tube number		6	6	8	8
Vibration tube location		Inlet row, end	Inlet row, end	Outer window, top	Outer window, top
Location along tube		Midspace	Outlet	Inlet	Midspace
Vibration problem		No	No	No	No
Span length	mm	120	120	120	120
Frequency ratio: Fv/Fn		0.32	0.01	2.69	0.32
Frequency ratio: Fv/Fa		0.42	0.01	46	0.42
Frequency ratio: Ft/Fn		0.23	0.01	1.91	0.23
Frequency ratio: Ft/Fa		0.3	0.01	32.68	0.3
Vortex shedding amplitude	mm				
Turbulent buffeting amplitude	mm				
TEMA amplitude limit	mm				
Natural freq., Fn	cycle/s	2363.86	2363.86	2363.86	2363.86
Acoustic freq., Fa	cycle/s	1837.54	1741.76	138.31	1837.54
Flow velocity	m/s	9.15	0.89	242.37	9.15
X-flow fraction		0.32	0.32	0.32	0.32
RhoV2	kg/(m*s2)	4652	547	144795	4652
Strouhal No.		0.37	0.37	0.37	0.37

File:
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Vibration tube number		8
Vibration tube location		Outer window, top
Location along tube		Outlet
Vibration problem		No
Span length	mm	120
Frequency ratio: Fv/Fn		0.01
Frequency ratio: Fv/Fa		0.01
Frequency ratio: Ft/Fn		0.01
Frequency ratio: Ft/Fa		0.01
Vortex shedding amplitude	mm	
Turbulent buffeting amplitude	mm	
TEMA amplitude limit	mm	
Natural freq., Fn	cycle/s	2363.86
Acoustic freq., Fa	cycle/s	1741.76
Flow velocity	m/s	0.89
X-flow fraction		0.32
RhoV2	kg/(m*s2)	547
Strouhal No.		0.37

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:39 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Methods Summary

	Hot Side	Cold Side
Heat transfer coefficient multiplier	No	No
Heat transfer coefficient specified	No	No
Pressure drop multiplier	No	No
Pressure drop calculation option	friction only	friction only
Calculation method	Advanced method	
Desuperheating heat transfer method	Wet wall	
Multicomponent condensing heat transfer method	HTFS - Silver-Bell	
Vapor shear enhanced condensation	Yes	
Liquid subcooling heat transfer (vertical shell)	Not Used	
Subcooled boiling accounted for in	Heat transfer & pressure drop	
Post dryout heat transfer accounted for in	No	
Correction to user-supplied boiling curve	Boiling curve not used	
Falling film evaporation method	HTFS recommended method	
Single phase tube side heat transfer method	HTFS recommended method	
Lowfin Calculation method	HTFS / ESDU	
Tube Pass Multiplier	1	

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:39 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Basic Geometry

Unit Configuration					
Exchanger type		BEM	Tube number		392
Position		Hor	Tube length actual	m	5
Arrangement	1 parallel	1 series	Tube passes		2
Baffle type	Single segmental		Tube type		Plain
Baffle number		41	Tube O.D.	mm	14.22
Spacing (center-center)	mm	120	Tube pitch	mm	19.05
Spacing at inlet	mm	57.48	Tube pattern		90
Overall length	mm	6123			
		Shell	Kettle	Front head	Rear Head
Outside diameter	mm	619		620	620
Inside diameter	mm	600		600	600
		Shell Side		Tube Side	
Nozzle type		Inlet	Outlet	Inlet	Outlet
Number of nozzles		1	1	1	1
Actual outside diameter	mm	406.4	101.6	168.28	168.28
Inside diameter	mm	387.35	90.12	154.05	154.05
Height under nozzle	mm	144.49	144.49		
Dome inside diameter	mm				
Vapor belt inside diameter	mm				
Vapor belt inside width	mm				
Vapor belt slot area	mm ²				
Impingement protection		No impingement	No impingement		
Distance to tubesheet	mm	4675	165		

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:39 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Tubes

Tubes

Type	Plain	Total number of tubes	392
Outside diameter	mm 14.22	Number of tubes plugged	0
Inside diameter	mm 10.92	Tube length actual	m 5
Wall thickness	mm 1.65	Tube length effective	m 4.915
Area Ratio Ao/Ai	1.302326	Front tubesheet thickness	mm 39.52
Pitch	mm 19.05	Rear tubesheet thickness	mm 39.52
Pattern	90	Material	Carbon Steel
External enhancement		Thermal conductivity	W/(m-K) 51.3609
Internal enhancement			
Low fins		Longitudinal fins	
Fin density	#/m	Fin number	0
Fin height	mm	Fin thickness	mm
Fin thickness	mm	Fin height	mm
Tube root diameter	mm	Fin spacing	mm
Tube wall thickness under fin	mm	Cut and twist length	mm
Tube inside diameter under fins	mm		
Other (high) fins			
High Fin Type	Default	High Fin Thick	mm
High Fin Tip Diameter	mm	High Fin Frequency	#/m

Baffles

Baffles			
Type	Single segmental	Baffle cut: inner/outer/intern	
Tubes in window	Yes	Actual (% diameter)	/ 19.54 /
Number	41	Nominal (% diameter)	/ 15 /
Spacing (center-center)	mm 120	Actual (% area)	/ 13.92 /
Spacing at inlet	mm 57.48	Cut orientation	H
Spacing at outlet	mm 57.48	Thickness	mm 4.76
Spacing at center in/out for G,H,I,J	mm	Tube rows in baffle overlap	18
Spacing at center for H shell	mm	Tube rows in baffle window	0.5
End length of the front head	mm 100	Baffle hole - tube od diam clearance	mm 0.79
End length of the rear head	mm 100	Shell id - baffle od diam clearance	mm 4.76
Variable Baffle Spacings			

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:39 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Supports-Misc. Baffles

Supports - tube	Longitudinal Baffle		
Supports in endspace at front head	0	Thickness	mm
Supports in endspace at rear head	0	Window length at front end	mm
Supports between baffles	0	Window length at center	mm
Support blanking baffle	No	Window length at rear end	mm
Supports at U-bend	0		
Supports at each G,H,J shell inlet and I shell outlet	0		
Supports at center of H shell	0		
Supports for K,X shells	0		
Special support at inlet nozzle	No		

Bundle

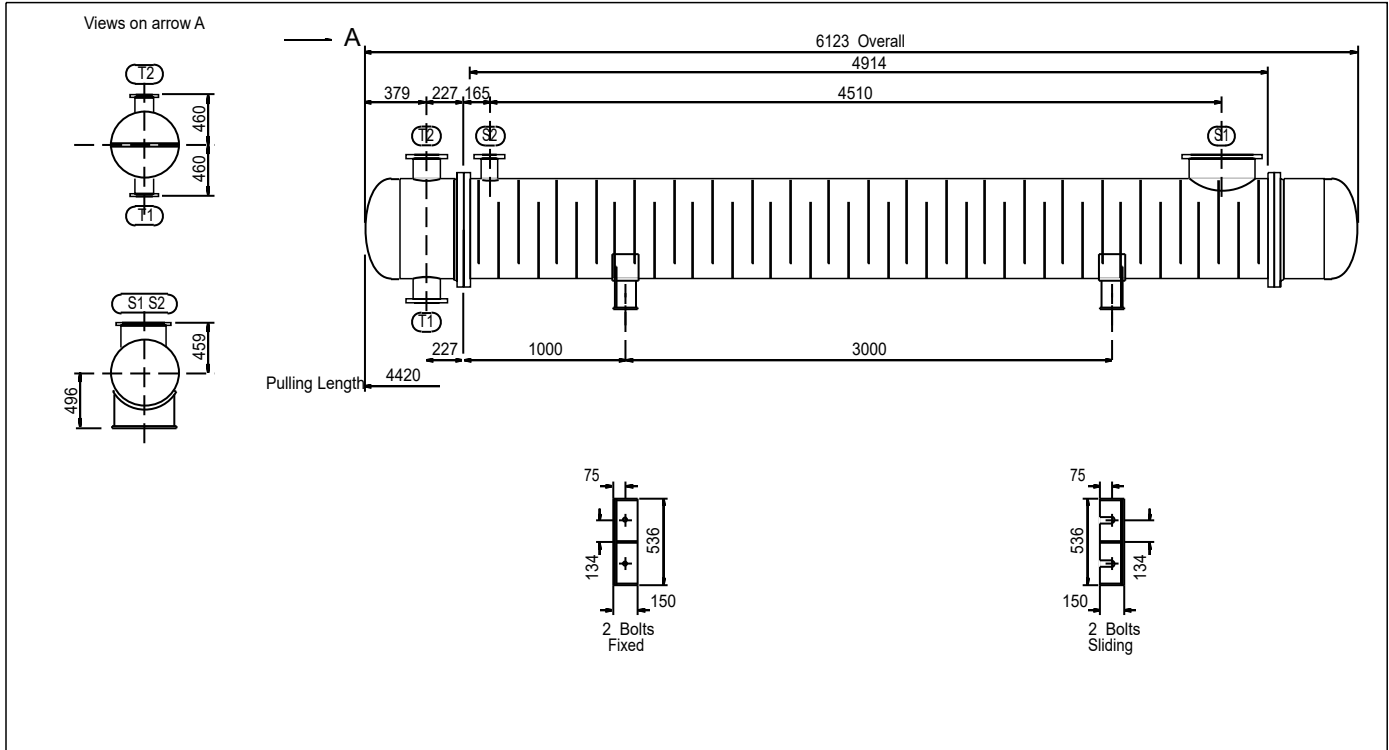
Bundle			
Shell ID to center 1st tube row	mm	Tube passes	2
From top	144.49	Tube pass layout	Ribbon (single band)
From bottom	11.14	Tube pass orientation	Standard (horizontal)
From right	7.14	U-bend orientation	Set default
From left	7.14	Horizontal pass lane width	mm 15.88
Impingement protection	None	Vertical pass lane width	mm
Impingement plate clearance to tube edge	mm	Interpass tube alignment	No
Impingement plate diameter	mm	Deviation in tubes/pass	1.28
Impingement plate width	mm	Outer tube limit	mm 587.3
Impingement plate length	mm	Shell id - bundle otl diam clearance	mm 12.7
Impingement plate thickness	mm	Tie rod number	6
Gross surface area per shell	m ² 87.6	Tie rod diameter	mm 9.55
Effective surface area per shell	m ² 86.1	Sealing strips (pairs)	4
Bare tube area per shell	m ² 86.1	Tube to Tubesheet joint	Exp. 2 grv
Finned area per shell	m ² 0	Tube projection from front tsht	mm 3
U-bend area per shell	m ² 0	Tube projection from rear tsht	mm 3

Enhancements

Inserts & Internal enhancements	
Tube insert type	None
Twist tape 360 deg twist pitch	mm
Twisted tape thickness	mm
hiTRAN part number	

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:39 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Setting Plan



Nozzle Data				Design Data		Units	Shell	Channel	Notes:
Ref	OD	Wall	Standard	Notes	bar	3	6		
S1	406 mm	9.5 mm	Slip on		Design Temperature	°C	250	250	
S2	102 mm	5.7 mm	Slip on		Full Vacuum				
T1	168 mm	7.1 mm	Slip on		Corrosion Allowance	mm	3.175	3.175	
T2	168 mm	7.1 mm	Slip on		Test Pressure	bar			
					Number of Passes		1	2	
					Radiography				
					PWHT				
					Internal Volume	m³	1.196	0.2302	
					Weight Summary				Scale:
					Empty	Flooded	Bundle		
					2691 kg	4116 kg	1548 kg		
								Rev. Date. Description Dwg. Chk. Appd.	
								ASME Section VIII Div. 1	
								Setting Plan	
								TEMA Type: BEM	
								Size: 600 - 5000	
								TEMA Class: R	
								Dwg No.: 1	
								Rev.	

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:39 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Analysis along Shell - Interval Analysis

Point No.	Shell No.	Shell Pass No.	Distance from End	SS Bulk Temp.	SS Fouling Surface Temp	Tube Metal Temp	SS Dew Temp	SS Pressure	SS specific enthalpy	SS Vapor mass fraction
			mm	C	C	C	C	kPa	kJ/kg	
1	1	1	4953	214.05	168.02	165.08	209.27	48.65	-1405.9	1
2	1	1	4905	205.08	164.25	161.44	200.89	38.46	-1428.7	1
3	1	1	4895	203.38	154.59	152.1	199.98	37.495	-1433.1	1
4	1	1	4576	191.78	164.59	161.77	191.62	29.668	-1574.9	0.5801
5	1	1	4256	182.99	141.43	139.39	182.23	22.845	-1706.5	0.1893
6	1	1	3937	168.09	123.67	122.19		20.87	-1802.5	0
7	1	1	3618	143.68	109.91	108.86		20.83	-1871.2	0
8	1	1	3298	125.47	99.95	99.19		20.771	-1920.1	0
9	1	1	2979	112.01	92.7	92.15		20.712	-1955	0
10	1	1	2660	102.1	87.39	86.99		20.653	-1980	0
11	1	1	2340	94.76	83.46	83.16		20.594	-1998.3	0
12	1	1	2021	89.26	80.48	80.25		20.534	-2011.7	0
13	1	1	1702	85.05	78.16	77.98		20.475	-2022	0
14	1	1	1382	81.75	76.29	76.15		20.414	-2029.9	0
15	1	1	1063	79.1	74.74	74.63		20.354	-2036.3	0
16	1	1	744	76.91	73.42	73.33		20.294	-2041.5	0
17	1	1	424	75.07	72.27	72.2		20.233	-2046	0
18	1	1	105	73.5	71.26	71.2		20.167	-2049.7	0
19	1	1	95	73.45	71.84	71.78		20.158	-2049.8	0
20	1	1	47	73.24	71.67	71.61		20.089	-2050.5	0

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:39 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Point No.	SS void fraction	SS Heat Load	SS Heat flux	SS Liq. Re	SS Vap. Re	SS 1-Ph Liq. Coef.	SS 1-Ph Vap. Coef.	SS Grav.-Cond. Coef.	SS Shear-Cond. Coef.
		kW	kW/m2			W/(m2*K)	W/(m2*K)	W/(m2*K)	W/(m2*K)
1	1	-13.7	-160.92		626338.8		3495.7		
2	1	-143.8	-153.9		643059.9		3769.7		
3	1	-168.5	-136.12		272172.6		2790.1		
4	0.9868	-976.5	-154.32	2967.623	165391	468.8	714.7	1700.9	5670.1
5	0.937	-1725.5	-111.84	5318.092	53705.52	687.6	344.5	1559.5	2612.5
6	0	-2272.4	-80.62	22354.43		1814.9			
7	0	-2663.4	-57.43	17505.67		1701			
8	0	-2941.8	-41.33	14342.18		1619.5			
9	0	-3140.5	-30.12	12268.34		1559.2			
10	0	-3283.2	-22.27	10874.55		1514.9			
11	0	-3387	-16.75	9925.244		1482.2			
12	0	-3463.8	-12.79	9255.942		1457.9			
13	0	-3522	-9.92	8778.721		1439.4			
14	0	-3567.3	-7.78	8413.368		1424.8			
15	0	-3603.6	-6.16	8130.803		1412.9			
16	0	-3633.5	-4.9	7901.927		1402.8			
17	0	-3658.6	-3.9	7699.445		1393.8			
18	0	-3680.1	-3.11	7523.872		1385.7			
19	0	-3680.8	-3.63	16910.91		2249.2			
20	0	-3684.2	-3.51	16854.55		2247.1			

File:
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Point No.	SS Film Coef.	SS flow Regime	SS flow pattern
	W/(m2*K)		
1	3495.7	Wet wall desup.	
2	3769.7	Wet wall desup.	
3	2790.1	Wet wall desup.	
4	5676.7	Normal cond.	Spray
5	2691.2	Normal cond.	Intermittent
6	1814.9	Liquid Phase	
7	1701	Liquid Phase	
8	1619.5	Liquid Phase	
9	1559.2	Liquid Phase	
10	1514.9	Liquid Phase	
11	1482.2	Liquid Phase	
12	1457.9	Liquid Phase	
13	1439.4	Liquid Phase	
14	1424.8	Liquid Phase	
15	1412.9	Liquid Phase	
16	1402.8	Liquid Phase	
17	1393.8	Liquid Phase	
18	1385.7	Liquid Phase	
19	2249.2	Liquid Phase	
20	2247.1	Liquid Phase	

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:39 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Analysis along Shell - Physical Properties

Temperature	C	215	208.24	206.11	203.84	201.43	198.86	182.35	161.9	140.77	118.95
Enthalpy	kJ/kg	-1403.5	-1462.3	-1521.1	-1579.9	-1638.8	-1697.6	-1756.4	-1815.2	-1874	-1932.9
Pressure	kPa	50	47.273	44.545	41.818	39.091	36.364	33.636	30.909	28.182	25.455
Vapor mass fraction		1	0.84	0.63	0.43	0.23	0.04	0	0	0	0
Liquid density	kg/m3		582.79	585	586.23	587.31	589.52	603.47	620.24	637.09	654.03
Liquid specific heat	kJ/(kg*K)		3.024	3.013	3.007	3.001	2.99	2.918	2.831	2.742	2.651
Liquid thermal cond.	W/(m*K)		0.0979	0.0982	0.0984	0.0985	0.0988	0.1008	0.1033	0.1059	0.1085
Liquid viscosity	cp		0.2142	0.2187	0.2212	0.2235	0.2283	0.2622	0.3144	0.3842	0.4816
Surface tension	dynes/cm		11	11.2	11.3	11.4	11.6	12.7	14.2	15.8	17.5
Latent heat	kJ/kg	257	258.1	259.2	260.3	261	261	261	261	261	261
Vapor density	kg/m3	2.53	2.42	2.29	2.16	2.02	1.89				
Vapor specific heat	kJ/(kg*K)	2.618	2.598	2.591	2.58	2.569	2.569				
Vapor thermal cond.	W/(m*K)	0.0226	0.0221	0.022	0.0218	0.0216	0.0216				
Vapor viscosity	cp	0.0063	0.0062	0.0062	0.0061	0.0061	0.0061				

File:
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Temperature	C	96.43	73.27
Enthalpy	kJ/kg	-1991.7	-2050.5
Pressure	kPa	22.727	20
Vapor mass fraction		0	0
Liquid density	kg/m3	671.12	688.34
Liquid specific heat	kJ/(kg*K)	2.557	2.461
Liquid thermal cond.	W/(m*K)	0.1112	0.1141
Liquid viscosity	cp	0.6234	0.8419
Surface tension	dynes/cm	19.2	21.1
Latent heat	kJ/kg	261	261
Vapor density	kg/m3		
Vapor specific heat	kJ/(kg*K)		
Vapor thermal cond.	W/(m*K)		
Vapor viscosity	cp		

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:39 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Analysis along Tubes - Interval Analysis

Point No.	Shell No.	Tube Pass No.	Distance from End	SS Bulk Temp	SS Fouling surface temp.	Tube Metal Temp	TS Fouling surface temp	TS Bulk Temp.	TS Pressure	TS specific enthalpy	TS Vapor mass fraction
			mm	C	C	C	C	C	kPa	kJ/kg	
21	1	1	47	73.24	63.22	62.81	62.39	45.44	466.128	-2302.6	0
22	1	1	95	73.45	63.4	62.98	62.57	45.56	465.875	-2302.3	0
23	1	1	105	73.5	60.2	59.86	59.53	45.58	465.823	-2302.2	0
24	1	1	424	75.07	61.33	60.98	60.63	46.22	464.119	-2300.5	0
25	1	1	744	76.91	62.61	62.24	61.87	46.89	462.421	-2298.8	0
26	1	1	1063	79.1	64.08	63.69	63.3	47.57	460.73	-2296.9	0
27	1	1	1382	81.75	65.82	65.4	64.99	48.3	459.046	-2295	0
28	1	1	1702	85.05	67.93	67.48	67.03	49.07	457.37	-2292.9	0
29	1	1	2021	89.26	70.57	70.07	69.57	49.91	455.704	-2290.7	0
30	1	1	2340	94.76	73.96	73.4	72.84	50.86	454.05	-2288.1	0
31	1	1	2660	102.1	78.44	77.78	77.13	51.95	452.411	-2285.2	0
32	1	1	2979	112.01	84.45	83.67	82.88	53.25	450.791	-2281.7	0
33	1	1	3298	125.47	92.63	91.65	90.68	54.86	449.196	-2277.4	0
34	1	1	3618	143.68	103.76	102.52	101.28	56.9	447.631	-2271.9	0
35	1	1	3937	168.09	118.93	117.3	115.66	59.55	446.105	-2264.7	0
36	1	1	4256	182.99	138.77	136.6	134.42	63.07	444.623	-2255.1	0
37	1	1	4576	191.78	163.74	160.82	157.91	67.7	443.192	-2242.4	0
38	1	1	4895	203.38	154.15	151.64	149.13	72.56	441.78	-2229	0
39	1	1	4905	205.08	163.9	161.06	158.22	72.7	441.737	-2228.6	0
40	1	1	4953	214.05	167.78	164.82	161.86	73.47	441.528	-2226.5	0
41	1	2	4953	214.05	168.26	165.33	162.4	73.64	438.479	-2226	0
42	1	2	4905	205.08	164.59	161.8	159.01	74.41	438.278	-2223.9	0
43	1	2	4895	203.38	155.03	152.56	150.09	74.55	438.236	-2223.5	0
44	1	2	4576	191.78	165.44	162.7	159.97	79.25	436.883	-2210.4	0
45	1	2	4256	182.99	144.05	142.13	140.22	83.49	435.525	-2198.6	0

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:39 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Point No.	TS void fraction	TS Heat Load	TS Heat flux	TS Liq. Re	TS 1-Ph Liq. Coef.	TS Film Coef.	SS Film Coef.	TS flow Regime
		kW	kW/m2		W/(m2*K)	W/(m2*K)	W/(m2*K)	
21	0	1	22.51	9542.498	1328.3	1328.3	2247.1	Liquid Phase
22	0	10.4	22.62	9564.404	1329.8	1329.8	2249.2	Liquid Phase
23	0	12.2	18.43	9568.517	1321.5	1321.5	1385.7	Liquid Phase
24	0	64.5	19.16	9690.698	1330.3	1330.3	1393.8	Liquid Phase
25	0	118.4	20.07	9817.152	1339.5	1339.5	1402.8	Liquid Phase
26	0	174.5	21.22	9949.242	1349.2	1349.2	1412.9	Liquid Phase
27	0	233.5	22.7	10089.1	1359.8	1359.8	1424.8	Liquid Phase
28	0	296.5	24.64	10240.09	1371.8	1371.8	1439.4	Liquid Phase
29	0	365.4	27.24	10407.51	1385.8	1385.8	1457.9	Liquid Phase
30	0	442.7	30.83	10599.2	1402.5	1402.5	1482.2	Liquid Phase
31	0	532.1	35.84	10826.92	1423.5	1423.5	1514.9	Liquid Phase
32	0	639.2	42.97	11108.27	1450.4	1450.4	1559.2	Liquid Phase
33	0	771.5	53.19	11452.04	1484.9	1484.9	1619.5	Liquid Phase
34	0	939.9	67.9	11898.78	1530.2	1530.2	1701	Liquid Phase
35	0	1159.5	89.22	12507.11	1590.1	1590.1	1814.9	Liquid Phase
36	0	1451.9	119	13343.36	1667.8	1667.8	2691.2	Liquid Phase
37	0	1839.3	159.19	14478.54	1764.6	1764.6	5676.7	Liquid Phase
38	0	2247.9	137.35	15718.97	1793.7	1793.7	2790.1	Liquid Phase
39	0	2260.2	155.22	15756.98	1814.9	1814.9	3769.7	Liquid Phase
40	0	2325.1	161.76	15957.54	1830.1	1830.1	3495.7	Liquid Phase
41	0	2338.8	160.08	15677.33	1803.4	1803.4	3495.7	Liquid Phase
42	0	2404	152.61	15877.47	1803.8	1803.8	3769.7	Liquid Phase
43	0	2416.4	134.91	15915.79	1785.9	1785.9	2790.1	Liquid Phase
44	0	2815.7	149.53	17182.17	1852.6	1852.6	5676.7	Liquid Phase
45	0	3177.4	104.8	18371.01	1847.4	1847.4	2691.2	Liquid Phase

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:39 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Point No.	Shell No.	Tube Pass No.	Distance from End	SS Bulk Temp	SS Fouling surface temp.	Tube Metal Temp	TS Fouling surface temp	TS Bulk Temp.	TS Pressure	TS specific enthalpy	TS Vapor mass fraction
			mm	C	C	C	C	C	kPa	kJ/kg	
46	1	2	3937	168.09	128.32	127	125.68	86.45	434.136	-2190.2	0
47	1	2	3618	143.68	115.96	115.1	114.24	88.44	432.723	-2184.6	0
48	1	2	3298	125.47	107.14	106.6	106.06	89.72	431.289	-2181	0
49	1	2	2979	112.01	100.8	100.48	100.16	90.48	429.839	-2178.8	0
50	1	2	2660	102.1	96.2	96.03	95.87	90.9	428.376	-2177.7	0
51	1	2	2340	94.76	92.8	92.74	92.69	91.06	426.904	-2177.2	0
52	1	2	2021	89.26	90.22	90.25	90.27	91.07	425.425	-2177.2	0
53	1	2	1702	85.05	88.21	88.29	88.37	90.94	423.94	-2177.5	0
54	1	2	1382	81.75	86.58	86.7	86.83	90.74	422.45	-2178.1	0
55	1	2	1063	79.1	85.22	85.38	85.53	90.48	420.956	-2178.9	0
56	1	2	744	76.91	84.05	84.24	84.42	90.18	419.459	-2179.7	0
57	1	2	424	75.07	83.03	83.23	83.44	89.84	417.958	-2180.7	0
58	1	2	105	73.5	82.12	82.34	82.56	89.49	416.454	-2181.7	0
59	1	2	95	73.45	80.14	80.41	80.69	89.47	416.408	-2181.7	0
60	1	2	47	73.24	79.98	80.26	80.54	89.4	416.182	-2181.9	0

File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:39 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Point No.	TS void fraction	TS Heat Load	TS Heat flux	TS Liq. Re	TS 1-Ph Liq. Coef.	TS Film Coef.	SS Film Coef.	TS flow Regime
		kW	kW/m2		W/(m2*K)	W/(m2*K)	W/(m2*K)	
46	0	3431.9	72.17	19251.85	1839.6	1839.6	1814.9	Liquid Phase
47	0	3603.2	47.14	19841.52	1827.5	1827.5	1701	Liquid Phase
48	0	3713.2	29.68	20228.93	1816.4	1816.4	1619.5	Liquid Phase
49	0	3779.6	17.48	20464.34	1806.7	1806.7	1559.2	Liquid Phase
50	0	3815.3	8.94	20588.65	1798	1798	1514.9	Liquid Phase
51	0	3829.6	2.91	20635.26	1790.3	1790.3	1482.2	Liquid Phase
52	0	3829.9	-1.41	20629.78	1780.3	1780.3	1457.9	Liquid Phase
53	0	3819.3	-4.55	20585.84	1767.7	1767.7	1439.4	Liquid Phase
54	0	3801.5	-6.87	20517.73	1757.1	1757.1	1424.8	Liquid Phase
55	0	3778.9	-8.64	20433.71	1747.9	1747.9	1412.9	Liquid Phase
56	0	3752.7	-10.01	20339.29	1739.2	1739.2	1402.8	Liquid Phase
57	0	3723.8	-11.09	20237.77	1731.1	1731.1	1393.8	Liquid Phase
58	0	3693	-11.94	20131.56	1723.5	1723.5	1385.7	Liquid Phase
59	0	3691.9	-15.04	20127.81	1711.8	1711.8	2249.2	Liquid Phase
60	0	3686	-15.16	20107.53	1710.5	1710.5	2247.1	Liquid Phase


File: Printed: 5/9/2024 at 10:38:39 AM
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Analysis along Tubes - Physical Properties

Temperature	C	45.43	49.54	53.62	57.69	61.72	65.74	69.74	73.71	77.67	81.6
Enthalpy	kJ/kg	-2302.6	-2291.7	-2280.7	-2269.7	-2258.7	-2247.8	-2236.8	-2225.8	-2214.8	-2203.9
Pressure	kPa	469.1	464.033	458.965	453.898	448.831	443.763	438.696	433.629	428.561	423.494
Vapor mass fraction		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Liquid density	kg/m3	750.41	746.47	742.55	738.64	734.75	730.87	727.01	723.16	719.33	715.51
Liquid specific heat	kJ/(kg*K)	2.666	2.681	2.696	2.711	2.726	2.741	2.755	2.77	2.785	2.8
Liquid thermal cond.	W/(m*K)	0.1186	0.1181	0.1176	0.1171	0.1166	0.1162	0.1157	0.1152	0.1147	0.1142
Liquid viscosity	cp	1.9229	1.772	1.6339	1.5146	1.4048	1.309	1.2204	1.1425	1.0699	1.0057
Surface tension	dynes/cm	32.3	31.8	31.3	30.8	30.3	29.9	29.4	28.9	28.5	28
Latent heat	kJ/kg										
Vapor density	kg/m3										
Vapor specific heat	kJ/(kg*K)										
Vapor thermal cond.	W/(m*K)										
Vapor viscosity	cp										

File:
 Company:
 Location:
 Service of Unit: Our Reference:
 Item No.: Your Reference:
 Date: Rev No.: Job No.:

Temperature	C	85.51	89.4
Enthalpy	kJ/kg	-2192.9	-2181.9
Pressure	kPa	418.426	413.359
Vapor mass fraction		0	0
Liquid density	kg/m3	711.71	707.91
Liquid specific heat	kJ/(kg*K)	2.815	2.83
Liquid thermal cond.	W/(m*K)	0.1137	0.1133
Liquid viscosity	cp	0.9457	0.8921
Surface tension	dynes/cm	27.5	27.1
Latent heat	kJ/kg		
Vapor density	kg/m3		
Vapor specific heat	kJ/(kg*K)		
Vapor thermal cond.	W/(m*K)		
Vapor viscosity	cp		

1	 Company Name Not Available Bedford, MA USA	Case Name: ilyes-simulation.hsc
2		Unit Set: SI10
3		Date/Time: Thu May 9 11:23:17 2024
4		
5		

Heat Exchanger: ilyes-baha-exchanger

CONNECTIONS

Tube Side				Shell Side			
Inlet		Outlet		Inlet		Outlet	
Name		Name		Name		Name	
From Op.	kero-entre	To Op.	kero-sortee	From Op.	huil-entre	To Op.	huil-sortee
Op. Type		Op. Type		Op. Type		Op. Type	
Temp	45.43 C *	Temp	---	Temp	215.00 C *	Temp	73.78 C

PARAMETERS

Heat Exchanger Model:	Rigorous Shell&Tube		
Tube Side Data		Shell Side Data	
Heat Transfer Coeff	---	Heat Transfer Coeff	---
Tube Pressure Drop	38.66 kPa	Shell Pressure Drop	4.85 kPa
Fouling	0.00000 C-h-m2/kJ	Fouling	0.00000 C-h-m2/kJ
Tube Length	6.00 m	Shell Passes	1
Tube O.D.	20.00 mm	Shell Series	1
Tube Thickness	2.0000 mm	Shell Parallel	1
Tube Pitch	50.0000 mm	Baffle Type	Single
Orientation	Horizontal	Baffle Cut(%Area)	20.00
Passes Per Shell	2	Baffle Orientation	Horizontal
Tubes Per Shell	160 *	Spacing	800.0000 mm
Layout Angle	Triangular (30 degrees)	Diameter	739.0488 mm
TEMA Type	A E L	Area	60.32 m2

SPECS

	Spec Value	Curr Value	Rel Error	Active	Estimate
E-100 Heat Balance	0.0000 kJ/h	4.590 kJ/h	5.748e-007	On	Off
E-100 UA	1.114e+005 kJ/C-h *	1.102e+005 kJ/C-h	-7.561e-003	Off	Off

Detailed Specifications

E-100 Heat Balance

Type: Duty	Pass: Error	Spec Value: 0.0000 kJ/h
E-100 UA		
Type: UA	Pass: Overall	Spec Value: 1.114e+005 kJ/C-h *


User Variables

RATING

Sizing

Overall Data

Configuration			
# of Shells in Series	1	Tube Passes per Shell	2
# of Shells in Parallel	1	Exchange Orientation	Horizontal
TEMA Type:		A	E L
Calculated Information			
Shell HT Coeff	---	Tube HT Coeff	---
Overall U	1827 kJ/h-m2-C	Overall UA	1.102e+005 kJ/C-h
Shell DP	4.853 kPa	Tube DP	38.66 kPa
Shell Vol per Shell	2.272 m3	Tube Vol per Shell	0.1930 m3
HT Area per Shell	60.32 m2		

1	 Company Name Not Available Bedford, MA USA	Case Name:	ilyes-simulation.hsc
2		Unit Set:	SI10
3		Date/Time:	Thu May 9 11:23:17 2024
4			
5			

Heat Exchanger: ilyes-baha-exchanger (continued)

Shell Data

Shell and Tube Bundle

11	Shell Diameter (mm)	739.0	Tube Pitch (mm)	50.00	Shell Fouling (C-h-m2/kJ)	0.0000
12	# of Tubes per Shell	160 *	Tube Layout Angle	Triangular (30 degrees)		

Shell Baffles

15	Shell Baffle Type	Single	Shell Baffle Orientation	Horizontal
16	Baffle Cut (%Area)	20.00	Baffle Spacing	800.0 mm

Tube Data

Dimensions

19	OD (mm)	20.00	ID (mm)	16.00	Tube Thickness (mm)	2.000	Tube Length (m)	6.000
----	---------	-------	---------	-------	---------------------	-------	-----------------	-------

Tube Properties

22	Tube Fouling (C-h-m2/kJ)	0.0000	Thermal Cond. (W/m-K)	45.00	Wall Cp (kJ/kg-C)	---	Wall Density (kg/m3)	---
----	--------------------------	--------	-----------------------	-------	-------------------	-----	----------------------	-----

Nozzle Parameters


26	Base Elevation Relative to Ground Level	0.0000 m		
		kero-entre	huil-entre	kero-sortee
28	Diameter (m)	5.000e-002	5.000e-002	5.000e-002
29	Elevation (Base) (m)	0.0000	0.0000	0.0000
30	Elevation (Ground) (m)	0.0000 *	0.0000 *	0.0000 *
31	Elevation (% of Height) (%)	0.00	0.00	0.00
		huil-sortee		
33	Diameter (m)	5.000e-002		
34	Elevation (Base) (m)	0.0000		
35	Elevation (Ground) (m)	0.0000 *		
36	Elevation (% of Height) (%)	0.00		

CONDITIONS

39	Name	kero-entre	huil-entre	kero-sortee	huil-sortee
40	Vapour	0.0000	0.0000	---	0.0000
41	Temperature (C)	45.4300 *	215.0000 *	---	73.7802
42	Pressure (kPa)	469.1000 *	62.0000 *	430.4430	57.1474
43	Molar Flow (kgmole/h)	554.4904	103.4758	554.4904	103.4758
44	Mass Flow (kg/h)	109900.0000 *	20500.0000 *	109900.0000	20500.0000
45	Std Ideal Liq Vol Flow (m3/h)	141.0964	28.0822	141.0964	28.0822
46	Molar Enthalpy (kJ/kgmole)	-4.564e+005	-3.286e+005	-4.420e+005	-4.057e+005
47	Molar Entropy (kJ/kgmole-C)	510.4	963.0	---	777.5
48	Heat Flow (kJ/h)	-2.5306e+08	-3.3997e+07	-2.4507e+08	-4.1984e+07

PROPERTIES

50	Name	kero-entre	huil-entre	kero-sortee	huil-sortee
52	Molecular Weight	198.2	198.1	198.2	198.1
53	Molar Density (kgmole/m3)	3.786	2.905	---	3.473
54	Mass Density (kg/m3)	750.4	575.5	---	688.0
55	Act. Volume Flow (m3/h)	146.5	35.62	---	29.80
56	Mass Enthalpy (kJ/kg)	-2303	-1658	---	-2048
57	Mass Entropy (kJ/kg-C)	2.575	4.861	---	3.924
58	Heat Capacity (kJ/kgmole-C)	528.3	606.5	---	487.9
59	Mass Heat Capacity (kJ/kg-C)	2.666	3.061	---	2.463
60	LHV Molar Basis (Std) (kJ/kgmole)	---	---	---	---
61	HHV Molar Basis (Std) (kJ/kgmole)	---	---	---	---
62	HHV Mass Basis (Std) (kJ/kg)	---	---	---	---


1	 Company Name Not Available Bedford, MA USA	Case Name: ilyes-simulation.hsc
2		Unit Set: SI10
3		Date/Time: Thu May 9 11:23:17 2024
4		
5		

Heat Exchanger: ilyes-baha-exchanger (continued)

PROPERTIES

11	Name	kero-entre	huil-entre	kero-sortee	huil-sortee
12	CO2 Loading	---	---	---	---
13	CO2 Apparent Mole Conc. (kgmole/m3)	---	---	---	---
14	CO2 Apparent Wt. Conc. (kgmol/kg)	---	---	---	---
15	LHV Mass Basis (Std) (kJ/kg)	---	---	---	---
16	Phase Fraction [Vol. Basis]	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
17	Phase Fraction [Mass Basis]	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
18	Phase Fraction [Act. Vol. Basis]	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
19	Mass Exergy (kJ/kg)	2.274	119.0	9.740e+006	8.558
20	Partial Pressure of CO2 (kPa)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
21	Cost Based on Flow (Cost/s)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
22	Act. Gas Flow (ACT_m3/h)	---	---	---	---
23	Avg. Liq. Density (kgmole/m3)	3.930	3.685	---	3.685
24	Specific Heat (kJ/kgmole-C)	528.3	606.5	---	487.9
25	Std. Gas Flow (STD_m3/h)	1.311e+004	2447	---	2447
26	Std. Ideal Liq. Mass Density (kg/m3)	778.9	730.0	778.9	730.0
27	Act. Liq. Flow (m3/s)	4.068e-002	9.895e-003	---	8.277e-003
28	Z Factor	4.678e-002	5.259e-003	---	5.705e-003
29	Watson K	12.61	13.30	12.61	13.30
30	User Property	---	---	---	---
31	Partial Pressure of H2S (kPa)	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
32	Cp/(Cp - R)	1.016	1.014	---	1.017
33	Cp/Cv	1.016	1.215	---	1.231
34	Ideal Gas Cp/Cv	1.024	1.016	---	1.021
35	Ideal Gas Cp (kJ/kgmole-C)	356.9	517.0	---	406.2
36	Mass Ideal Gas Cp (kJ/kg-C)	1.801	2.610	---	2.051
37	Heat of Vap. (kJ/kgmole)	4.937e+004	5.011e+004	---	5.042e+004
38	Kinematic Viscosity (cSt)	2.562	0.3480	---	1.214
39	Liq. Mass Density (Std. Cond) (kg/m3)	779.4	730.4	779.4	730.4
40	Liq. Vol. Flow (Std. Cond) (m3/h)	141.0	28.07	141.0	28.07
41	Liquid Fraction	1.000	1.000	---	1.000
42	Molar Volume (m3/kgmole)	0.2641	0.3442	---	0.2880
43	Mass Heat of Vap. (kJ/kg)	249.1	252.9	---	254.5
44	Phase Fraction [Molar Basis]	0.0000	0.0000	---	0.0000
45	Surface Tension (dyne/cm)	32.27	10.42	---	21.02
46	Thermal Conductivity (W/m-K)	0.1186	9.687e-002	---	0.1140
47	Bubble Point Pressure (kPa)	2.503e-004	56.85	---	0.1682
48	Viscosity (cP)	1.923	0.2003	---	0.8353
49	Cv (Semi-Ideal) (kJ/kgmole-C)	520.0	598.2	---	479.6
50	Mass Cv (Semi-Ideal) (kJ/kg-C)	2.624	3.020	---	2.421
51	Cv (kJ/kgmole-C)	520.0	499.1	---	396.3
52	Mass Cv (kJ/kg-C)	2.624	2.519	---	2.000
53	Cv (Ent. Method) (kJ/kgmole-C)	-62.45	---	---	---
54	Mass Cv (Ent. Method) (kJ/kg-C)	-0.3151	---	---	---
55	Cp/Cv (Ent. Method)	-8.460	---	---	---
56	Reid VP at 37.8 C (kPa)	1.341e-004	1.273e-002	---	1.273e-002
57	True VP at 37.8 C (kPa)	1.341e-004	1.273e-002	---	1.273e-002
58	Liq. Vol. Flow - Sum(Std. Cond) (m3/h)	141.0	28.07	---	28.07
59	Viscosity Index	13.78	-17.81	---	5.794

DETAILS

1	 Company Name Not Available Bedford, MA USA	Case Name: ilyes-simulation.hsc
2		Unit Set: SI10
3		Date/Time: Thu May 9 11:23:17 2024
4		
5		

Heat Exchanger: ilyes-baha-exchanger (continued)

Overall/Detailed Performance

11	Duty:	7.986e+06 kJ/h	UA Curv. Error:	---
12	Heat Leak:	0.000e-01 kJ/h	Hot Pinch Temp:	73.78 C
13	Heat Loss:	0.000e-01 kJ/h	Cold Pinch Temp:	45.43 C
14	UA:	1.102e+05 kJ/C-h	Ft Factor:	---
15	Min. Approach:	28.35 C	Uncorrected LmtD:	---
16	LmtD:	72.45 C		

TABLES

Shell Side - Overall Phase

21	Temperature (C)	Pressure (kPa)	Heat Flow (kJ/h)	Enthalpy (kJ/kgmole)
22				
23	73.78	57.15	0.00	-405735.42
24	148.19	59.57	3993217.43	-367144.57
25	215.00	62.00	7986434.86	-328553.72
26	UA (kJ/C-h)	Molar Vap Frac	Mass Vap Frac	Heat of Vap. (kJ/kgmole)
27				
28	0.00	0.0000	0.0000	---
29	75177.93	0.0000	0.0000	---
30	110227.92	0.0000	0.0000	---

Shell Side - Vapour Phase


33	Mass Flow (kg/h)	Molecular Wt	Density (kg/m3)	Mass Sp Heat (kJ/kg-C)	Viscosity (cP)	Thermal Cond (W/m-K)
34						
35	---	---	---	---	---	---
36	---	---	---	---	---	---
37	---	---	---	---	---	---
38	Std Gas Flow (STD_m3/h)	Z Factor	Pseudo Pc (kPa)	Pseudo Tc (C)	Pseudo Zc	Pseudo Omega
39						
40	---	---	---	---	---	---
41	---	---	---	---	---	---
42	---	---	---	---	---	---

Shell Side - Light Liquid Phase

45	Mass Flow (kg/h)	Density (kg/m3)	Mass Sp Heat (kJ/kg-C)	Viscosity (cP)	Thermal Cond (W/m-K)	Surface Tens (dyne/cm)
46						
47	20500.00	687.98	2.46	0.84	0.11	21.02
48	20500.00	631.26	2.77	0.36	0.10	15.26
49	20500.00	575.50	3.06	0.20	0.10	10.42
50	Molecular Wt	Sp Gravity	Pseudo Pc (kPa)	Pseudo Tc (C)	Pseudo Zc	Pseudo Omega
51						
52	198.11	0.69	1632.55	397.09	0.24	0.69
53	198.11	0.63	1632.55	397.09	0.24	0.69
54	198.11	0.58	1632.55	397.09	0.24	0.69

Shell Side - Heavy Liquid Phase

57	Mass Flow (kg/h)	Density (kg/m3)	Mass Sp Heat (kJ/kg-C)	Viscosity (cP)	Thermal Cond (W/m-K)	Surface Tens (dyne/cm)
58						
59	20500.00	687.98	2.46	0.84	0.11	21.02
60	20500.00	631.26	2.77	0.36	0.10	15.26
61	20500.00	575.50	3.06	0.20	0.10	10.42

1	 Company Name Not Available Bedford, MA USA	Case Name: ilyes-simulation.hsc
2		Unit Set: SI10
3		Date/Time: Thu May 9 11:23:17 2024
4		
5		

Heat Exchanger: ilyes-baha-exchanger (continued)

Shell Side - Heavy Liquid Phase

	Molecular Wt	Sp Gravity	Pseudo Pc (kPa)	Pseudo Tc (C)	Pseudo Zc	Pseudo Omega
11						
12						
13	198.11	0.69	1632.55	397.09	0.24	0.69
14	198.11	0.63	1632.55	397.09	0.24	0.69
15	198.11	0.58	1632.55	397.09	0.24	0.69

Shell Side - Mixed Liquid

	Mass Flow (kg/h)	Density (kg/m3)	Mass Sp Heat (kJ/kg-C)	Viscosity (cP)	Thermal Cond (W/m-K)	Surface Tens (dyne/cm)
18						
19						
20	20500.00	687.98	2.46	0.84	0.11	21.02
21	20500.00	631.26	2.77	0.36	0.10	15.26
22	20500.00	575.50	3.06	0.20	0.10	10.42

	Molecular Wt	Sp Gravity	Pseudo Pc (kPa)	Pseudo Tc (C)	Pseudo Zc	Pseudo Omega
23						
24						
25	198.11	0.69	1632.55	397.09	0.24	0.69
26	198.11	0.63	1632.55	397.09	0.24	0.69
27	198.11	0.58	1632.55	397.09	0.24	0.69

Tube Side - Overall Phase

	Temperature (C)	Pressure (kPa)	Heat Flow (kJ/h)	Enthalpy (kJ/kgmole)
30				
31				
32	45.43	469.10	0.00	-456384.43
33	58.94	449.77	3993219.73	-449182.83
34	72.21	430.44	7986439.45	-441981.23

	UA (kJ/C-h)	Molar Vap Frac	Mass Vap Frac	Heat of Vap. (kJ/kgmole)
35				
36				
37	0.00	0.0000	0.0000	---
38	75177.93	0.0000	0.0000	---
39	110227.92	0.0000	0.0000	---

Tube Side - Vapour Phase

	Mass Flow (kg/h)	Molecular Wt	Density (kg/m3)	Mass Sp Heat (kJ/kg-C)	Viscosity (cP)	Thermal Cond (W/m-K)
42						
43						
44	---	---	---	---	---	---
45	---	---	---	---	---	---
46	---	---	---	---	---	---

	Std Gas Flow (STD_m3/h)	Z Factor	Pseudo Pc (kPa)	Pseudo Tc (C)	Pseudo Zc	Pseudo Omega
47						
48						
49	---	---	---	---	---	---
50	---	---	---	---	---	---
51	---	---	---	---	---	---

Tube Side - Light Liquid Phase

	Mass Flow (kg/h)	Density (kg/m3)	Mass Sp Heat (kJ/kg-C)	Viscosity (cP)	Thermal Cond (W/m-K)	Surface Tens (dyne/cm)
54						
55						
56	109900.00	750.41	2.67	1.92	0.12	32.27
57	109900.00	737.43	2.72	1.48	0.12	30.66
58	109900.00	724.62	2.76	1.17	0.12	29.09

	Molecular Wt	Sp Gravity	Pseudo Pc (kPa)	Pseudo Tc (C)	Pseudo Zc	Pseudo Omega
59						
60						
61	198.20	0.75	1629.72	375.00	0.18	1.41
62	198.20	0.74	1629.72	375.00	0.18	1.41



Company Name Not Available
Bedford, MA
USA

Case Name: ilyes-simulation.hsc

Unit Set: SI10

Date/Time: Thu May 9 11:23:17 2024

Heat Exchanger: ilyes-baha-exchanger (continued)

Tube Side - Light Liquid Phase

Molecular Wt	Sp Gravity	Pseudo Pc (kPa)	Pseudo Tc (C)	Pseudo Zc	Pseudo Omega
198.20	0.72	1629.72	375.00	0.18	1.41

Tube Side - Heavy Liquid Phase

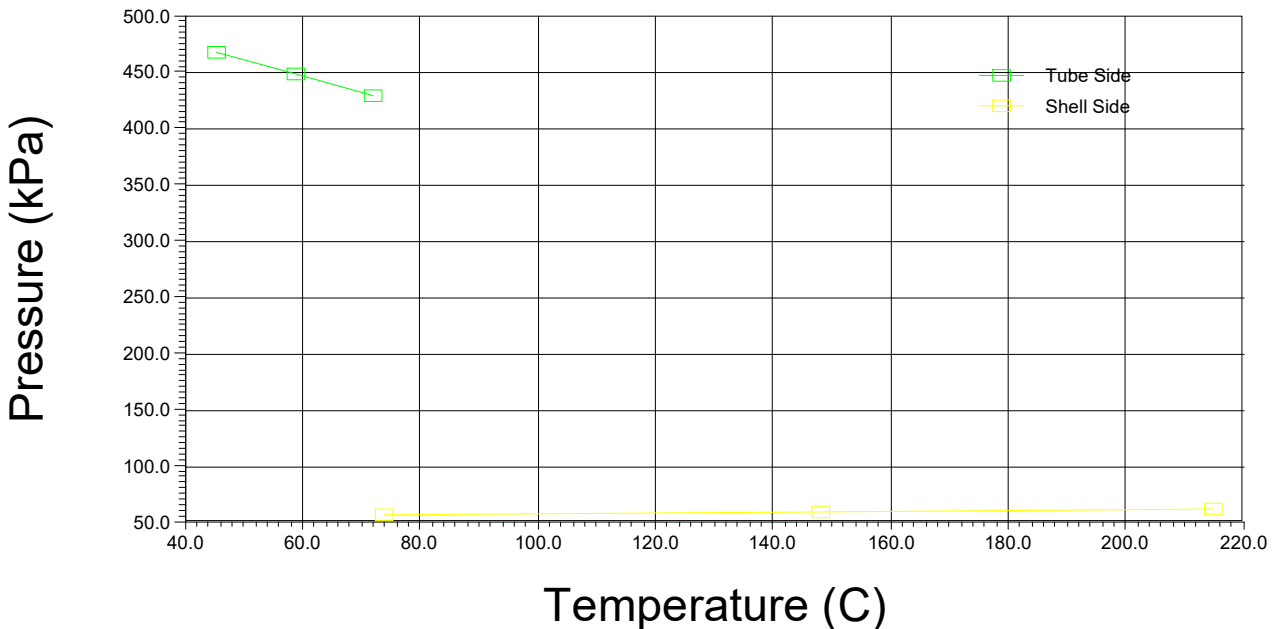
Mass Flow (kg/h)	Density (kg/m3)	Mass Sp Heat (kJ/kg-C)	Viscosity (cP)	Thermal Cond (W/m-K)	Surface Tens (dyne/cm)
109900.00	750.41	2.67	1.92	0.12	32.27
109900.00	737.43	2.72	1.48	0.12	30.66
109900.00	724.62	2.76	1.17	0.12	29.09


Molecular Wt	Sp Gravity	Pseudo Pc (kPa)	Pseudo Tc (C)	Pseudo Zc	Pseudo Omega
198.20	0.75	1629.72	375.00	0.18	1.41
198.20	0.74	1629.72	375.00	0.18	1.41
198.20	0.72	1629.72	375.00	0.18	1.41

Tube Side - Mixed Liquid

Mass Flow (kg/h)	Density (kg/m3)	Mass Sp Heat (kJ/kg-C)	Viscosity (cP)	Thermal Cond (W/m-K)	Surface Tens (dyne/cm)
109900.00	750.41	2.67	1.92	0.12	32.27
109900.00	737.43	2.72	1.48	0.12	30.66
109900.00	724.62	2.76	1.17	0.12	29.09

Molecular Wt	Sp Gravity	Pseudo Pc (kPa)	Pseudo Tc (C)	Pseudo Zc	Pseudo Omega
198.20	0.75	1629.72	375.00	0.18	1.41
198.20	0.74	1629.72	375.00	0.18	1.41
198.20	0.72	1629.72	375.00	0.18	1.41



1	 Company Name Not Available Bedford, MA USA	Case Name: ilyes-simulation.hsc
2		Unit Set: SI10
3		Date/Time: Thu May 9 11:23:17 2024
4		
5		

Heat Exchanger: ilyes-baha-exchanger (continued)

9	Delay Time (seconds) ---
10	Ramp Time (seconds) ---
11	Tube UA Decrease (%) ---
12	Tube DP Increase (%) ---
13	Active Status Off

NOTES

HTFS

HTFS TASC VER 21.00 SIMULATION
 ===== 3 WARNING MESSAGES ISSUED
 GEOMETRIC DETAILS - SI (TASC) UNITS
 SHELL TYPE/SERIES/PARALLEL/TOTAL AREA BEM/ 1/ 1/ 75.99
 SHELL DIAMETER / TUBE LENGTH 0.44 / 5.55
 NO. OF PASSES / NO. OF PLAIN TUBES .. 2 / 232
 TUBE ID / OD / PITCH / LAYOUT 0.015 / 0.019 / 0.024 / 30
 NO. OF BAFFLES / PITCH / CUT 26 / 0.20 / 31.89
 PROCESS DETAILS - SI (TASC) UNITS
 TOTAL MASS FLOW RATES SHELL/TUBE 5.7 / 30.5
 INLET TEMPERATURE SHELL/TUBE 0.00 / 0.00
 OUTLET TEMPERATURE SHELL/TUBE 0.00 / 0.00
 RESULTS
 TOTAL PRESSURE DROP SHELL/TUBE 4852.6136 / 38656.9775
 VELOCITY HIGHEST SHELL XFLOW/TUBE .. 0.498 / 2.102
 COEFFICIENTS SHELL/TUBE/WALL 776. / 1329. / 0.
 FOULING COEFF. SHELL/TUBE 0.00 / 0.00
 OVERALL COEFFICIENT CLEAN/DIRTY 479. / 479.
 HEAT DUTY/EFF WTD MTD / 1 PASS MTD .. 2218455.24 / 60.93 / 73.20
 AREA RATIO / DUTY RATIO 1.00 / 1.00
 WEIGHT BUNDLE / DRY / FULL 1308 / 2156 / 2922

Exchanger Design and Rating

HTFS TASC VER 21.00 SIMULATION
 ===== 3 WARNING MESSAGES ISSUED
 GEOMETRIC DETAILS - SI (TASC) UNITS
 SHELL TYPE/SERIES/PARALLEL/TOTAL AREA BEM/ 1/ 1/ 75.99
 SHELL DIAMETER / TUBE LENGTH 0.44 / 5.55
 NO. OF PASSES / NO. OF PLAIN TUBES .. 2 / 232
 TUBE ID / OD / PITCH / LAYOUT 0.015 / 0.019 / 0.024 / 30
 NO. OF BAFFLES / PITCH / CUT 26 / 0.20 / 31.89
 PROCESS DETAILS - SI (TASC) UNITS
 TOTAL MASS FLOW RATES SHELL/TUBE 5.7 / 30.5
 INLET TEMPERATURE SHELL/TUBE 0.00 / 0.00
 OUTLET TEMPERATURE SHELL/TUBE 0.00 / 0.00
 RESULTS
 TOTAL PRESSURE DROP SHELL/TUBE 4852.6136 / 38656.9775
 VELOCITY HIGHEST SHELL XFLOW/TUBE .. 0.498 / 2.102
 COEFFICIENTS SHELL/TUBE/WALL 776. / 1329. / 0.
 FOULING COEFF. SHELL/TUBE 0.00 / 0.00
 OVERALL COEFFICIENT CLEAN/DIRTY 479. / 479.
 HEAT DUTY/EFF WTD MTD / 1 PASS MTD .. 2218455.24 / 60.93 / 73.20
 AREA RATIO / DUTY RATIO 1.00 / 1.00
 WEIGHT BUNDLE / DRY / FULL 1308 / 2156 / 2922