

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de L'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Kasdi Merbah Ouargla

Faculté des Hydrocarbures et des Energies Renouvelables et Sciences de la Terre et

l'Univers

Département de Forage et MCP



MÉMOIRE DE FIN D'ETUDE

En Vue De L'obtention De Diplôme du Master en Mécanique des Chantiers Pétroliers

Option : Mécanique des Chantiers Pétroliers

Présenté par :

- **SOLTANI OUAIL**
- **SELKH AIMEN**

**Etude sur l'encrassement des équipements
d'échangeurs de chaleur dans les sociétés
pétrolières**

President :hammadi belgacem

Examineur : hellal yazid

Encadreur : REZAIGUIA ISSAM

Soutenu publiquement Le : 12 /06/2025

Année universitaire 2024-2025

Dédicace

Il nous fait grand honneur de dédier ce travail à nos mères bien-aimées, qui ont été des soutiens indéfectibles dans nos vies et nous ont encouragés à poursuivre nos études avec passion. Elles ont toujours prié pour nous et nous ont prodigué leurs conseils avisés, nous donnant la force et la confiance nécessaires pour réaliser nos rêves.

Nous tenons également à dédier ce travail à nos pères, qui ont été des exemples inspirants de détermination et de sacrifice pour nous. Leurs amours et leurs soutiens indéfectibles ont été essentiels pour surmonter les obstacles que nous avons rencontrés dans nos études.

Nous n'oublions pas nos sœurs et nos frères, ainsi que toute notre famille, proche et éloignée, qui ont toujours été une source de motivation et d'encouragement pour nous. Enfin, nous souhaitons dédier ce travail à nos chers amis, qui ont partagé avec nous cette aventure passionnante de l'apprentissage et de la découverte.

Remerciements

Nous souhaitons exprimer nos plus sincères remerciements à toutes celles et ceux qui, de près ou de loin, ont contribué à la réalisation de ce mémoire.

Nos remerciements les plus profonds s'adressent à Monsieur REZAIGUIA ISSAM , notre encadrant, pour son accompagnement méthodique, sa disponibilité constante, la pertinence de ses conseils, ainsi que pour la confiance et le soutien qu'il nous a accordés tout au long de ce travail.

Nous exprimons également notre reconnaissance à l'ensemble du corps professoral et administratif de la Faculté des Hydrocarbures, pour la qualité de l'enseignement dispensé, leur encadrement rigoureux et leur engagement tout au long de notre parcours académique.

Nos familles trouvent ici l'expression de notre gratitude la plus profonde, pour leur appui moral et matériel, leur patience inestimable et leur présence bienveillante durant les périodes d'incertitude.

Enfin, nous remercions chaleureusement nos amis et collègues, pour leur solidarité, leurs conseils, ainsi que pour les échanges intellectuellement enrichissants qui ont marqué cette expérience universitaire.

Sommaire

Introduction Générale	1
Chapitre I : Généralités sur le transfert et les échangeurs de chaleur	2
I.1 Généralités sur le transfert de chaleur	3
I.1.1 Phénomène de conduction thermique	3
I.1.2 Phénomène de convection thermique	4
I.1.3 Phénomène de rayonnement	5
I.2 Technologie sur les échangeurs de chaleur	6
I.2.1 Introduction aux Échangeurs de Chaleur	6
I.2.2 Classification des Échangeurs de Chaleur	7
Chapitre II : Technologie de préchauffeur P30-GA-21-01 A/B	12
II.1 Introduction	13
II.2 Composants fondamentaux de l'échangeur	13
II.3 Description de Préchauffeur P30-GA-21-01 A/B	21
II.4 Fonction du préchauffeur	21
II.5 Problèmes de fonctionnement des échangeurs	22
II.6 Étude sur l'encrassement	22
II.7 Effets et aspects généraux de la maintenance des échangeurs de chaleur	23
II.8 Analyse des recommandations TEMA	26
Chapitre III : Etude expérimentale de l'encrassement	29
III.1 Introduction	30
III.2 But de calcul	30
III.3 Hypothèses simplificatrices	30
III.4 Données et caractéristiques des échangeurs	31
III.5 Illustration de calcul	33
III.6 Résultats et interprétation	37
III.7 Calcul des pertes de charge	43
III.8 Calcul de l'efficacité du préchauffeur	51
III.9 Analyse comparative	52
Conclusion Générale	54
Recommandations Opérationnelles et Stratégiques	55
Perspectives de Recherche	55
Bibliographie	57
Annexes	58

Liste des Figures :

Figure I.1 Phénomène de conduction	3
Figure I.2 Phénomène de convection	4
Figure I.3 Phénomène de rayonnement	5
Figure I.4 Échangeur de chaleur	6
Figure I.5 Classification des échangeurs de chaleur	7
Figure I.6 Classification selon la fonction du procédé	8
Figure I.7 Classification des évaporateurs et rebouilleurs	9
Figure II.1 Échangeur à calandre et tubes (BEM et BEU)	14
Figure II.2 Types standards de coquille et types de têtes (TEMA)	15
Figure II.3 Géométries de tubes améliorées	16
Figure II.4 Configurations supplémentaires de tubes	16
Figure II.5 Tubes à ailettes basses	16
Figure II.6 Types de plaque bac (chicanes)	19
Figure II.7 Déflecteurs à tige et dispositions	20
Figure II.8 Faisceau de tubes torsadés	20
Figure II.9 Échangeur à déflecteur hélicoïdal	20
Figure II.10 Échangeur encrassé et propre	23
Figure II.11 Les opérations de maintenance des échangeurs de chaleur	25
Figure II.12 Configurations acceptables TEMA	27
Figure III.1 Algorithme de calcul par la méthode de KERN	36
Figure III.2 Évolution de la vitesse de circulation (février)	42
Figure III.3 Évolution de la vitesse de circulation (août)	42
Figure III.4 Évolution de la résistance d ' encrassement (février)	45
Figure III.5 Évolution du coefficient d ' échange (février)	46
Figure III.6 Coefficient d ' échange en fonction de la résistance d ' encrassement (février)	46
Figure III.7 Évolution de la résistance d ' encrassement (août)	48
Figure III.8 Évolution du coefficient d ' échange (août)	48
Figure III.9 Coefficient d ' échange en fonction de la résistance d ' encrassement (août)	49
Figure III.10 Résistance d ' encrassement en fonction de la température côté tube (août)	50
Figure 1.1 Détermination des températures caloriques	58
Figure 1.2 Abaque de détermination du facteur de correction	59
Figure 1.3 Coefficient de transfert et de friction (intérieur des tubes)	59
Figure 1.4 Coefficient de transfert et de friction (extérieur des tubes)	60
Figure 1.5 Facteurs de transfert de chaleur côté calandre	61

Liste tableaux

Tableau II.1 Description du préchauffeur	21
Tableau II.2 Caractéristiques thermiques du préchauffeur	21
Tableau III.1 Caractéristiques design des préchauffeurs et des fluides	31
Tableau III.2 Caractéristiques de l' échangeur	32
Tableau III.3 Corrélations pour le calcul des propriétés physiques	32
Tableau III.4 Propriétés physiques des fluides circulants	34
Tableau III.5 Calcul des caractéristiques hydrauliques de l' échangeur	35
Tableau III.6 Résultats du monitoring (février)	45
Tableau III.7 Résultats du monitoring (août)	47
Tableau III.8 Récapitulatif des résultats des pertes de charge et de l'efficacité	52

Notations et Abréviations

Nomenclature

A : Surface d'échange $[m^2]$.

e : Epaisseur $[m]$

a : Surface d'échange du tube $[m^2]$

a_{ct} : La section de la calandre $[m^2]$.

a_t : La section par passe $[m^2]$.

L : La longueur du tube. $[m]$

D_C : Diamètre de la calandre $[m]$.

D_e : Diamètre équivalent $[m]$.

d_i : Diamètre intérieur $[m]$.

d_e : Diamètre extérieur $[m]$.

V : vitesse de circulation de fluide $[m / s]$.

G_B : vitesse massique côté tubes $[kg/h.m^2]$

G_{ct} : vitesse massique côté calandre $kg/h.m^2]$

DTLM : Différence de température logarithmique moyenne $[^{\circ}C]$

F : Facteur de correction.

N_t : Nombre de tube.

P : Le pas. $[m]$

U_s = coefficient transfert sale $[w / m^2 k]$.

U_p = coefficient de transfert propre $[w / m^2 k]$

Q: Quantité de chaleur. $[Kcal/kg]$

Re : Reynolds.

R_s : résistance d'encrassement $[m^2 k / w]$.

T_1 : Température d'entrée côté calandre $[^{\circ}C]$

T_2 : Température de sortie côté calandre $[^{\circ}C]$

t_1 : Température d'entrée côté tube $[^{\circ}C]$

t_2 : Température de sortie côté tube $[^{\circ}C]$

ΔP_t : Perte de charge côté tube $[bar]$

ΔP_c : Perte de charge côté calandre $[bar]$

B : espace entre chicane [m]

Symbols grecs :

Φ	Densité surfacique de flux de chaleur	w/m^2
ϕ	Flux de chaleur	W
λ	Conductivité thermique	W/m.K
ρ	Masse volumique	Kg/m^3
μ	Viscosité dynamique	Kg/ms
ν	Viscosité cinématique	m^2/s
ε	Efficacité	

Indices

e : Entrée

s : Sortie

Abréviation

SONATRACH : Société national de transport et commercialisation des hydrocarbures .

HP : Haute pression.

BP : Basse pression.

Titre : Optimisation thermohydraulique des échangeurs de chaleur à faisceau tubulaire par simulation numérique

Résumé : Dans le secteur pétrolier et gazier, les échangeurs de chaleur à faisceau tubulaire représentent des équipements essentiels pour l'efficacité énergétique des procédés. Leur dimensionnement thermique constitue un défi majeur, fréquemment compromis par le phénomène d'encrassement (fouling) des tubes, qui dégrade les performances et accroît les coûts d'exploitation. Cette recherche vise à analyser, par une modélisation numérique avancée, le comportement thermohydraulique biphasique au sein de ces échangeurs. L'objectif principal est d'évaluer les gains de performance en comparant les caractéristiques d'un modèle de conception initiale à celles d'un modèle révisé et optimisé. Les résultats mettent en évidence des améliorations significatives en termes de transfert thermique, de perte de charge et de résistance à l'encrassement, proposant ainsi des perspectives concrètes pour l'optimisation et la conception durable de ces systèmes.

Mots-clés : Échangeur de chaleur ; Optimisation énergétique ; Encrassement ; Dynamique des fluides numérique (CFD) ; Faisceau tubulaire ; Modélisation thermique ; Conception optimisée.

العنوان: شعاع المبادلات الحرارية الأمثل الحرارية
أنبوبي عن طريق المحاكاة العددية
الخلاصة: في قطاع النفط والغاز، تمثل المبادلات الحرارية لحزمة الأنابيب المعدات الأساسية لإفسيستي الطاقة
العمليات. تشكل أبعادها الحرارية تحديا كبيرا،
كثيرا ما تتعرض للخطر بسبب ظاهرة تلوث الأنابيب،
مما يقلل من الأداء ويزيد من تكاليف التشغيل. هذا البحث
يهدف إلى تحليل السلوك من خلال النمذجة العددية المتقدمة
مرحلتين الحرارية داخل هذه المبادلات. الهدف الرئيسي هو
لتقييم مكاسب الأداء من خلال مقارنة خصائص نموذج التصميم الأولي مع خصائص نموذج منفتح ومحسن. تسلط النتائج الضوء على تحسينات كبيرة
من حيث نقل الحرارة وانخفاض الضغط ومقاومة القاذورات، وبالتالي اقتراح
وجهات نظر ملموسة من أجل التحسين والتصميم المستدام لهذه
الأنظمة.
الكلمات الرئيسية: مبادل حراري؛ تحسين الطاقة؛ قاذورات؛
ديناميات الموائع الرقمية (كفد)؛ حزمة أنبوب؛ النمذجة
الحرارية؛ التصميم الأمثل.

Title: Thermohydraulic Optimization of Shell-and-Tube Heat Exchangers via Numerical Simulation

Abstract: In the oil and gas industry, shell-and-tube heat exchangers are critical units for enhancing process energy efficiency. Their thermal design presents a significant challenge, often compromised by tube fouling, which degrades performance and increases operational costs. This research employs advanced numerical modeling to analyze the biphasic thermohydraulic behavior within these exchangers. The primary objective is to evaluate performance enhancements by comparing the characteristics of an initial design model with those of a revised and optimized model. The findings demonstrate significant improvements in heat transfer efficiency, pressure drop, and fouling resistance, thereby offering concrete perspectives for the sustainable optimization and design of these systems.

Keywords: Heat Exchanger; Energy Optimization; Fouling; Computational Fluid Dynamics (CFD); Shell-and-Tube; Thermal Modeling; Optimized Design.

Introduction générale

Introduction

Les échangeurs thermiques constituent des composants critiques dans divers secteurs énergétiques, avec une prédominance particulière dans l'industrie pétrochimique où ils représentent approximativement 30% du parc d'équipements. Leur optimisation revêt une importance cruciale pour la performance des procédés de raffinage, notamment dans le traitement du pétrole brut et la distillation atmosphérique. Cependant, ces systèmes sont sujets à une dégradation progressive caractérisée par une diminution de l'efficacité thermique et une augmentation des pertes de charge, phénomènes principalement attribuables à l'encrassement des surfaces d'échange.

Problématique de l'Encrassement L'accumulation de dépôts parafiniques et asphalténiques sur les parois des tubes induit une résistance thermique additionnelle significative, se manifestant par une divergence croissante entre les performances théoriques et opérationnelles. Cette étude révèle un écart thermique notable de 14°C (100°C mesuré contre 114°C anticipé) dans le préchauffeur côté tubes, confirmant l'impact délétère de l'encrassement sur l'efficacité globale du système. Le suivi de ce phénomène nécessite un monitoring précis des coefficients d'échange thermique global et des résistances d'encrassement, paramètres qui évoluent dynamiquement en fonction du temps d'exploitation.

Méthodologie et Approche Ce travail présente une investigation numérique approfondie du comportement thermo-hydrodynamique biphasique au sein d'un échangeur tubulaire. L'analyse comparative porte sur l'écoulement du brut stabilisé côté calandre et du brut non stabilisé côté tubes.

Structure de l'Étude L'ouvrage se articule autour de trois chapitres fondamentaux :

Chapitre 1 : Généralités sur le transfert et les échangeurs de chaleur

Chapitre 2 : Technologie de préchauffeur P30-GA-21-01 A/B

Chapitre 3 : Étude expérimentale de l'encrassement.

Perspectives Cette recherche vise à établir des corrélations prédictives entre les paramètres opératoires et l'évolution des performances, permettant in fine de développer des stratégies proactives de maintenance et d'optimisation énergétique durable.

Chapitre I :
Généralités sur le transfert et le
échangeurs de chaleur

I.1 Généralités sur le transfert de chaleur :

La maîtrise des mécanismes de transfert de chaleur est essentielle pour les ingénieurs et techniciens œuvrant dans des domaines où les phénomènes thermiques jouent un rôle crucial. Chaque fois qu'il existe une différence de température entre deux milieux, un transfert spontané d'énergie thermique s'opère, allant systématiquement du milieu le plus chaud vers le plus froid. Ce phénomène ne peut jamais se produire naturellement dans le sens inverse.

Il existe trois modes principaux de transfert de chaleur, qui peuvent agir :

- La conduction.
- La convection.
- Le rayonnement.

I.1.1) Phénomène de conduction thermique (2)

Définition

La conduction se manifeste dans les solides ou les fluides immobiles lorsque la température varie d'un point à un autre. L'énergie se propage de proche en proche entre les molécules, sans déplacement de matière.

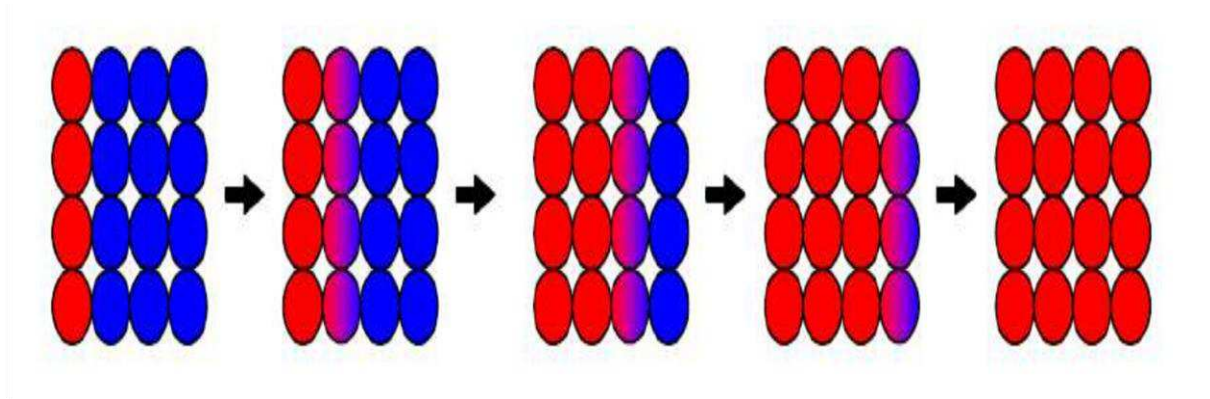


figure I.1 Phénomène de conduction

Loi de Fourier

D'après l'hypothèse fondamentale de Fourier qui exprime le flux de chaleur dans un matériau.

La loi de Fourier s'écrit : $Q = - \lambda A (dt/dx)$

Où :

Q : Quantité de chaleur échangée [kw].

A : Surface d'échange de chaleur [m²].

dt/dx : Gradient de température le long de x.

λ : Coefficient de proportionnalité de la loi de Fourier (ou conductivité thermique) [kW/m.k].

Le signe (-) qui apparaît dans cette expression signifie que la chaleur se propage dans le sens des températures décroissantes.

I.1.2) Phénomène de convection thermique :

➤ Définition :

La convection désigne le transfert de chaleur entre une surface et un fluide en mouvement. Elle peut être naturelle (due aux différences de densité causées par la température) ou forcée (induite par une pompe ou un ventilateur). Elle peut se faire sans ou avec changement d'état (ex. : ébullition, condensation).

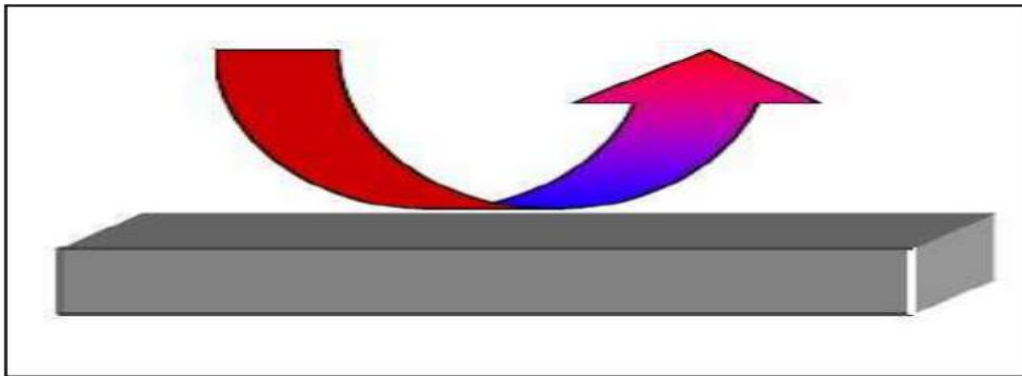


Figure I.2 Phénomène de convection

➤ **Loi de Newton :**

C'est la loi fondamentale de la convection thermique donnée par la loi de Newton :

$$Q = h A (T_s - T_\infty)$$

Où:

Q : Quantité de chaleur échangée [kW].

A : Surface d'échange de la chaleur [m²].

T_s : Température de la surface du solide en contact avec le fluide.

T_∞: Température du fluide.

h : Coefficient de la loi de Newton (coefficient de convection thermique)
[kW/ m².°C].

Ce coefficient caractérise l'efficacité de la convection, il dépend :

a- Des caractéristiques de la paroi en contact avec le fluide : forme, dimension et état de surface.

b- De la manière dont le fluide circule par rapport à la paroi : orientation de la vitesse et grandeur de

cette vitesse.

c- Des caractéristiques physiques du fluide : conductivité thermique, chaleur massique, masse volumique et viscosité.

I.1.4) Phénomène de rayonnement :

➤ Définition :

Tout corps chaud émet un rayonnement électromagnétique, proportionnel à sa température. Ce rayonnement peut se propager dans le vide et être absorbé par un autre corps, provoquant un transfert d'énergie thermique.

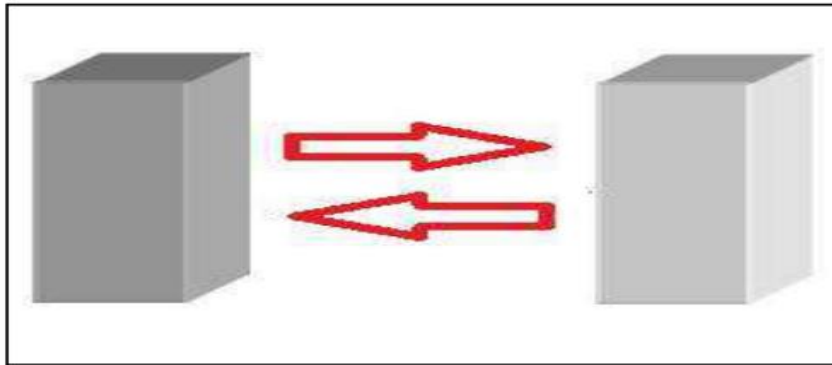


Figure I.3 Phénomène de rayonnement

➤ **Loi de Boltzmann :**

Elle concerne l'émission totale d'une surface d'un corps noir ou gris, qui surmonte cette surface.

La loi de Boltzmann exprime le flux de chaleur émis par la surface:

$$Q = \varepsilon \sigma T^4$$

Où :

Q : Flux de chaleur émis [kW/m²].

ε : Emissivité de la surface.

σ = 5.669*10⁻⁸ W/m²k⁴: constante de Stephane-Boltzmann.

Finalement, le flux thermique qui est échangé entre deux corps est donné par la relation suivante:

$$Q = F_G F_\varepsilon \sigma (T_e^4 - T_s^4)$$

Où:

F_G : Facteur géométrique (F_G = 1, si toute l'énergie du corps (1) est reçue par le corps (2), et vice versa).

F_ε : Facteur fonction des émissivités des corps.

En pratique, les échanges thermiques se font par plusieurs modes simultanément, généralement la conduction, la convection et le rayonnement. Quand un mode domine, les autres peuvent être négligés. Dans l'industrie, les échangeurs de chaleur sont essentiels pour chauffer ou refroidir des fluides avec ou sans changement de phase, car ils permettent de récupérer la chaleur, une ressource coûteuse.

I.2) Technologie sur les échangeurs de chaleur :

I.2.1) Introduction aux Échangeurs de Chaleur :

Un échangeur de chaleur est un dispositif conçu pour transférer l'énergie thermique (enthalpie) entre deux ou plusieurs fluides, entre une surface solide et un fluide, ou entre des particules solides et un fluide, à des températures différentes et en contact thermique. Généralement, il n'y a pas d'interactions externes de chaleur ou de travail. Les fluides sont souvent séparés par une paroi pour éviter le mélange, bien que des cas de contact direct existent. Applications typiques : chauffage/refroidissement de fluides, évaporation/condensation, récupération/rejet de chaleur, stérilisation, pasteurisation, distillation, etc. Des réactions chimiques ou combustion peuvent se produire dans certains échangeurs (ex. : chaudières, réacteurs fluidisés). Le transfert se fait principalement par conduction à travers la paroi, mais peut impliquer convection, rayonnement ou transfert de masse.

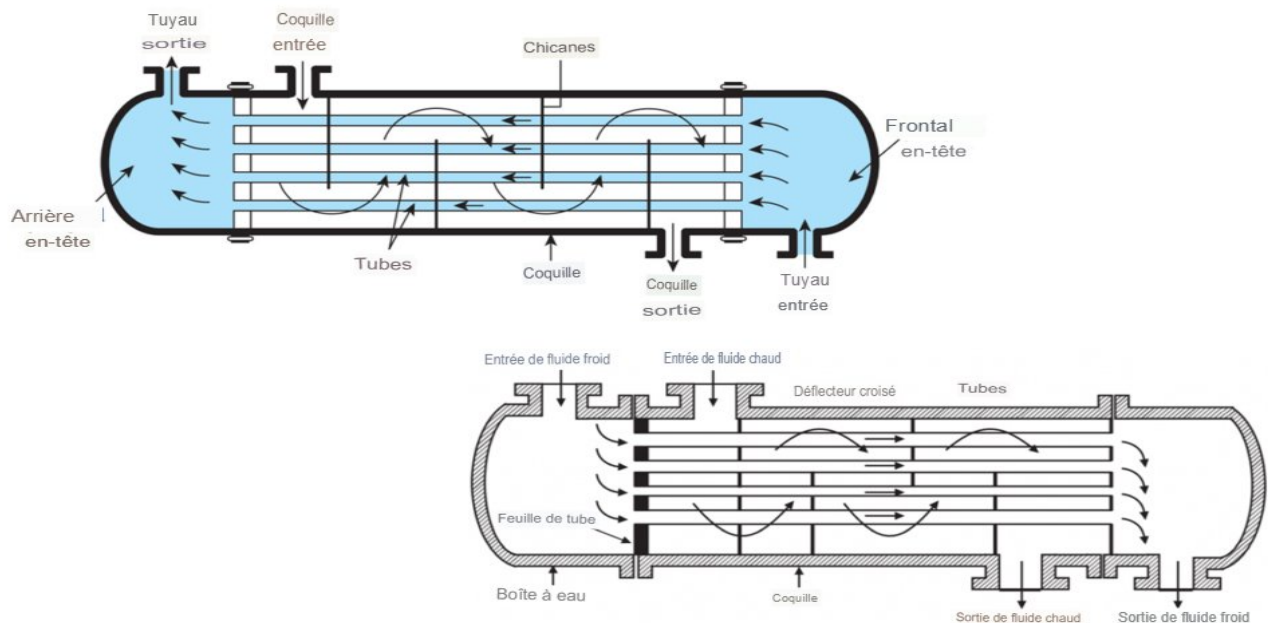


Figure I.4: Echangeur de chaleur

Classification des Echangeurs de Chaleur :

Il existe différents classements des échangeurs de chaleur suivant le critère utilisé.

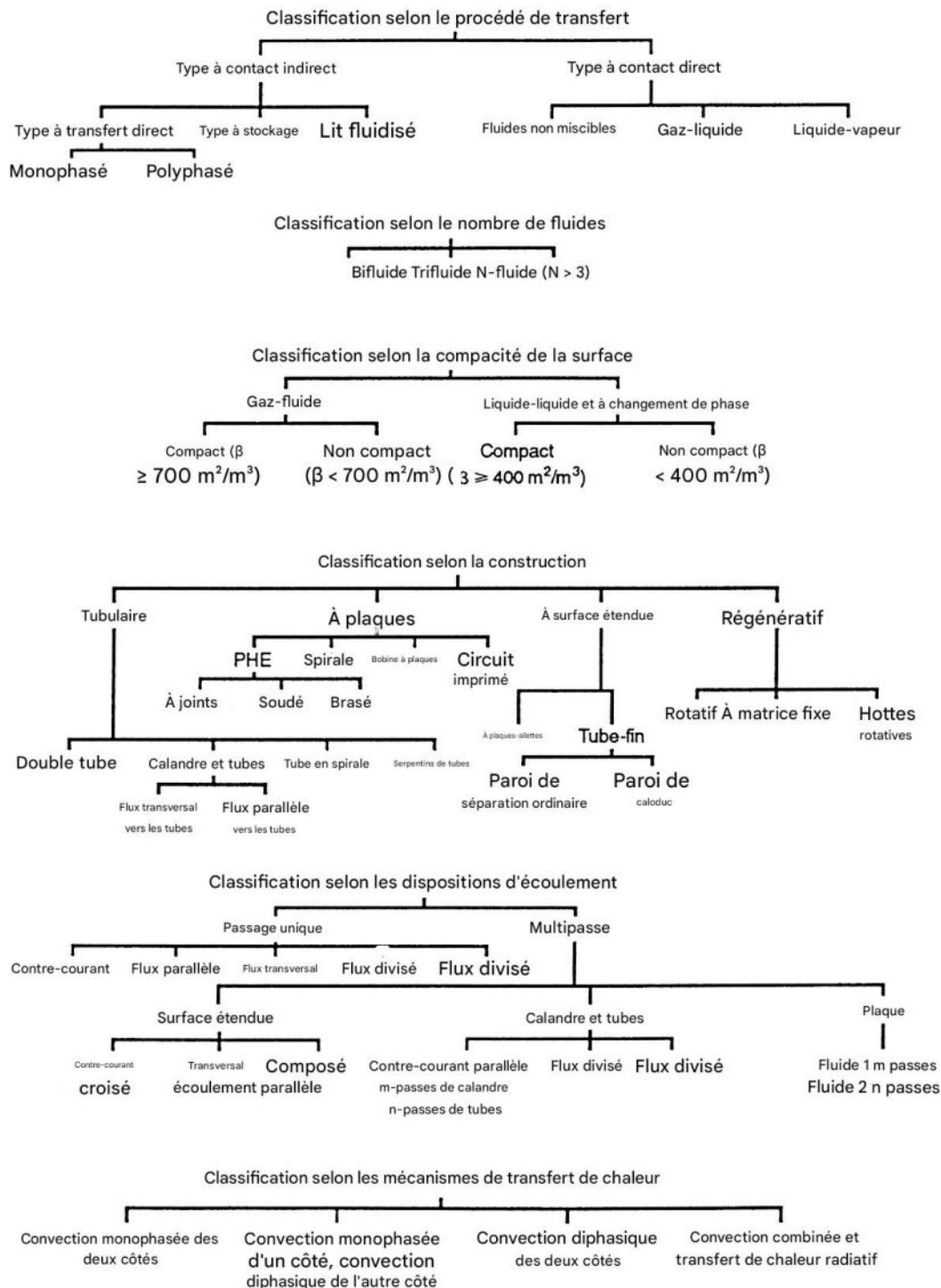


Figure I.5 Classification des échangeurs de chaleur

2. Classification Selon les Processus de Transfert

Les échangeurs sont classés en types à contact indirect (fluides séparés par une paroi) et à contact direct (fluides en contact direct, souvent avec transfert de masse).

2.1 Contact Indirect (Surface Heat Exchangers)

Les fluides restent séparés, le transfert est continu ou intermittent via une paroi imperméable.

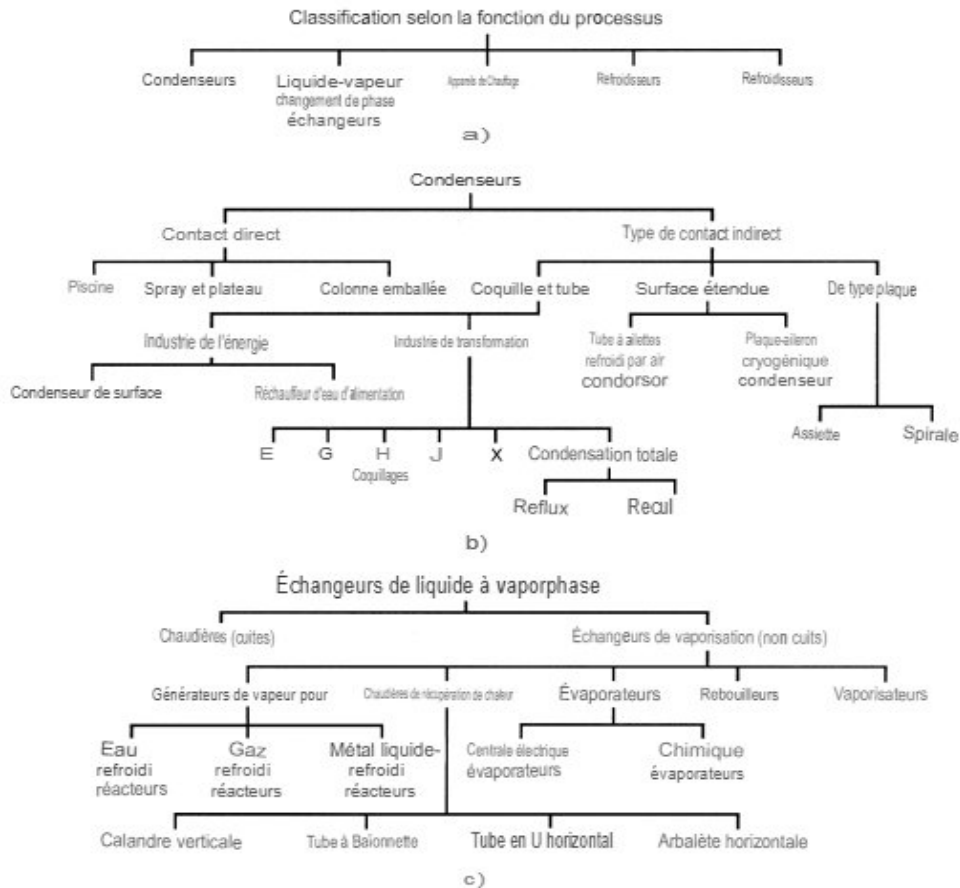


FIGURE 1.6 (a) Classification selon la fonction du procédé; (b) Classification des condenseurs; (c) Classification des échangeurs à changement de phase liquide-vapeur.

- Type Direct-Transfert (Récupérateurs) : Transfert continu entre fluides chauds et froids à travers une paroi. Pas de mélange, pas de pièces mobiles généralement. Exemples : tubulaires (coquille-et-tubes), plaques, surfaces étendues. Sous-types : surfaces primaires (sans ailettes, ex. : tubes lisses) et surfaces étendues (avec ailettes pour augmenter l'aire). La plupart des échangeurs industriels sont des récupérateurs.

Théorie : méthode ϵ -NTU standard.

- Type Stockage (Régénérateurs) : Transfert intermittent. Les fluides alternent dans les mêmes passages ; la matrice (surface poreuse ou cellulaire) stocke la chaleur du fluide chaud et la libère au fluide froid. Périodes : "hot blow" (fluide chaud) et "cold blow" (fluide froid). Fuites inévitables : carryover (fluide piégé) et pression (différences de pression). Utilisés pour gaz-gaz avec transfert sensible (jusqu'à 5% humidité). Exemples : rotatifs pour turbines à gaz.

Théorie : ϵ -NTU modifiée pour capacité de stockage. Pas de formules spécifiques ici, mais efficacité réduite par fuites.

- Type Lit Fluidisé : Un côté immergé dans un lit de particules solides fluidisées par un fluide ascendant. À une vitesse critique, les particules "flottent" comme un liquide, augmentant le mélange et le coefficient de transfert (conductivité apparente infinie). Applications : séchage, adsorption, combustion de charbon, réactions chimiques. Efficacité réduite par différence de température initiale diminuée ($T_{h,i} - T_{f,i}$).

Théorie : ϵ -NTU modifiée (Suo, 1976). Formule implicite : différence de température réduite due à fluidisation.

2.2 Contact Direct

Fluides en contact direct, puis séparés. Souvent avec transfert de masse (évaporation) dominant (>90% énergie). Avantages : hauts taux de transfert, bas coût, pas de salissure.

Limites : fluides doivent être compatibles.

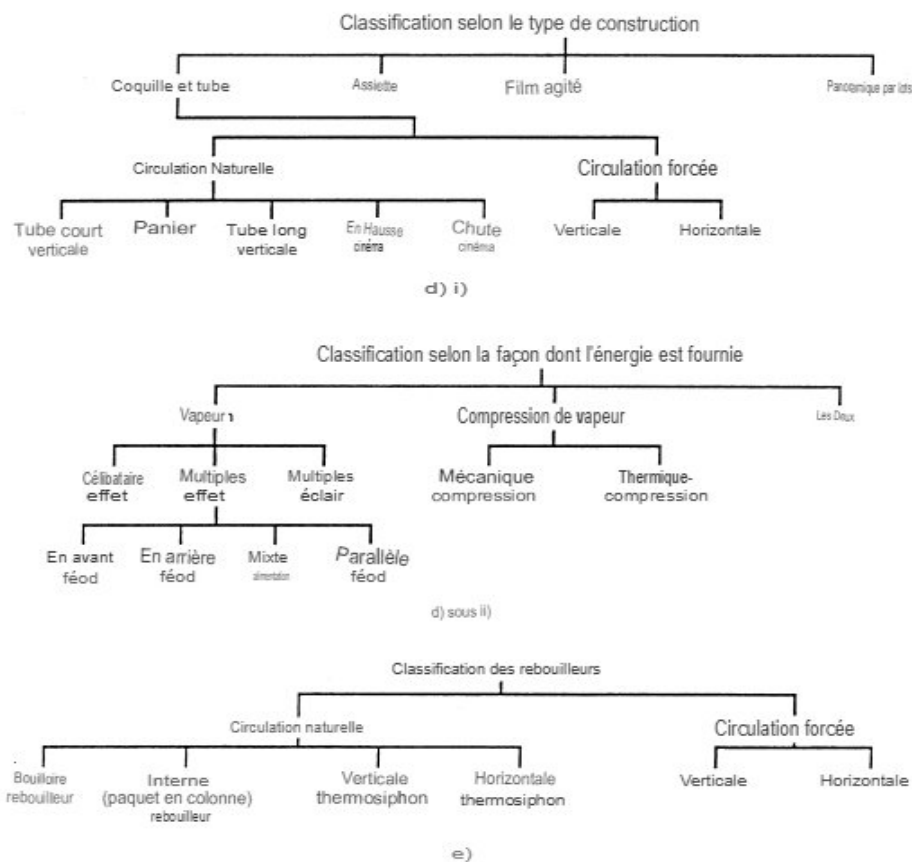


FIGURE 1.7 (d) classification des évaporateurs chimiques selon (i) le type de construction et (ii) le mode d'approvisionnement en énergie (Shah et Mueller, 1988) ; (e) classification des rebouilleurs.

- Fluides Immiscibles : Deux fluides non miscibles en contact (ex. : condensation de vapeurs organiques avec eau/air).

- Gaz-Liquide : Gaz (air) et liquide basse pression (eau) séparables. Ex. : tours de refroidissement humides (évaporation partielle), chambres de pulvérisation pour climatisation.

- Liquide-Vapeur : Vapeur condensée avec eau (ex. : désurchauffeurs, réchauffeurs d'eau d'alimentation ouverts en centrales électriques).

3. Classification Selon le Nombre de Fluides

- Deux Fluides : La plupart des applications (chauffage/refroidissement, récupération). Théorie de conception principale du livre.
- Trois Fluides ou Plus : Utilisés en cryogénie, procédés chimiques (ex. : séparation air, hélium-air, synthèse ammoniac). Jusqu'à 12 fluides possibles.
Théorie algébriquement complexe, non couverte dans le livre.

4. Classification Selon la Compacité de Surface

Basée sur la densité de surface de transfert (β , m²/m³) ou diamètre hydraulique (D_h , mm). Compacts : grande aire par volume, réduisant espace, poids, coût, inventaire fluide. Ex. : gaz-fluide avec $\beta > 700$ m²/m³ ou $D_h \leq 6$ mm ; liquide/deux-phases avec $\beta > 400$ m²/m³. Non-compacts : $\beta < 100$ m²/m³ (ex. : coquille-et-tubes). Méso : $\beta > 3000$ m²/m³ (D_h 0.1-1 mm). Micro : $\beta > 15000$ m²/m³ (D_h 0.001-0.1 mm).

Formules :

- Pour échangeurs plaques, plaques-ailettes, régénérateurs :

$$\beta_1 = \frac{A_h}{V_h} \quad \text{or} \quad \frac{A_c}{V_c}$$

- Pour tubes-ailettes, coquille-et-tubes :

$$\beta_2 = \frac{A_h}{V_{\text{total}}} \quad \text{or} \quad \frac{A_c}{V_{\text{total}}}$$

- Diamètre hydraulique :

$$D_{h,q} = \frac{4(\pi/4)(D_o^2 - D_i^2)}{\pi D_i} = \frac{D_o^2 - D_i^2}{D_i} \quad D_{h,\Delta p} = \frac{4(\pi/4)(D_o^2 - D_i^2)}{\pi(D_o + D_i)} = D_o - D_i$$

Exemples : compacts pour gaz (plaques-ailettes, tubes-ailettes, régénérateurs rotatifs) ; liquides (plaques jointées/soudées/brasées, circuits imprimés). Arrangements : croisé simple, contre-courant, multipasses croisé-contre-courant pour haute efficacité.

5. Classification Selon la Construction

- Tubulaires : Coquille-et-tubes, double-tubes, spirales. Robuste pour hautes pressions/températures.
- Plaques : Jointées, soudées, brasées, imprimées. Compactes, faciles à nettoyer.
- Surfaces Étendues : Avec ailettes (secondaires) pour augmenter l'aire (réduire résistance thermique). Surfaces primaires : directes ; secondaires : indirectes (ailettes).
- Régénératifs : Matrice rotative ou fixe (poreuse).

Surfaces : primaires (contact direct fluides) vs. secondaires (ailettes pour mélange/structure).

6. Classification Selon les Arrangements d'Écoulement

- Contre-Courant : Fluides opposés, haute efficacité.
 - Parallèle : Fluides mêmes direction.
 - Croisé : Fluides perpendiculaires.
 - Multipasses : Combinaisons (ex. : croisé-contre-courant pour compacts).
- Autres : divisé, spiralé, etc.

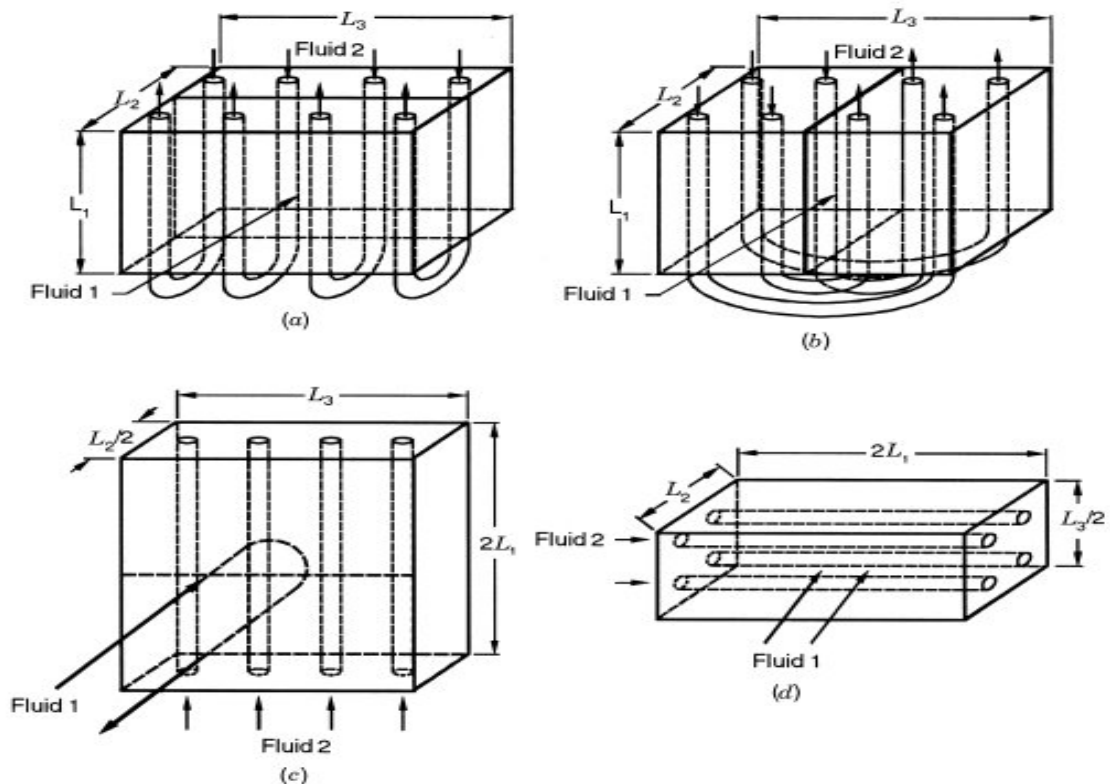


FIGURE I.8 (a) Échangeur à contre-courant croisé à deux passes; (b) Échangeur à courant croisé simple passe; (c, d) Échangeurs dépliés de (a) et (b), respectivement.

7. Classification Selon les Mécanismes de Transfert de Chaleur:

- Phase Simple des Deux Côtés : Chaleur sensible seulement.
- Phase Simple d'Un Côté, Deux-Phases de l'Autre : Avec condensation/évaporation.
- Deux-Phases des Deux Côtés : Rare.
- Combiné Convection/Rayonnement : Pour hautes températures.

Chapitre II :
Technologie de préchauffeur
P30-GA-21-01 A/B

II.1) Introduction :

Avant d'aborder l'étude détaillée des préchauffeurs P30-GA-21-01 A/B de l'unité UTBS, il convient tout d'abord de développer, d'un point de vue théorique, le principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur à tête flottante. Cette présentation vise à en décrire les composants principaux et leur rôle respectif.

II.2) Échangeurs de Chaleur Tubulaires :

Ces échangeurs sont généralement constitués de tubes circulaires, bien qu'elliptiques, rectangulaires, ou des tubes torsadés ronds / plats ont également été utilisés dans certaines applications. Il y a une considérable flexibilité dans la conception car la géométrie du noyau peut être modifiée facilement en changeant le diamètre, longueur et disposition du tube. Des échangeurs tubulaires peuvent être conçus pour la haute pression par rapport à l'environnement et différences de pression élevées entre les fluides.

Les échangeurs tubulaires sont principalement utilisés pour le changement liquide-liquide et liquide-phase applications de transfert de chaleur (condensation ou évaporation). Ils sont utilisés pour le gaz-liquide et les applications de transfert de chaleur gaz-gaz principalement lorsque la température de fonctionnement et/

ou la pression est très élevée ou l'encrassement est un problème grave d'au moins un côté du fluide et non d'autres types d'échangeurs fonctionneraient. Ces échangeurs peuvent être classés en échangeurs à calandre et à tubes, à double tube et à tubes spiralés. Ce sont tous des échangeurs à surface primaire sauf pour les échangeurs ayant des ailettes à l'extérieur/à l'intérieur des tubes.

1.1 Échangeurs à calandre et à tubes:

Cet échangeur, représenté sur la Fig. 2.1, est généralement construit d'un faisceau de tubes ronds montés dans une coque cylindrique avec l'axe du tube parallèle à celle de la coque.

Un fluide circule à l'intérieur des tubes, l'autre circule à travers et le long de la tubes. Les principaux composants de cet échangeur sont les tubes(ou faisceau de tubes), la coque, la tête d'extrémité avant, la tête d'extrémité arrière, les chicanes et les plaques tubulaires, et sont décrits brièvement plus loin dans ce document sous-section.

Une variété de constructions internes différentes sont utilisées dans les échangeurs à calandre et à tubes, en fonction des performances de transfert de chaleur et de perte de charge souhaitées et des méthodes utilisées pour réduire les contraintes thermiques, pour éviter les fuites, pour faciliter le nettoyage, pour contenir les pressions et les températures de fonctionnement, pour contrôler la corrosion, pour s'adapter flux hautement asymétriques, et ainsi de suite. Les échangeurs tubulaires sont classés et construits conformément à la TEMA (Fabricants d'échangeurs tubulaires) largement utilisée

Association) normes (TEMA, 1999), DIN et autres normes en Europe et ailleurs, et ASME (American Society of Mechanical Engineers) chaudière et pression codes des navires. TEMA a développé un système de notation pour désigner les principaux types d'échangeurs tubulaires. Dans ce système, chaque échangeur est désigné par une lettre à trois lettres combinaison, la première lettre indiquant le type de tête frontale, la seconde la coque type, et le troisième le type de tête arrière. Ceux-ci sont identifiés sur la Fig. 2.2. Certains communs les échangeurs à calandre et à tubes sont AES, BEM, AEP, CFU, AKT et AJW. Ça devrait être souligné qu'il existe d'autres types spéciaux d'échangeurs à calandre et à tubes commercialement disponibles avec des têtes avant et arrière différentes de celles de la Fig. 2.6. Ceux les échangeurs peuvent ne pas être identifiables par la désignation de la lettre TEMA.

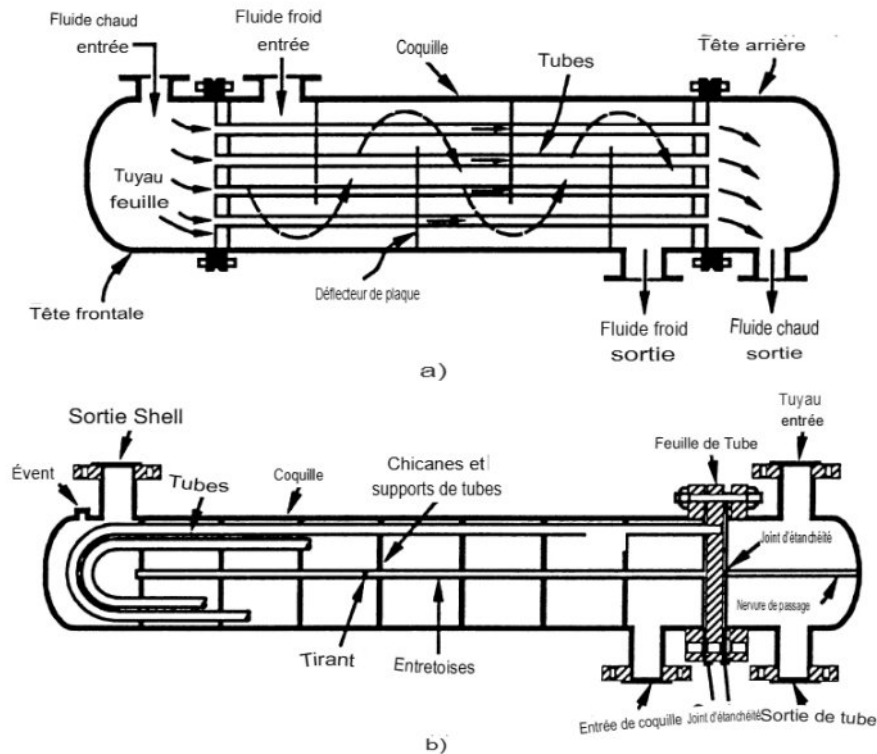


FIGURE II.1 (a) Échangeur à calandre et tubes (BEM) avec un passage de calandre et un passage de tubes ; (b) échangeur à calandre et tubes (BEU) avec un passage de calandre et deux passages de tubes.

Les trois types les plus courants d'échangeurs à calandre et à tubes sont (1) les plaques tubulaires fixes conception, (2) conception de tube en U et (3) type à tête flottante. Dans les trois types, le frontal la tête est fixe tandis que la tête arrière peut être fixe ou flottante (voir Fig. 2.2), en fonction des contraintes thermiques dans la coque, le tube ou la plaque tubulaire, dues à la température différences résultant du transfert de chaleur.

Les échangeurs sont construits selon trois normes mécaniques qui spécifient conception, fabrication et matériaux des échangeurs de chaleur à calandre et tubes non cuits. La classe R est pour les exigences généralement sévères du pétrole et des applications de traitement connexes. La classe C correspond aux exigences généralement modérées pour les procédés commerciaux et généraux applications.

La classe B est destinée au service des procédés chimiques. Les échangeurs sont construits pour se conformer avec le Code ASME applicable pour chaudières et appareils sous pression, Section VIII (1998), et autres codes et/ou normes pertinents. Les normes TEMA complètent et définissent les Code ASME pour les applications d'échangeur de chaleur. En outre, les codes d'État et locaux applicables à l'emplacement de l'usine doit également être respecté.

Les normes TEMA précisent les tolérances de fabrication pour diverses pièces mécaniques classes, gamme de tailles et de pas de tubes, plaques de chicanage et de support, pression classification, formules d'épaisseur des feuilles tubulaires, etc., et doivent être consultées pour tous ces détails. Dans ce livre, nous considérons uniquement les normes TEMA le cas échéant, mais il existe d'autres normes, telles que DIN 28 008.

Les échangeurs tubulaires sont largement utilisés dans l'industrie pour les raisons suivantes. Elles le sont conçu sur mesure pour pratiquement toutes les capacités et conditions de fonctionnement, telles que de haute vide à très haute pression [plus de 100 MPa (15 000 psig)], de la cryogénie à la haute températures [environ 1100°C (2000°F)] et toutes différences de température et de pression entre les fluides, limité uniquement par les matériaux de construction.

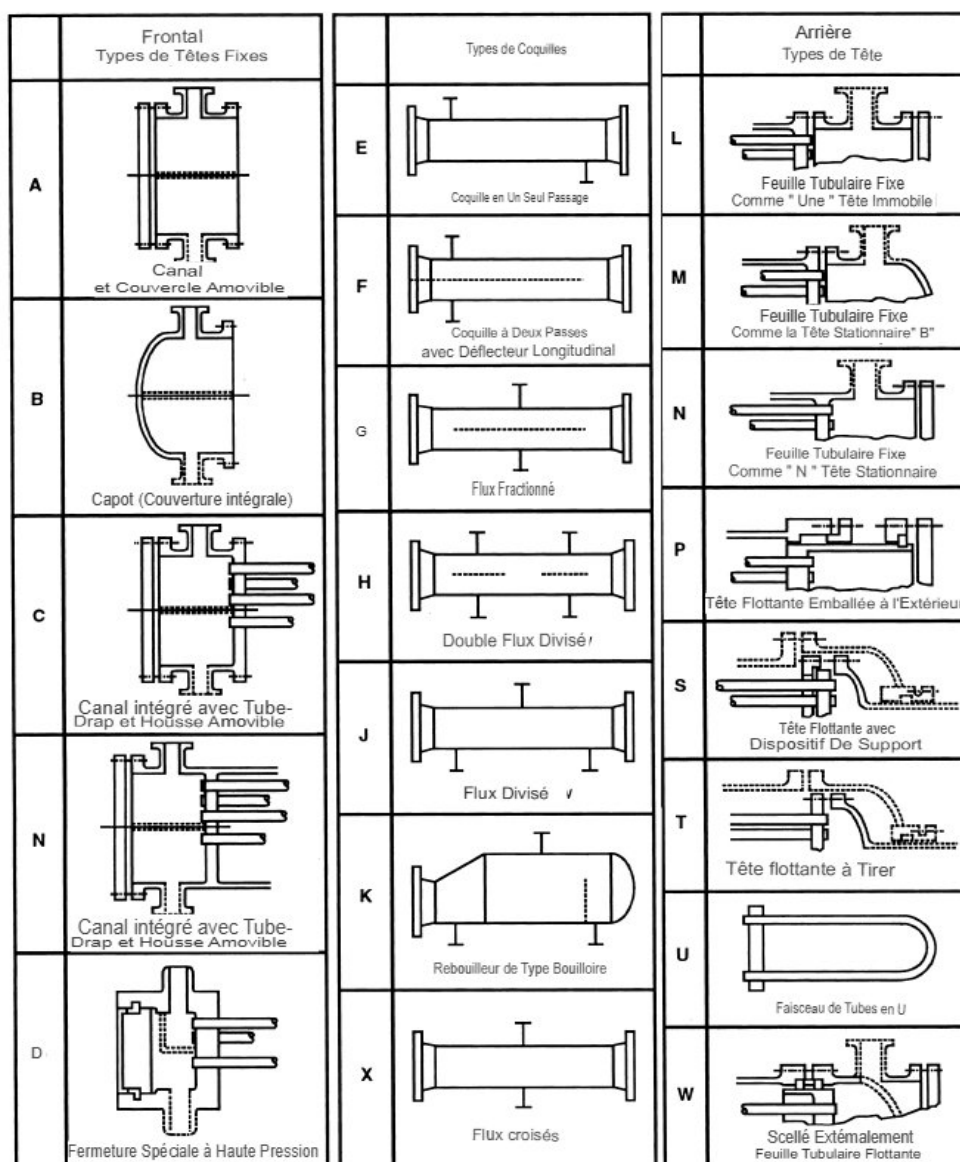


FIGURE II.2 Types standards de coquille et types de têtes avant et arrière (d'après TEMA, 1999).

Ils peuvent être conçus pour des conditions de fonctionnement particulières : vibration, encrassement important, fluides très visqueux, érosion, corrosion, toxicité, radioactivité, mélanges multicomposants, etc. Ce sont les échangeurs les plus polyvalents, fabriqués à partir de divers matériaux métalliques et non métalliques (tels que le graphite, le verre et le Téflon) et allant de petites tailles [0,1 m² (1 ft²)] à des tailles supergéantes [plus de 105 m² (10 ft²)] de surface. Ils sont largement utilisés comme échangeurs de chaleur de procédé.

Dans les industries de raffinage du pétrole et de la chimie ; en tant que générateurs de vapeur, échangeurs de chaleur, chauffe-eau de chaudière et refroidisseurs d'huile dans les centrales électriques ; en tant que condensateurs et évaporateurs dans certaines applications de climatisation et de réfrigération ; dans les applications de récupération de chaleur perdue avec récupération de chaleur à partir de liquides et de fluides condensants ; et dans le contrôle environnemental.

Ensuite, les principaux composants des échangeurs à tubes et calandre sont brièvement décrits.

Tubes :

Des tubes ronds de différentes formes sont utilisés dans les échangeurs à calandre et à tubes. Les plus courants sont les faisceaux tubulaires avec des tubes droits et en U (Fig. 2.1) utilisés dans les échangeurs de l'industrie des procédés et de l'énergie. Cependant, des tubes à ondulation sinusoïdale, en J, en L ou en forme de crosse de hockey, ainsi que des cosses de hockey inversées, sont utilisés dans les échangeurs nucléaires avancés pour accommoder une grande dilatation thermique des tubes. Certaines des géométries de tubes améliorées utilisées dans les échangeurs à calandre et à tubes sont présentées à la Fig. 2.3. Les tubes en forme de serpentin, hélicoïdaux et à bayonnette sont d'autres formes de tubes (montrées à la Fig. 2.4) utilisées dans les échangeurs à calandre et à tubes. Dans la plupart des applications, les tubes ont des parois simples, mais lorsqu'ils travaillent avec des matières radioactives,

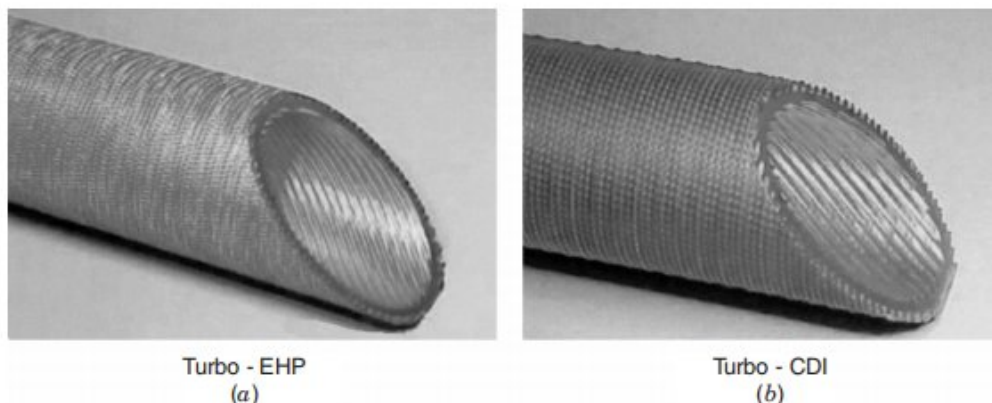


FIGURE II.3: Quelques géométries de tubes améliorées utilisées dans les échangeurs à calandre et à tubes : (a) tube évaporateur amélioré interne et externe ; (b) tube condenseur amélioré interne et externe. (Avec l'aimable autorisation de Wolverine Tube, Inc., Decatur, AL.)

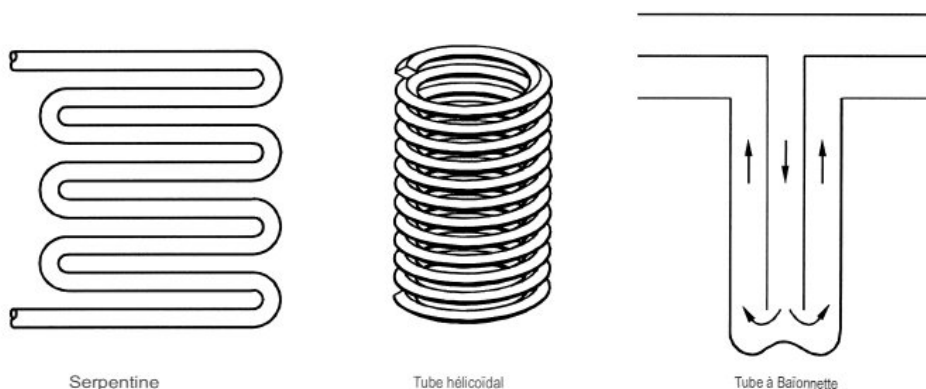


FIGURE II.4 Configurations supplémentaires de tubes utilisées dans les échangeurs à coque et à tubes.

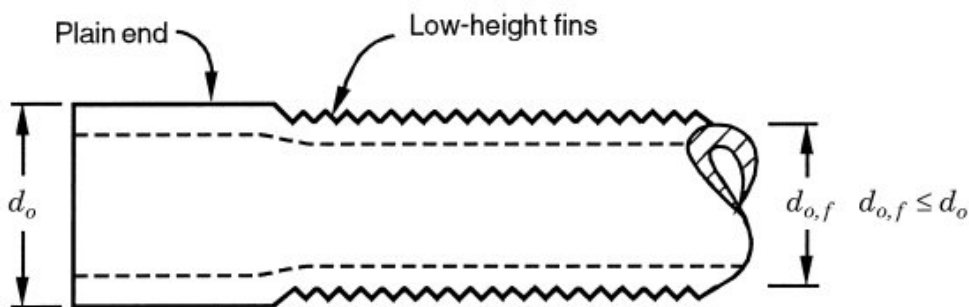


FIGURE II.5 Tubes à nageoires basses. L'extrémité lisse s'insère dans la plaque de tubes.

des fluides réactifs ou toxiques et de l'eau potable, des tubes à double paroi sont utilisés. Dans la plupart des applications, les tubes sont nus, mais lorsque du gaz ou un liquide à faible coefficient de transfert de chaleur est utilisé sur le côté coque, des ailerons de faible hauteur (ailerons bas) sont utilisés du côté de la coque. De plus, des surfaces d'ébullition spéciales à haut flux utilisent des tubes modifiés à ailettes basses. Ce sont généralement des ailettes intégrales fabriquées à partir d'un tube à paroi épaisse, représenté sur la Fig. 2.5. Les tubes sont étirés, extrudés ou soudés, et ils sont fabriqués à partir de métaux, de plastiques et de céramiques, selon les applications.

Coquilles:

L'enveloppe est un récipient pour le fluide de l'enveloppe. {Habituellement, il est de forme cylindrique avec une section transversale circulaire, bien que des coques de formes différentes soient utilisées dans des applications spécifiques et dans des échangeurs de chaleur nucléaires pour se conformer à la forme du faisceau de tubes. La coquille est fabriquée à partir d'un tuyau circulaire si le diamètre de la coque est inférieur à environ 0,6 m (2 pi) et est fabriquée à partir d'une plaque métallique laminée et soudée longitudinalement pour des diamètres de coque supérieurs à 0,6 m (2 pieds). Sept types de configurations de shell, normalisées par TEMA (1999), sont les suivantes, F, G, H, J, K et X, représentés sur la Fig. 2.2. La coque E est la plus courante, en raison de sa faible coût et simplicité, et a la correction de différence de température log-moyenne la plus élevée facteur F. Bien que les tubes puissent avoir simple ou passes multiples, il y a une passe du côté de la coque. Pour augmenter la température moyenne différence et donc efficacité de l'échangeur, un agencement à contre-courant pur est souhaitable pour un échangeur à deux passages de tubes. Ceci est réalisé en utilisant une coque F ayant un déflecteur longitudinal et résultant en deux passes de coque. Coquilles à flux divisé et divisé, telles que comme G, H et J (voir Fig. 2.2), sont employés pour des applications spécifiques, telles que le thermosiphon chutes de basse pression côté chaudière, condenseur et coque. La coque K est un rebouilleur de bouilloire utilisé pour les applications d'ébullition en piscine. La coque X est un échangeur à flux transversal et est utilisée pour les basses chute de pression du côté de la coque et/ou pour éliminer la possibilité d'écoulement induit vibrations.

buses :

Les orifices d'entrée et de sortie pour les fluides de la coque et du tube, appelés buses, sont des tuyaux de section transversale constante soudés à la coque et aux canaux. Ils sont habitués à répartir ou collecter le fluide uniformément sur les côtés de la coque et du tube. Notez qu'ils diffèrent de la buse utilisée comme dispositif de dosage de fluide ou dans les moteurs à réaction, qui a une zone d'écoulement le long de la longueur d'écoulement

Têtes avant et arrière :

Ceux-ci sont utilisés pour l'entrée et la sortie du fluide du tube; dans de nombreuses têtes arrière, une disposition a été prise pour prendre en charge l'expansion thermique du tube. La tête frontale est fixe, tandis que la tête arrière peut être soit stationnaire (ne permettant aucune dilatation thermique du tube), soit flottante, en fonction de la température contraintes entre les tubes et la coque. Les principaux critères de sélection du front-end les têtes sont le coût, la maintenance et l'inspection, le danger dû au mélange de la coque et du tube fluides et fuites aux pressions ambiantes et de fonctionnement. Les principaux critères de sélection de la tête arrière sont la tolérance pour les contraintes thermiques, une disposition pour éliminer le faisceau de tubes pour nettoyer le côté de la coque, prévention du mélange des fluides du tube et de la coque, et sceller tout chemin de fuite pour le fluide de la coque à l'air ambiant.

Chicanes:

Les chicanes peuvent être classées en types transversaux et longitudinaux. Le but de les chicanes longitudinales consistent à contrôler la direction d'écoulement globale du fluide de la coque de telle sorte qu'un la disposition d'écoulement globale souhaitée des deux flux de fluide est obtenue. Par exemple, F, Les coques G et H ont des chicanes longitudinales (voir Fig. 2.2). Les chicanes transversales peuvent être classé comme chicanes à plaques et chicanes à grille (tige, bande et autres chicanes à écoulement axial). Chicanes à plaques sont utilisés pour soutenir les tubes pendant l'assemblage et le fonctionnement et pour diriger le fluide dans le faisceau de tubes approximativement perpendiculairement aux tubes pour obtenir une chaleur plus élevée coefficients de transfert. Les chicanes à plaques augmentent la turbulence du fluide de la coque et minimisent différences de température tube à tube et contraintes thermiques dues à l'écoulement transversal. Illustré sur la Fig. 2.6 sont des chicanes à un et plusieurs segments et des chicanes à disques et à beignets.

Les chicanes à simple et double segment sont utilisées le plus fréquemment en raison de leur capacité à transfert de chaleur maximum d'aide (dû à un coefficient de transmission de chaleur de haut-coquille-side) pour a compte tenu de la chute de pression dans un minimum d'espace. Triple et sans tubes dans la fenêtre les chicanes segmentaires sont utilisées pour les applications à faible perte de charge. Le choix du type de déflecteur, l'espacement et la coupe sont déterminés en grande partie par le débit, le taux de transfert de chaleur souhaité, admissible chute de pression, support de tube et vibrations induites par l'écoulement. Chicanes à disques et à beignets/ les plaques de support sont principalement utilisées dans les échangeurs de chaleur nucléaires. Ces chicanes pour le nucléaire les échangeurs ont de petites perforations entre les trous de tube pour permettre une combinaison deécoulement transversal et longitudinal pour une chute de pression inférieure côté coque. Le combiné l'écoulement se traduit par un coefficient de transfert de chaleur légèrement plus élevé que celui des longitudinaux purs débit et minimise les différences de température tube à tube. Chicanes de tige (ou de barre), les plus type commun de déflecteur de grille, utilisé pour soutenir les tubes et augmenter la turbulence du fluide de coque, sont représentés sur la Fig.2.7. L'écoulement dans un échangeur de chaleur àchicane à tige est parallèle à les tubes et les vibrations induites par l'écoulement sont pratiquement éliminés par le support de chicane de les tubes. Une alternative à un échangeur de chaleur à chicane à tige est l'utilisation de tubes torsadés (après en aplatissant les tubes circulaires, ils sont tordus), représentés sur la Fig. 2.8. Tubes torsadés provide la rigidité et élimine les vibrations du tube induites par l'écoulement, peut être nettoyé facilement sur le côté coquille avec hydrojets, et peut être nettoyé facilement à l'intérieur des tubes, mais ne peut pas être retubed. Les tubes à ailettes basses sont également disponibles dans une configuration à tubes torsadés. A échangeur tubulaire à chicanes hélicoïdales avec chicanes comme illustré à la Fig. 2.8. a également le avantages suivants: une chute de pression inférieure côté coque tout en maintenant la chaleur élevée coefficient de transfert d'un échangeur segmentaire, flux de fuite réduits et élimination des zones mortes et des zones de recirculation (réduisant ainsi l'encrassement).

Chaque échangeur tubulaire a des chicanes transversales à l'exception des coques X et K, qui avoir des plaques de support car le seul but de ces chicanes transversales est de supporter le tubes.

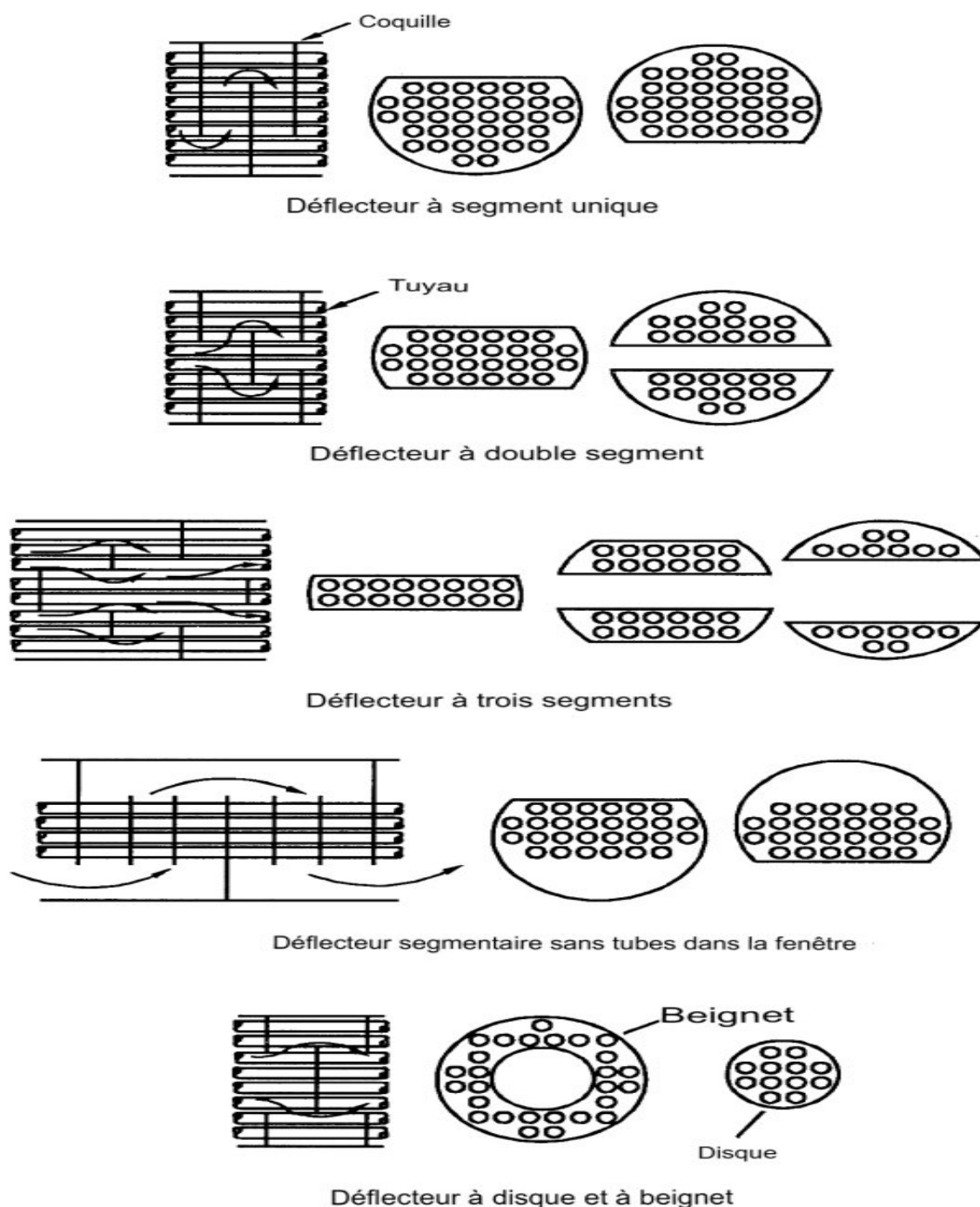


FIGURE II.6 Types de plaque bae, modifiés d'après Mueller (1973)

Plaques tubulaires:

Celles-ci sont utilisées pour maintenir les tubes aux extrémités. Une plaque tubulaire est généralement une plaque métallique ronde avec des trous percés pour le motif de tube souhaité, des trous pour les tiges de liaison (qui sont utilisées pour espacer et maintenir les déflecteurs de plaque), des rainures pour les joints, et des trous de boulons pour le collage à la coque et au canal. Pour éviter les fuites du fluide de la coque à la traversée de plaque tubulaire à travers un jeu entre le trou de la tube et le tube, les joints tube-plaque tubulaire sont réalisés par de nombreuses méthodes, telles que l'expansion des tubes, le roulage des tubes, l'expansion hydraulique des tubes, le soudage explosif des tubes, le bourrage des joints, ou le soudage ou brasage des tubes à la plaque tubulaire. Le joint tube-plaque tubulaire étanche réalisé par le procédé de roulage conventionnel est montré à la Fig. 2.10.

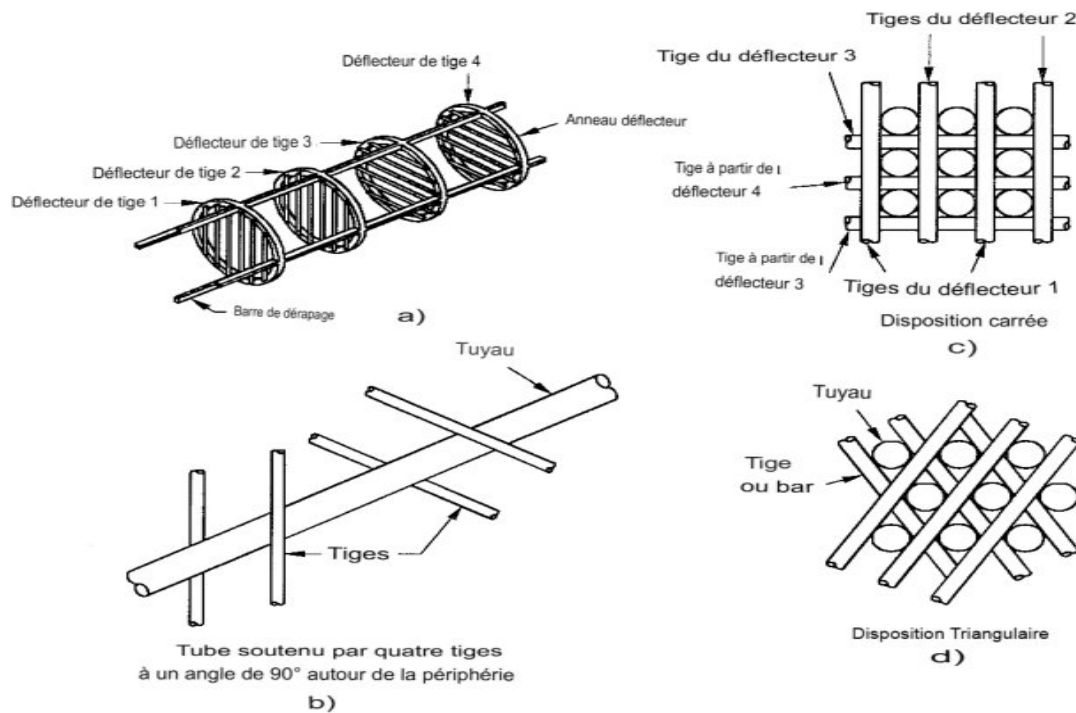


FIGURE II.7 (a) Quatre déflecteurs à tige maintenus par des barres de glissement (aucun tube montré) ; (b) tube dans un échangeur avec déflecteur à tige soutenu par quatre tiges ; (c) disposition carrée des tubes avec tiges ; (d) disposition triangulaire des tubes avec tiges (Shah, 1981).

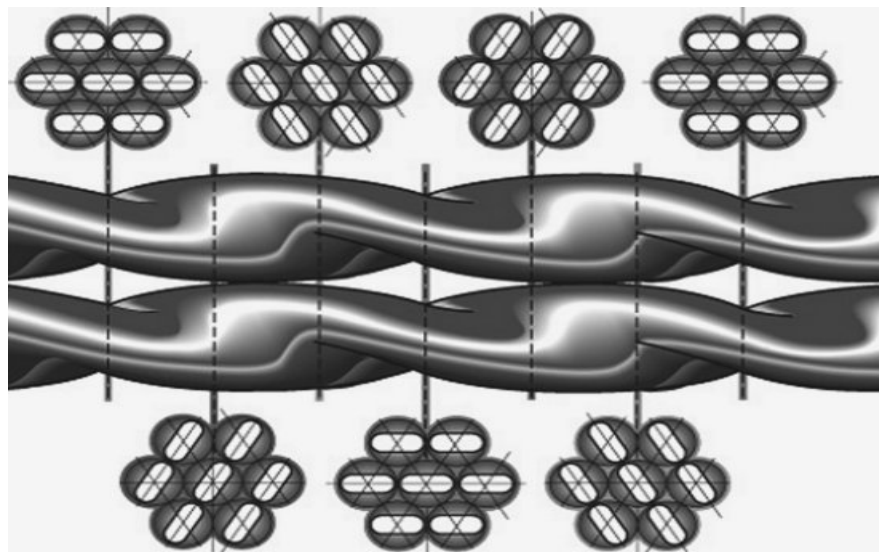


FIGURE II.8 Faisceau de tubes torsadés pour un échangeur à calandre et tubes.

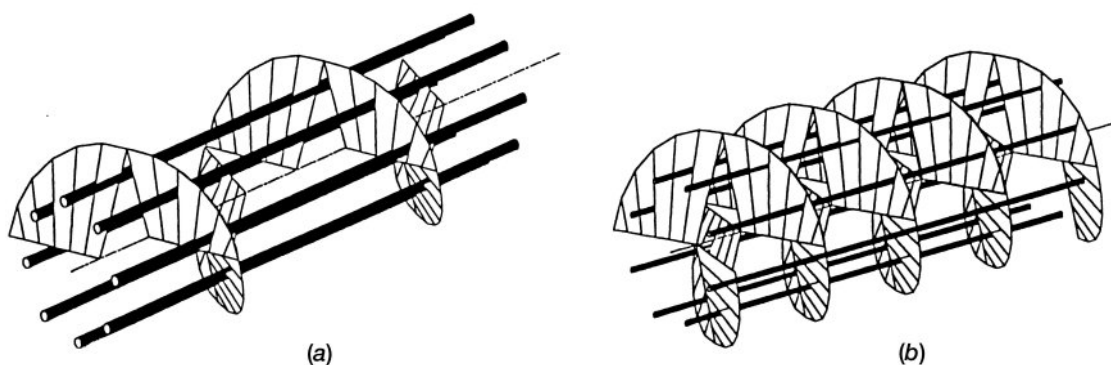


FIGURE II.9 Échangeur à coquille et tubes avec déflecteur hélicoïdal .

II.3) Description de Préchauffeur P30-GA-21-01 A/B :

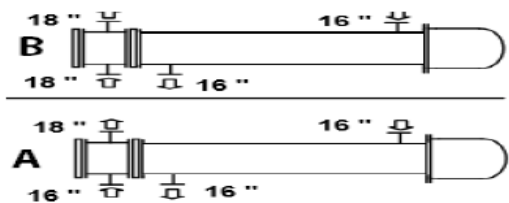
Référence		ASME VIII div1 /TEMA R /API 660 /DPEM			
Surface		851 m²			
Dimension		1200-6096 AES			
Type de fluide		Huile/Huile			
Poids		Calandre : 17430 kg	Tube : 10900 kg		
Nombre du tube 915	Øext : 25.40 mm	épaisseur : 2.77mm	Longueur : 6096mm		
Chicanes		Simple segmentation 716 mm			
Déflecteur		Oui			
Diamètre des tubulures 		Calandre		Tube	
		Entrée 16 " 150 RF	Sortie 16 " 150 RF	Entrée 16"A 18"B 150 RF	Sortie 18" 150 RF
Nombre de passe		Calandre : 1	Tube : 2		
Type de bride		WN RF			
Type de joint		10			

Tableau II 1Description de préchauffeur.

II.4) Fonction du préchauffeur :

Le préchauffeur intégré à la colonne de stabilisation comprend deux échangeurs huile/huile, montés en série côté tubes. Ces échangeurs permettent de réchauffer approximativement 80 % de l'huile issue du dessaleur afin d'atteindre la température requise pour l'alimentation de la colonne. La chaleur nécessaire provient de l'huile stabilisée extraite du bas de la colonne et circulant côté calandre.

La température de sortie est contrôlée à l'aide du régulateur 21-TIC-0X101, réglé à 120°C. Ce dernier agit en mode split-range sur les vannes 21-TV-0X101 A et B : la première contrôle la sortie d'huile chaude du second échangeur, tandis que la seconde agit en by-pass à l'entrée du premier.

Equipement	PX0-GA-21-01 A/B
Chaleur échangée	14.9 MW
Pression de service	6.9 Bar (tubes) / 5.6 Bar (calandre)
Température de service entrée	68°C (tubes) / 135 - 160°C (calandre)
Température de service sortie	82 – 114 °C (tubes) / 120°C (calandre)
Pression de calcul	23 Bar (tubes) / 8.8 Bar (calandre)
Température de calcul	160°C (tubes) / 206°C (calandre)

Tableau II 2 caractéristiques thermiques de préchauffeur P30-GA-21-01 A/B.

II.4) Problèmes de fonctionnement des échangeurs :

L'analyse des données de l'échangeur de chaleur P30-GA-21-01 A/B, révèle plusieurs problèmes de fonctionnement. Tout d'abord, une baisse progressive de l'efficacité thermique est observée, avec une diminution de la différence de température logarithmique probablement due à un encrassement croissant qui réduit le coefficient de transfert thermique. Ensuite, des fluctuations importantes des débits (Q) entre les côtés calandre et tubes indiquent un déséquilibre opérationnel, pouvant entraîner des surpressions ou une inefficacité. Enfin, une augmentation des pertes de charge (kd) suggère une résistance accrue, renforçant l'hypothèse d'encrassement. Ces problèmes nécessitent un nettoyage régulier et une stabilisation des débits pour optimiser les performances.. Dans le cadre de notre étude, l'encrassement sera considéré comme problématique principale.

II.4) Étude sur l'encrassement :

L'encrassement (ou *fouling* en anglais) désigne l'accumulation indésirable de dépôts solides sur les surfaces en contact avec un fluide, entraînant une réduction des performances thermiques, mécaniques ou hydrauliques des équipements. Ce phénomène est omniprésent dans de nombreux secteurs industriels comme l'énergie, l'agroalimentaire, l'automobile et l'assainissement. Il peut être d'origine particulaire, chimique, biologique ou organique, et ses conséquences incluent une baisse d'efficacité (jusqu'à 5-10 % de rendement perdu dans les échangeurs de chaleur), une augmentation des pertes de charge et des coûts de maintenance. Selon des études, l'encrassement représente jusqu'à 15 % des coûts énergétiques dans certains processus industriels.

1. Mécanismes de l'encrassement :

L'encrassement suit généralement quatre phases principales : initiation (adhésion initiale des particules), croissance (accumulation), consolidation (compactage) et possible réentraînement (érosion). La résistance thermique due à l'encrassement (R_f) est souvent modélisée par la formule approximative $R_f = \frac{d}{\lambda_f}$, où d est l'épaisseur du dépôt et λ_f sa conductivité thermique. Des facteurs comme la température, la vitesse du fluide et la taille des particules influencent la cinétique du dépôt : les petites particules ($< 10 \mu\text{m}$) déposent plus facilement à faible vitesse.

- Exemple expérimental : Une étude du GRETh (Groupement pour la Recherche sur les Échangeurs Thermiques) a analysé l'encrassement particulaire sur des tubes d'échangeurs en phase gazeuse. En utilisant des particules de sulfate de sodium de taille uniforme, les chercheurs ont montré que la résistance d'encrassement est maximale pour les petites particules et à faible débit de gaz, avec une forme de dépôt influencée par l'écoulement local autour des tubes à ailettes.

2.Types d'encrassement:

L'encrassement (*fouling*) se divise en six types principaux :

1. Particulaire : Dépôts de particules solides (ex. : suie dans les moteurs).
2. Chimique : Précipitation de sels (ex. : tartre dans les chaudières).
3. Biologique : Croissance de micro-organismes (ex. : biofilms dans l'agroalimentaire).
4. Organique : Accumulation de matières organiques (ex. : protéines dans les échangeurs).
5. Corrosion : Dépôts issus de la corrosion des surfaces.
6. Mixte : Combinaison de plusieurs types (ex. : sédiments + biofilms).

Chaque type dépend de facteurs comme la température, la vitesse du fluide ou la surface.

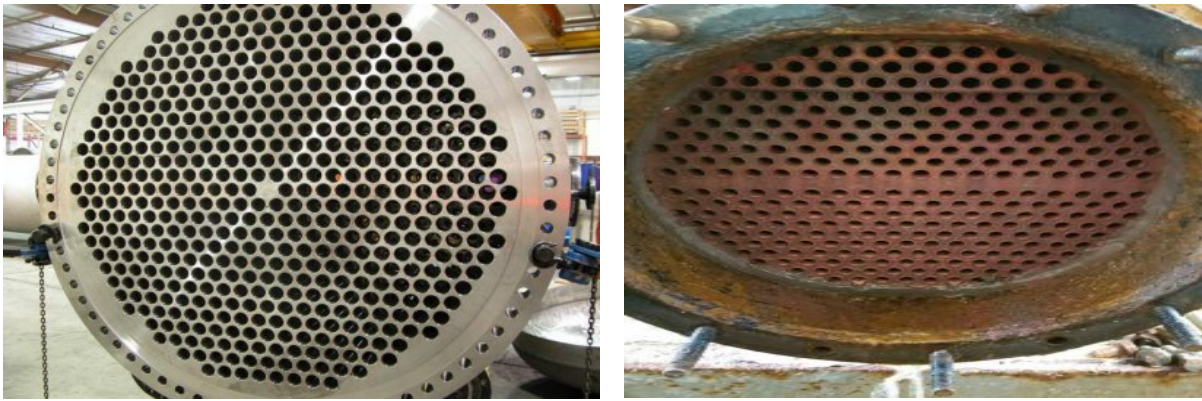


Figure II.10 : Echangeur encrassé et propre.

II.5) Effets et Aspects Généraux de la Maintenance des Échangeurs de Chaleur :

La maintenance des échangeurs de chaleur (tels que les types tubulaires, à plaques ou à faisceau) est essentielle pour maintenir leurs performances thermiques, prévenir les arrêts de production et prolonger leur durée de vie. Elle vise à contrer les principaux problèmes comme l'encrassement (fouling), qui réduit l'efficacité en augmentant la résistance thermique et les pertes de charge. Voici un aperçu des effets (impacts positifs et négatifs) et des processus principaux, basé sur des pratiques industrielles standard.

1. Effets de la Maintenance (Impacts) :

- Effets Positifs :

- Amélioration des Performances : Un entretien régulier restaure le coefficient de transfert thermique (U) et l'efficacité (ϵ), pouvant augmenter le flux de chaleur de 20-50 % après nettoyage. Par exemple, la réduction de la résistance due à l'encrassement (R_d) permet une meilleure récupération d'énergie, réduisant les coûts énergétiques.

- Prévention des Pannes : Évite les arrêts imprévus, qui peuvent coûter des milliers d'euros par heure en production. Une maintenance prédictive (via monitoring) détecte les anomalies précocement, prolongeant la MTBF (Mean Time Between Failures).

- Réduction des Coûts à Long Terme : Diminue l'usure accélérée et les réparations d'urgence ; par exemple, un nettoyage en place (NEP/CIP) évite les démontages fréquents, préservant les joints et plaques.

- Effets Négatifs (si Mal Gérée) :

- Risques Opérationnels : Un démontage inadéquat peut causer des fuites ou contaminations croisées entre fluides, entraînant des arrêts prolongés ou des risques de sécurité (pression, corrosion).

- Coûts Supplémentaires : Nettoyages chimiques mal dosés peuvent corroder les matériaux ; un encrassement non traité augmente la consommation d'énergie de 10-30 % et génère des alarmes (e.g., $\Delta P > 0,8$ bar).

- Impacts Environnementaux : Rejets de produits chimiques de nettoyage si non recyclés.

2. Processus Généraux de Maintenance :

Les processus varient selon le type d'échangeur (tubulaire vs. plaques) et sont classés en préventive, prédictive et corrective. Fréquence : tous les 3-6 mois pour préventive, annuelle pour inspections majeures.

2.1. Maintenance Préventive (Routinière) :

- Suivi des performances : Mesure des températures d'entrée/sortie, débits et pertes de charge (ΔP) pour détecter l'encrassement précoce (e.g., via ΔTLM – différence de température logarithmique moyenne).
- Nettoyage en Place (NEP/CIP) : Circulation de solutions chimiques (acides pour tartre, alcalins pour dépôts organiques) sans démontage. Durée : 4-8h ; efficace pour 80 % des cas.
- Inspection Visuelle : Vérification externe des joints, corrosion et vibrations.

2.2. Maintenance Prédictive :

- Monitoring en Ligne : Utilisation de capteurs (température, pression, débit) et logiciels pour prédire l'encrassement via tendances (e.g., augmentation de $R_d > 0,001 \text{ m}^2\text{K/W}$). élèvements de fluides pour détecter impuretés ; thermographie infrarouge pour hotspots.

2.3. Maintenance Corrective (Curative) :

- Nettoyage Manuel/Démontage : Pour échangeurs à plaques : Séparation des plaques, brossage haute pression ou ultrasons ; pour tubulaires : Extraction du faisceau, nettoyage mécanique (brosse rotative) ou chimique. Durée : 1-2 semaines ; inclut remplacement de joints usés.
- Tests d'Étanchéité : Hydrostatique (pression 1,5x opératoire, 2h de maintien) ou pneumatique.
- Réparations : Remplacement de tubes percés (dudgeonage) ou faisceaux entiers si corrosion $> 20 \%$

Recommandations Générales : Adapter au fluide (e.g., anti-tartre pour eaux dures) ; former le personnel ; documenter via GMAO (Gestion de Maintenance Assistée par Ordinateur).

3.Processus de Maintenance du Préchauffeur P30-GA-21-01 A/B :

Ce préchauffeur, situé dans l'Unité de Traitement de Brut Sud (UTBS) d'une raffinerie pétrolière (probablement en Algérie, d'après des études universitaires), est un échangeur à faisceau tubulaire à tête flottante (shell-and-tube). Il préchauffe le brut non stabilisé (côté tubes) avec de la vapeur (côté calandre). Caractéristiques thermiques : Surface 505 m^2 , U design $505 \text{ W/m}^2\text{K}$, ϵ 50 %, débit brut $900 \text{ m}^3/\text{h}$, température sortie cible 114°C . Il est sujet à un encrassement sévère par paraffine due au brut instable.

3.1.Effets de la Maintenance sur ce Préchauffeur :

- Encrassement (Sans Maintenance) : R_d passe de $0,001 \text{ m}^2\text{K/W}$ (propre) à $0,006 \text{ m}^2\text{K/W}$, réduisant U à $163\text{-}380 \text{ W/m}^2\text{K}$, ϵ à 29-31 %, et vitesse de circulation à 0,5-0,9 m/s (vs. 1,8 m/s design). Conséquences : ΔP tubes $> 1,3 \text{ bar}$ (alarme à 0,8 bar), température sortie $\sim 89\text{-}92^\circ\text{C}$, incapacité à stabiliser la colonne, surconsommation vapeur, et risques de colmatage total.
- Après Maintenance : $R_d < 0,002 \text{ m}^2\text{K/W}$, U $\sim 505 \text{ W/m}^2\text{K}$, $\epsilon \sim 31 \%$, ΔP stabilisé à 0,55 bar calandre. Restaure 80-90 % des performances design, évite arrêts, et optimise l'unité UTBS.

3.2.Processus de Maintenance Spécifiques :

Suivent la réglementation APG (Appareils à Pression à Gaz) : Révisions triennale/décennale par organisme agréé (e.g., ENACT). Dernière révision décennale (2016) : Démontage total, nettoyage, tests.

1. Maintenance Préventive :

- Contrôles quotidiens : Monitoring via transmetteurs (PDT-0X110 pour ΔP , PDG-0X102A/B pour pression), manomètres ; alarme si $\Delta P > 0,8 \text{ bar}$.
- Rinçage Sans Démontage : Via piquages 4" à l'entrée de chaque faisceau (A/B) pour rinçage ciblé des tubes encrassés.
- Changement Instruments : Régulateurs défectueux par mécaniciens.

2. Maintenance Curative/Révision Décennale :

- Démontage : Échafaudages, décalorifugeage, joints pleins calandre, extraction faisceau (grue/extracteur), transfert pour nettoyage.
- Nettoyage : Interne calandre ; mécanique/chimique faisceaux (élimine paraffine) ; boîtes/calottes/têtes flottantes. Analyse dépôts pour adapter (paraffine due à $T > 68^{\circ}\text{C}$ et faible débit).
- Inspection : Visuelle avant/après : Tubes int/ext propres, pas de corrosion/déformation chicanes. Constat initial : Encrassement interne par brut, paraffine en tête.
- Tests Hydrostatiques :
 - Calandre : Anneaux test, remplissage eau traitée, gonflage paliers (manomètre/enregistreur), maintien 2h (positif si stable), décompression/vidange/soufflage air.
 - Tubes : Remontage boîtes, remplissage tubes, gonflage 2h (positif), vidange/soufflage, remontage final.
- Remontage et Remise en Service : Installation instruments, calorifugeage.

Fréquence : Tous les 3 ans (triennale : inspections partielles) ; 10 ans (décennale : complète).

Durée : 2-4 semaines en arrêt unité.

.....Recommandations Spécifiques

- Installer filtres amont pour particules ; maintenir T entrée tubes $\sim 68^{\circ}\text{C}$ et débit design.
- Monitoring Continu : Corrélations Rd-temps, ΔP , vitesse ; analyser dépôts qualitativement.
- Optimisations : Isolation chambres pour rinçage sélectif ; personnel qualifié pour chimie/mécanique. Ces mesures minimisent l'encrassement récurrent et assurent conformité APG.

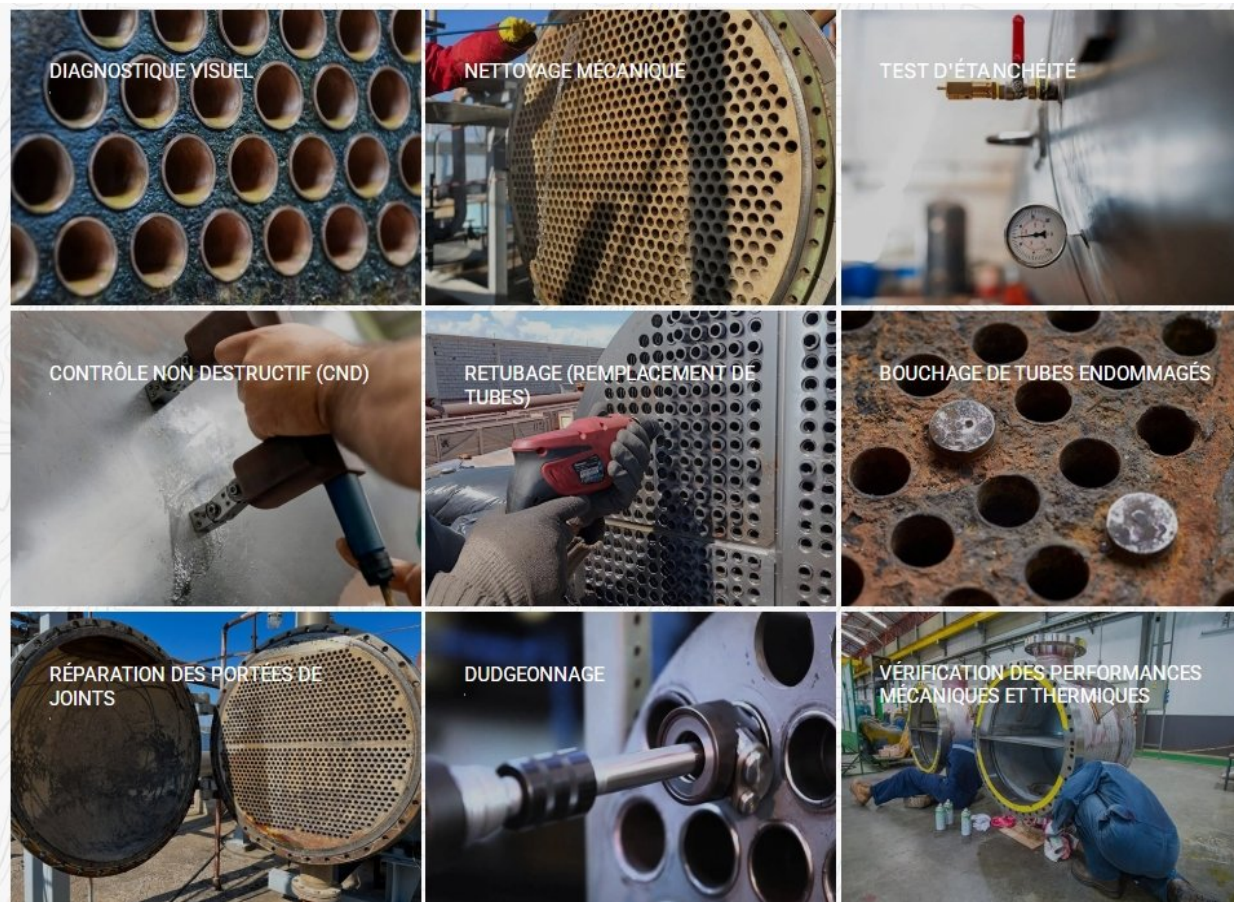


Figure II.11 .les operations de Maintenance des Échangeurs de Chaleur

II.5) Analyse des Recommandations TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) pour les Échangeurs de Chaleur :

Les normes TEMA, établies par la Tubular Exchanger Manufacturers Association, fournissent des lignes directrices pour la conception, la fabrication et la maintenance des échangeurs de chaleur tubulaires, notamment les coquille-et-tubes. Ces recommandations sont particulièrement pertinentes pour des équipements comme le préchauffeur P30-GA-21-01 A/B mentionné précédemment. Elles visent à assurer la fiabilité, la sécurité et l'efficacité tout au long du cycle de vie de l'échangeur. Voici une analyse détaillée basée sur les extraits fournis du document "Classification of Heat Exchangers" et les pratiques TEMA, avec une application spécifique au préchauffeur.

1.Contexte Général des Recommandations TEMA :

TEMA classe les échangeurs selon :

- Types de construction : TEMA R (rigide), T (tête flottante), B (bon marché).
- Processus de transfert : Indirect-contact (récupérateurs) ou direct-contact (moins courant).
- Compactness : Surface par unité de volume (ex. $>700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ pour gaz).
- Nombre de fluides : Principalement deux fluides.

Le préchauffeur P30-GA-21-01, étant un échangeur coquille-et-tubes à tête flottante, correspond au type TEMA T, adapté aux variations thermiques et pressions élevées, comme dans le cas du brut et de la vapeur.

2.Recommandations TEMA Générales pour la Maintenance :

1. Inspection et Contrôle Régulier :

- Objectif : Détecter l'encrassement, la corrosion ou les fuites (ex. : paraffine dans P30-GA-21-01).
 - Méthode : Vérifications visuelles et mesures (ΔP , températures) selon TEMA Section 8.
- Recommandation : Inspection annuelle avec tests hydrostatiques (1,5x pression opératoire, 2h).
- Application P30-GA-21-01 : Contrôler ΔP tubes ($>0,8$ bar signal d'alarme) et température sortie (cible 114°C) pour ajuster le nettoyage.

2. Nettoyage :

- Types : Mécanique (brossage), chimique (acides pour tartre, solvants pour paraffine), ou hydrodynamique.
- TEMA RCB-8.2 : Nettoyage en place (CIP) recommandé pour réduire les démontages. Utiliser des solutions adaptées au matériau (acier au carbone ou inox dans P30-GA-21-01).
- Application P30-GA-21-01 : Nettoyage chimique des tubes avec solvants paraffiniques lors de la révision décennale, combiné à un rinçage ciblé via piquages 4".

3. Tests d'Étanchéité :

- TEMA RCB-7.3 : Tests hydrostatiques ou pneumatiques post-nettoyage pour vérifier l'intégrité des soudures et joints.
- Formule : Pression test = $1,5 \times P_{\text{opérationnelle}}$, durée 2h (ex. : $P_{\text{op}} = 10 \text{ bar}$ $P_{\text{test}} = 15 \text{ bar}$).
- Application P30-GA-21-01 : Effectué lors de la révision décennale sur calandre et tubes pour garantir absence de fuites vapeur/brut.

4. Remplacement et Réparation :

- TEMA RCB-9 : Remplacement des tubes endommagés (dudgeonage) si corrosion $>20 \%$ ou encrassement irréversible.
- Application P30-GA-21-01 : Vérifier l'état des faisceaux A/B lors du démontage ; remplacer si paraffine cause colmatage.

5. Documentation et Conformité :

- TEMA RCB-10 : Tenir un registre des inspections, nettoyages et réparations pour traçabilité (ex. : GMAO).
- Application P30-GA-21-01 : Archiver les résultats des révisions triennales/décennales pour respecter APG (Appareils à Pression à Gaz).

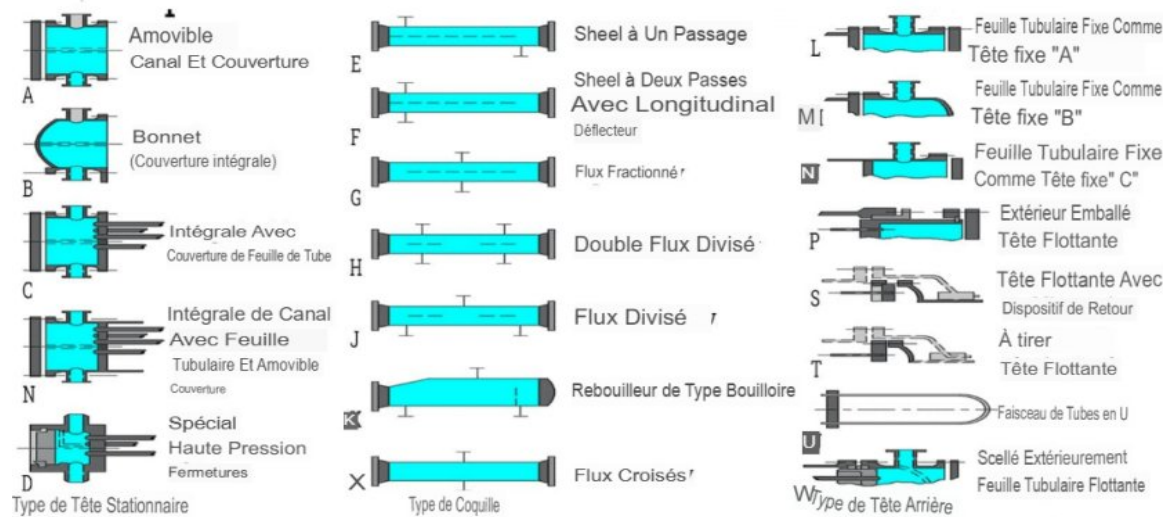


Figure II.12 .configurations acceptables de la coque et du tube Échangeurs de chaleur à calandre et à tubes selon les recommandations de la TEMA

3.Recommandations Spécifiques pour le Préchauffeur P30-GA-21-01 A/B :

Basé sur son rôle (préchauffage brut avec vapeur) et ses problèmes d'encrassement par paraffine, les recommandations TEMA sont adaptées ainsi :

1. Prévention de l'Encrassement :

- TEMA RCB-8.1 : Installer des filtres ou séparateurs amont pour réduire les particules solides dans le brut.

- Recommandation : Ajouter un filtre à tamis (50-100 μm) avant l'entrée des tubes pour limiter la paraffine. Maintenir $T_{\text{entrée}} \sim 68^\circ\text{C}$ (seuil de précipitation paraffine) et débit design (900 m^3/h).

2. Optimisation du Nettoyage :

- TEMA RCB-8.2.2 : Utiliser des solvants spécifiques (ex. : xylene ou kérosène) pour dissoudre la paraffine, suivis d'un rinçage à l'eau chaude.

- Recommandation P30-GA-21-01 : Implémenter un CIP mensuel avec cycle 4h (solvant + rinçage) via les piquages 4", réduisant la fréquence de démontage décennal.

3. Monitoring Avancé :

- TEMA RCB-6 : Installer des capteurs en continu (ΔP , $T_{\text{in}}/T_{\text{out}}$) pour une maintenance prédictive.

- Recommandation : Corréler R_d (résistance d'encrassement) avec ΔP et vitesse (cible 1,8 m/s) ; alerter si $R_d > 0,002 \text{ m}^2\text{K/W}$. Utiliser thermographie pour détecter hotspots.

4. Amélioration de la Conception :

- TEMA RCB-4 : Réviser l'agencement des chicane pour améliorer la distribution du brut et réduire les zones mortes.

- Recommandation : Ajouter des chicanes segmentaires (25-30 % coupe) pour uniformiser le débit et minimiser l'accumulation de paraffine.

5. Formation et Sécurité :

- TEMA RCB-11 : Former le personnel aux procédures chimiques et mécaniques, avec équipements de protection (EPI) pour manipuler solvants.

- Recommandation : Certifier les mécaniciens pour les tests hydrostatiques et le maniement des faisceaux A/B.

Conclusion :

En conclusion, par rapport à l'étude précédente sur la classification des échangeurs de chaleur, leur utilisation industrielle ne présente pas de problèmes particuliers lorsque les parois des surfaces d'échange restent propres tout au long du fonctionnement de l'appareil. Cependant, dans de nombreuses applications décrites, telles que les échangeurs compacts ou tubulaires, la circulation d'un des fluides est souvent accompagnée de la formation de dépôts, dont l'épaisseur augmente généralement avec le temps. Or, la présence de ces dépôts réduit le flux thermique et empêche la réalisation complète de l'opération désirée, comme souligné dans les sections sur le fouling et les défis industriels. Il est donc indispensable de procéder à un nettoyage périodique d'un tel échangeur pour maintenir son efficacité et prolonger sa durée de vie, en particulier pour les types à surfaces étendues ou régénérateurs où le self-cleaning n'est pas toujours suffisant.

Chapitre III :

Etude expérimentale (*Calcul thermique*)

Introduction :

Pour concevoir un dispositif capable de fournir un service thermique bien défini, l'analyse d'un échangeur de chaleur est essentielle, tant du point de vue de l'optimisation de la surface d'échange que de la géométrie de l'appareil. L'objectif ultime est de proposer à l'utilisateur un échangeur aussi économique que possible, nécessitant souvent un compromis entre les exigences technologiques (en termes de compacité, de normalisation, etc.) et économiques, tant en ce qui concerne la puissance de pompage que le coût de l'échangeur lui-même.

IV.1) But de calcul :

L'échangeur P30-GA-21-01 A/B est évalué en termes de performances, notamment la résistance à l'encrassement, les pertes de charge, et l'efficacité. Par la suite, nous examinerons la mise en oeuvre du suivi de performance au fil du temps. Dans notre étude, le préchauffeur est constitué de deux échangeurs en série, considérés comme un seul échangeur, avec les caractéristiques suivantes :

- * Le même débit de fluide brut circule du côté tube de chaque échangeur.
- * Le même débit de fluide brut circule du côté calandre de chaque échangeur.
- * Le nombre total de tubes est égal à la somme des tubes de chaque échangeur.
- * Le nombre total de passes du côté tube est le double du nombre de passes du côté tube de chaque échangeur.
- * Les températures d'entrée et de sortie des fluides sont mesurées aux extrémités de la batterie.
- * Le débit volumique du fluide brut reste constant dans le circuit de préchauffage.

IV.2) Hypothèses simplificatrices :

Dans le cadre de cette analyse, nous nous concentrons sur l'aspect thermique de la problématique, en adoptant les postulats suivants :

- Le fonctionnement est en régime stationnaire.
- Les caractéristiques thermophysiques des fluides demeurent invariantes dans la plage de températures étudiée.
- L'échangeur est isolé thermiquement.
- Les échanges thermiques s'opèrent via conduction et convection.
- La unique interface d'échange est la paroi séparant les deux fluides, et le terme associé est négligé.

IV.3) Données et caractéristiques des échangeurs :

○ Données des échangeurs :

	Coté calandre	Coté tube
Fluide circulant	Brut stabilisé	Brut non stabilisé
Débit entrant (Kg/h)	Mc=539 081,1	mf=454452,2
Température d'entrée (°C)	T ₁ =160	t ₁ =68 ,1
Température de sortie (°C)	T ₂ =119,8	t ₂ =114,1
Pression d'entrée (bar)	6.9	5.6
Densité a 15°	0,79	0,78
Chaleur spécifique a pression constante (Kj/Kg°C)	2,466	2,198
Viscosité dynamique (mPa.s)	$\mu_7 = 0.332$ $\mu_1 = 0.499$	$\mu'_2 = 0.770$ $\mu'_1 = 0.489$
Conductivité (w /m.k)	$\lambda_c = 0.106$	$\lambda_t = 0.113$
Diamètre intérieur de la calandre (m)	1,2	
Nombre des tubes	1830	
Pas : Carrés renversé (m)	$31,75 \cdot 10^{-3}$	
Epaisseur des tubes (m)	$2,77 \cdot 10^{-3}$	
Longueur des tubes (m)	6,096	

Tableau III.1 : caractéristiques design préchauffeurs (A et B) de chaleur et des fluides

○ Caractéristique de l'échangeur :

Calandre	
Nombre de passes	$N_c = 2$
Diamètre intérieur	$D_i = 1.2 \text{ m}$
Espacements des chicanes	$B = 716 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
Epaisseur des chicanes	$e_c = 24,1 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
Résistance d'encrassement	$r_c = 0.00035 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$
Pertes de charge admissible	$\Delta P_{adm} = 0,90 \text{ Bar}$
Tubes	
Nombres des passes	$N_p = 4$
Nombres des tubes	$N_t = 1830$
Longueur des tubes	$L = 6.096 \text{ m}$
Diamètre intérieur des tubes	$D_i = 19,86 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
Diamètre extérieur des tubes	$D_e = 25,4 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
Pas : carrés renversé (m)	$P = 31,75 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
Resistance d'encrassement	$r_t = 0,00035 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$
Pertes de charge admissible	$\Delta P_{adm} = 0,90 \text{ Bar}$

Tableau III.2 : caractéristique de l'échangeur

Les propriétés physiques des deux fluides :

Les corrélations utilisées pour le calcul des propriétés physique des deux fluides sont représentés dans le tableau suivant :

propriétés physique	Corrélations	Condition d'utilisations
Densité	$\rho_4 T = \rho_4^{15} - \alpha \cdot (T_m - 15)$	$T(^{\circ}\text{C})$ $\alpha = 0,00075 \quad \rho_4^{15} : 0,765 - 0,770$ $\alpha = 0,00075 \quad \rho_4^{15} : 0,785 - 0,795$ $\alpha = 0,00075 \quad \rho_4^{15} : 0,795 - 0,800$
Chaleur spécifique [9] (KJ/Kg $^{\circ}\text{C}$)	Relation de Gragoe : $C_p = (0,388 + 0,00045 \cdot T_m \cdot 4,187 / (\text{spgr}60/60)^{0,5}$	$32^{\circ}\text{F} < T < 400^{\circ}\text{F}$ $0,96 < \text{spgr}60/60 < 0,96$
Viscosité dynamique [9] (kg/ms)	$\mu = A \cdot e^{B/T_m}$	$T (\text{K})$ Pour le brut $A = 1,06 \cdot 10^{-3} \quad B = 15,003$
Conductivité thermique [10] (W/m 2 K)	$\lambda = 0,17 - (1,418 \cdot 10^{-4} \cdot T_m)$	$T (\text{K})$

Tableau III .3 : corrélations utilisées pour le calcul des propriétés physique des deux fluides

IV.4) Illustration de calcul :

Pour cette illustration, nous sélectionnons la date du (01/08/2022) qui coïncide avec les premiers jours de reprise d'activité du train 30 suite à la révision triennale 2022. La méthodologie pour évaluer la résistance au colmatage est structurée comme suit:

$T_1=158,64\text{ }^{\circ}\text{C}$	$T_2= 129,64\text{ }^{\circ}\text{C}$	$d_4^{15}=0,8019$
$t_1 = 70,01\text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_2= 102,43\text{ }^{\circ}\text{C}$	$d_4^{15}=0,7993$

○ **Températures caloriques T_C et t_C :**

$$T_C = T_2 + F_C \times (T_1 - T_2)$$

$$t_C = t_1 + F_C \times (t_2 - t_1)$$

- T_C : La température calorique du fluide chaud (brut stabilisé)

- t_C : La température moyenne du fluide froid (brut non stabilisé)

F_C : Coefficient de correction. On a : $F_C = f(r, e)$

r : le rapport des différences de température aux extrémités froide et chaude

$$r = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{158,64 - 129,64}{102,43 - 70,01} = \mathbf{0,894}$$

D'après (**le graphique N° 2** de l'annexe A), nous avons $F_C = 0,52$

Donc :

$$T_C = T_2 + F_C \times (T_1 - T_2) = 129,64 + 0,52 \times (158,64 - 129,64) = 144,05^{\circ}\text{C}$$

$$T_C = \mathbf{144,05\text{ }^{\circ}\text{C}}$$

Et :

$$t_C = t_1 + F_C \times (t_2 - t_1) = 70,01 + 0,52 \times (102,43 - 70,01) = 80,8^{\circ}\text{C}$$

$$t_C = \mathbf{80,8^{\circ}\text{C}}$$

Brut stabilisé				Brut non stabilisé			
ρ_h (kg/m ³)	C_{ph} (KJ/Kg°C)	μ_h (kg/ms)	λ_h (W/m K)	$\rho_{h'}$ (kg/m ³)	$C_{pc'}$ (KJ/Kg°C)	$\mu_{c'}$ (kg/ms)	$\lambda_{h'}$ (W/m K)
700,9	2,115	0,000926	0,1496	743	2,000	0,000719	0,1578

Tableau III.4 : propriétés physique des fluides circulants dans l'échangeur.

Calcul de la différence moyenne de température :

La différence de température est donnée par : $\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$

dans lequel :

T_1 : température d'entrée calandre

T_2 : température de sortie calandre

t_1 : Température d'entrée tube

t_2 : Température de sortie tube.

En utilisant les températures calorifiques calculées précédemment ainsi que la corrélation du tableau (IV .2), et les annexes, les propriétés physiques des deux fluides :

➤ Calcul de ΔT_{LM} :

Le mode d'écoulement est contre-courant-

Détermination des écarts de température

$$\Delta T_1 \mp T_1 - t_2 \mp 158,64 - 102,43 = 56,21 \text{ °C}$$

$$\Delta T = T_2 - t = 129,46 - 70,01 = 59,45 \text{ °C}$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} = \frac{56,21 - 59,45}{-0,056} = 57,85 \text{ °C}$$

Calcul de la température moyenne corrigée

$$\Delta T_{LM} \text{ corrigée} = \Delta T_{LM} \cdot F$$

Où : F est déterminée à partir de graphe $F=f(R, E)$ (voir l'annexe A figure 1).

$$\Delta T_{lm-corr} = F \times \Delta T_{LM}$$

$$F = f(r, E)$$

$$r = \frac{(T_1 - T_2)}{(t_2 - t_1)} = 0,90$$

$$E = \frac{(t_2 - t_1)}{(T_1 - t_1)} = 0,366$$

D' après le graphe (voir annexe 01, graphe N° 1) $F = 0.98$.

$$\Delta TLM_c = \Delta TLM * F_c = 57,85 \times 0,98 = 56,693^\circ\text{C}$$

○ coefficient de transfert propre :

$$U_p = \left(\frac{h_{io} * h_o}{h_{io} + h_o} \right)$$

U_p : coefficient d'échange propre (w/m²k)

h_{io} : Coefficient de film interne rapporté à la surface extérieure.

h_o : Coefficient de film externe.

○ coefficient de transfert sale :

$$A = \frac{Q}{(U_s * \Delta TLM_c)} \text{ et } U_s = \frac{Q}{A \Delta TLM_c}$$

U_s : coefficient de transfert

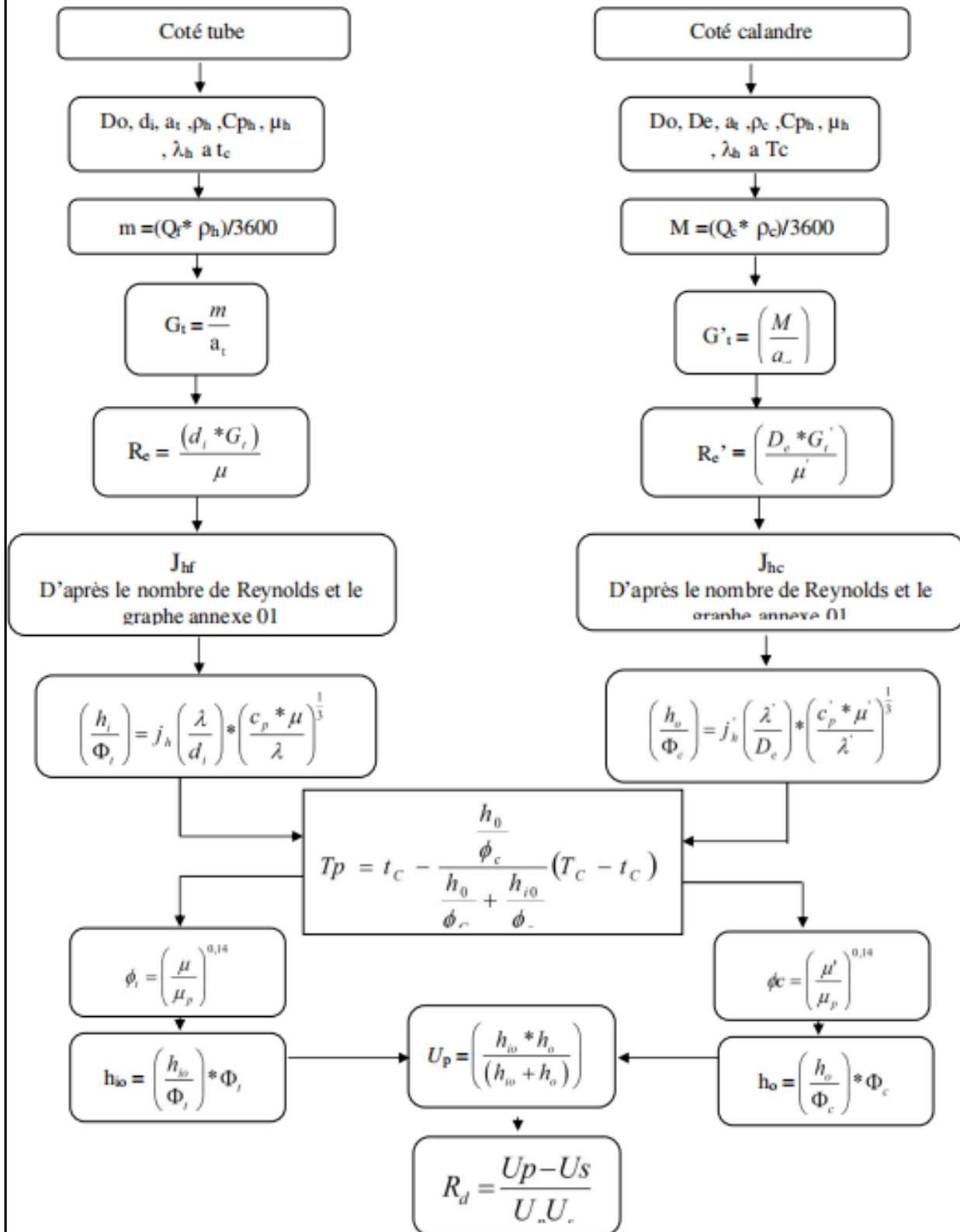
A : surface d' échange globale m² obtenue à partir de design

Définition	symboles	Expression	Valeur
Section de passage coté tube (m ²)	a_t	$a_t = \left(\frac{N_t}{n_t} \right) * \left(\frac{\pi d_i^2}{4} \right)$ avec : $d_i = d_o - 2e$	0,1417
Air de passage coté calandre (m ²)	a_c	$a_c = \left(\frac{D_c}{p} \right) * (p - d_o) * B$	0,1327
Diamètre hydraulique relatif à l'écoulement à l'extérieur du faisceaux de tube (m ²)	D_e	$D_e = \left(\frac{4 * p^2}{\pi * d_o} \right) - d_o$	0,0306

Tableau III.5 : calcul des caractéristiques hydraulique de l'échangeur.

calcul par la méthode de KERN :

Le calcul de la résistance d'encrassement par la méthode de KERN est réalisé en suivant l'organigramme illustré sur la figure suivante

**III.1 Algorithme de calcul par la méthode de KERN**

IV.5) Résultats et interprétation :**D'après le tableau III.4:**

- Diamètre extérieur (d_o) = 0.0254 m
- Épaisseur (e) = 0.00277 m
- Diamètre intérieur (d_i) = $d_o - 2e$ = 0.01986 m
- Pas (p) = 0.0254 m
- Disposition: triangulaire
- Nombre de tubes (N_t) = 1830 tubes
- Nombre de passes (n_t) = 4 passes
- Diamètre calandre (D_c) = 1.2 m
- Écartement entre chicanes (B) = 0.716 m

B. CÔTÉ FAISCEAUX (TUBES)**)1. Section par passe**

$$a_t = \left(\frac{N_t}{n_t} \right) \times \left(\frac{\pi \times d_i^2}{4} \right) = \left(\frac{1830}{4} \right) \times \frac{(\pi \times (0.01986)^2)}{4}$$

$$a_t = 457.5 \times \left(\frac{3.1416 \times 0.0003944}{4} \right) = 457.5 \times 0.00030975 = 0.1417 \text{ m}^2$$

2. Vitesse massique G_t

Données opératoires:

- Débit volumique tubes: $Q_t = 463.2 \text{ m}^3/\text{h} = 0.12867 \text{ m}^3/\text{s}$
- Densité brut: $\rho = 802.3 \text{ kg/m}^3$

Débit massique:

$$m_t = Q_t \times \rho = 0.12867 \times 802.3 = 103.18 \text{ kg/s}$$

Vitesse massique:

$$G_t = \frac{\dot{m}_t}{a_t} = \frac{103.18}{0.1417} = 728.2 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

3. Nombre de Reynolds côté tubes

Propriétés physiques brut:

- Viscosité dynamique: $\mu = 0.0011 \text{ kg/m}\cdot\text{s}$
- Conductivité thermique: $\lambda = 0.14 \text{ W/m}\cdot\text{K}$
- Capacité calorifique: $C_p = 2198 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$

Calcul Reynolds:

$$Re_t = \frac{d_i \times G_t}{\mu} = \frac{0.01986 \times 728.2}{0.0011} = \frac{14.46}{0.0011} = 13,145$$

4. Coefficient Jh et facteur FNomb

re de Prandtl:

$$Pr = \frac{C_p \times \mu}{\lambda} = \frac{2198 \times 0.0011}{0.14} = \frac{2.4178}{0.14} = 17.27$$

Coefficient Jh:

$$J_h = 0.023 \times Re_t^{0.8} \times Pr^{0.4} = 0.023 \times (13145)^{0.8} \times (17.27)^{0.4} = 168.3$$

Facteur F:

$$F = 0.00280 + 0.250 \times Re_t^{-0.32} = 0.00280 + 0.250 \times (13145)^{-0.32} = 0.004357$$

5. Coefficient de film interne

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

$$\left(\frac{h_i}{\Phi_i} \right) = 168.3 \times \left(\frac{0.14}{0.01986} \right) \times (17.27)^{\frac{1}{3}} = 168.3 \times 7.049 \times 2.58 = 3,061 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

6. Coefficient rapporté à l'extérieur

$$\left(\frac{h_{io}}{\Phi_i} \right) = \left(\frac{h_i}{\Phi_i} \right) \times \left(\frac{d_i}{d_o} \right) = 3,061 \times \left(\frac{0.01986}{0.0254} \right) = 3,061 \times 0.7819 = 2,393 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

C. CÔTÉ CALANDRE**1. Section d'écoulement calandre****Pour disposition triangulaire:**

$$a_{ct} = D_c \times \left(\frac{p_{eff} - d_o}{p_{eff}} \right) \times B$$

Pas effectif:

$$p_{eff} = p \times \cos(30^\circ) = 0.0254 \times 0.866 = 0.0220 \text{ m}$$

$$a_{ct} = 1.2 \times \left(\frac{0.0220 - 0.0254}{0.0220} \right) \times 0.716 = 0.1327 \text{ m}^2$$

2. Vitesse massique côté calandre

Données:

- Débit calandre: $Q_c = 528.6 \text{ m}^3/\text{h} = 0.14683 \text{ m}^3/\text{s}$

Débit massique calandre:

$$\dot{m}_c = Q_c \times \rho = 0.14683 \times 802.3 = 117.8 \text{ kg/s}$$

Vitesse massique:

$$G'_t = \frac{\dot{m}_c}{a_{ct}} = \frac{117.8}{0.1327} = 887.7 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

3. Diamètre équivalent et Reynolds côté calandre

Diamètre équivalent pour pas triangulaire:

$$D_e = \frac{4 \times \left(\frac{\sqrt{3}}{2} \times p^2 - \frac{\pi \times d_o^2}{8} \right)}{\frac{\pi \times d_o}{2}} = 0.0306 \text{ m}$$

Nombre de Reynolds calandre:

$$Re' = \frac{D_e \times G'_t}{\mu} = \frac{0.0306 \times 887.7}{0.0011} = \frac{27.16}{0.0011} = 24,691$$

4. Coefficient Jh' et F'

Coefficient Jh':

$$J_h = 0.33 \times Re'^{0.6} = 0.33 \times (24691)^{0.6} = 137.4$$

Facteur F':

$$F' = 0.00280 + 0.250 \times Re'^{-0.32} = 0.00280 + 0.250 \times (24691)^{-0.32} = 0.00389$$

5. Coefficient de film externe

$$\left(\frac{h_o}{\Phi_c}\right) = J_h \times \left(\frac{\lambda}{D_e}\right) \times \left(\frac{C_p \times \mu}{\lambda}\right)^{\frac{1}{3}}$$

$$\left(\frac{h_o}{\Phi_c}\right) = 137.4 \times \left(\frac{0.14}{0.0306}\right) \times (17.27)^{\frac{1}{3}} = 137.4 \times 4.575 \times 2.58 = 1,621 \text{ W/mK}$$

D. TEMPÉRATURE DE PAROI

Températures moyennes:

- $T_c = 149.8^\circ\text{C}$ (moyenne entrée/sortie calandre)
- $t_c = 85.7^\circ\text{C}$ (moyenne entrée/sortie tubes)

Calcul température paroi:

$$T_p = T_c - \frac{\frac{h_o}{\Phi_c}}{\frac{h_o}{\Phi_c} + \frac{h_{io}}{\Phi_i}} \times (T_c - t_c)$$

$$T_p = 149.8 - \frac{1621}{1621 + 2393} \times (149.8 - 85.7) = 149.8 - 0.404 \times 64.1 = 123.9^\circ\text{C}$$

E. CORRECTION DES VISCOSITÉS

1. Viscosité à la température de paroi

Loi d'Arrhenius:

$$\mu_p = A \times e^{\frac{B}{T_p}} = 0.00106 \times e^{\frac{15.003}{396.9}} = 0.00106 \times 1.0385 = 0.001101 \text{ kg/m}\cdot\text{s}$$

2. Facteurs de correction

Côté tubes:

$$\phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0.14} = \left(\frac{0.0011}{0.001101}\right)^{0.14} = 0.99987$$

Côté calandre:

$$\phi_c = 0.99987$$

3. Coefficients corrigés

coefficient interne corrigé:

$$h_{io} = \left(\frac{h_{io}}{\Phi_i} \right) \times \phi_i = 2,393 \times 0.99987 = 2,392.7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Coefficient externe corrigé:

$$h_o = \left(\frac{h_o}{\Phi_c} \right) \times \phi_c = 1,621 \times 0.99987 = 1,620.8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

F. COEFFICIENT D'ÉCHANGE PROPRE

$$U_p = \frac{h_{io} \times h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{2392.7 \times 1620.8}{2392.7 + 1620.8} = \frac{3,877,000}{4,013.5} = 966.0 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

G. FLUX ÉCHANGÉ

$$Q = \dot{m}_t \times C_p \times (t_2 - t_1) = 103.18 \times 2198 \times (99.5 - 71.9)$$

$$Q = 103.18 \times 2198 \times 27.6 = 6,259,400 \text{ W} = 6.259 \text{ MW}$$

H. COEFFICIENT DE TRANSFERT SALE

Différence de température logarithmique:

$$\Delta T_1 = T_1 - t_2 = 149.8 - 99.5 = 50.3^\circ \text{C}$$

$$\Delta T_2 = T_2 - t_1 = 126.4 - 71.9 = 54.5^\circ \text{C}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} = \frac{4.2}{0.079} = 53.2^\circ \text{C}$$

Coefficient sale:

$$U_s = \frac{Q}{A \times \Delta T_{lm}} = \frac{6,259,400}{851 \times 53.2} = \frac{6,259,400}{45,273} = 138.2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

I. RÉSISTANCE D'ENCRASSEMENT

$$R_d = \frac{U_p - U_s}{U_p \times U_s} = \frac{966.0 - 138.2}{966.0 \times 138.2} = \frac{827.8}{133,477} = 0.00620 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

- **Suivi des performances thermiques de l'échangeur dans le temps :**

« Une analyse comparative des paramètres de fonctionnement avant et après maintenance sera conduite selon la même approche méthodologique, dans le but d'évaluer quantitativement la dégradation thermique induite par l'encrassement au sein du préchauffeur P30-GA-21-01 A/B. »

1. L' évolution de la vitesse de circulation :

Vitesse de circulation = le débit massique / masse volumique = G/P :

A. Avant la révision 2022 (le mois de février):

La vitesse de circulation fluctue entre 0,49 et 1.0 m/s.

Comme l'illustre la figure IV.10, la vitesse de circulation du brut non stabilisé côté tubes n'est pas uniforme ; elle se révèle inférieure à la valeur de conception (1,8 m/s), en raison du colmatage et du débit réduit du brut non stabilisé (vanne de contournement ouverte côté tubes).

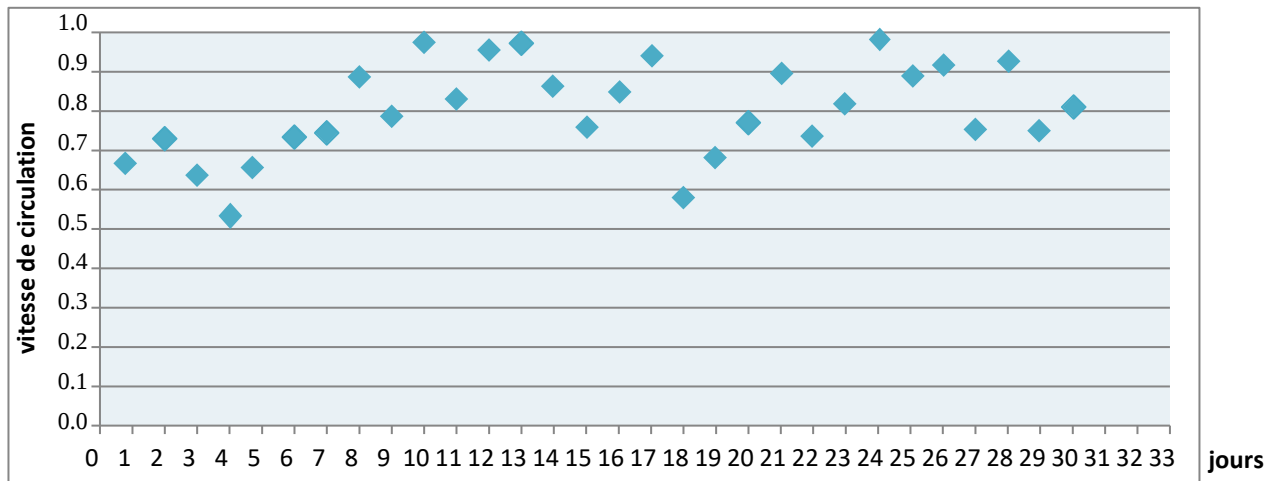


Figure III.2 L'évolution de la vitesse de circulation en fonction de temps durant le mois de février).

B. Après la révision 2022 (le mois d'août) :

La valeur de la vitesse de circulation oscille entre 0,81 et 1,43 m/s est plus proche de la valeur design (1.8 m/s).

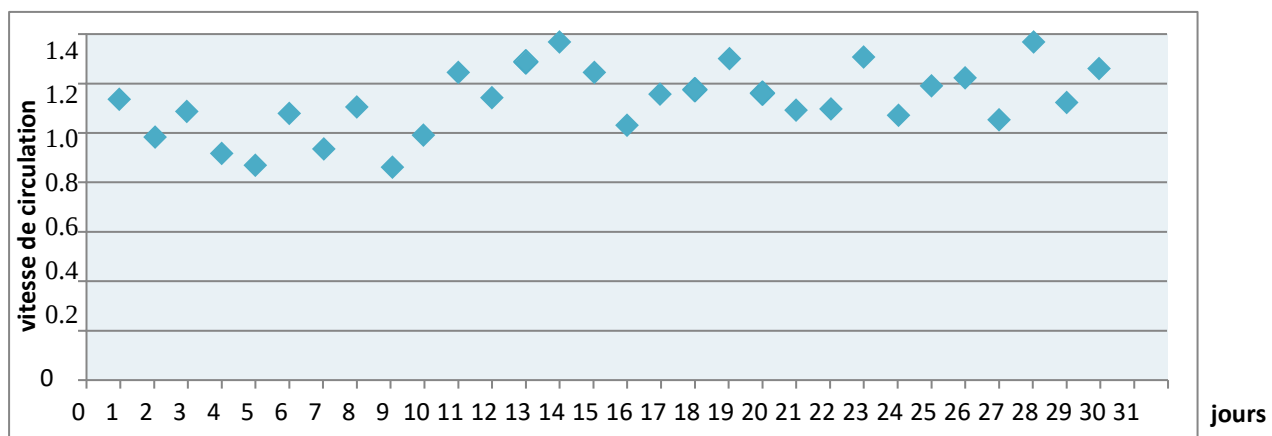


Figure III.3 L'évolution de la vitesse de circulation en fonction de temps durant le mois d'août.

J. CALCUL DES PERTES DE CHARGE 1. PERTES DE CHARGE AVANT RÉVISION

Côté tubes

Données avant révision:

- $Re_t = 11,367.768$
- $G_t = 628.4 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$
- $d_4^{15} = 0.7986$
- $L = 6.096 \text{ m}$

Facteur de friction:

$$f_t = 0.00280 + 0.250 \times Re_t^{-0.32} = 0.00280 + 0.250 \times (11367.768)^{-0.32} = 0.01539$$

Perte de charge:

$$\Delta P_t = \frac{N_t \times N_c \times G_t^2}{1.271 \times 10^{12} \times d_i} \times \left[\frac{f_t \times L}{d_i \times \phi_t} + 2 \right]$$

$$\Delta P_t = \frac{1830 \times 2 \times (628.4)^2}{1.271 \times 10^{12} \times 0.01986} \times \left[\frac{0.01539 \times 6.096}{0.01986 \times 1.00045} + 2 \right] = 1.36 \text{ bar}$$

Côté calandre

Données avant révision:

- $Re' = 14,894.812$
- $G'_t = 655.16 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$
- $N_c = 17$ chicanes
- $d_4^{15} = 0.8042$

Facteur de friction:

$$f_c = 0.00280 + 0.250 \times Re'^{-0.32} = 0.00280 + 0.250 \times (14894.812)^{-0.32} = 0.01435$$

Perte de charge:

$$\Delta P_c = \frac{N_c \times f_c \times G_t^2 \times (N_b + 1) \times D_c}{1.271 \times 10^{12} \times d_o \times D_e \times \phi_c}$$

$$\Delta P_c = \frac{2 \times 0.01435 \times (655.16)^2 \times (17 + 1) \times 1.2}{1.271 \times 10^{12} \times 0.0254 \times 0.0306 \times 0.99969} = 0.82 \text{ bar}$$

2. PERTES DE CHARGE APRÈS RÉVISION :

Côté tubes :

Données après révision:

- $Re_t = 11,709.147$
- $G_t = 647.58 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$
- $d_4^{15} = 0.779$

Facteur de friction:

$$f = 0.00280 + 0.250 \times Re_t^{-0.32} = 0.00280 + 0.250 \times (11709.147)^{-0.32} = 0.01527$$

Perte de charge:

$$\Delta P_t = \frac{1830 \times 2 \times (647.58)^2}{1.271 \times 10^{12} \times 0.01986} \times \left[\frac{0.01527 \times 6.096}{0.01986 \times 1.00044} + 2 \right] = 0.96 \text{ bar}$$

Côté calandre

Données après révision:

- $Re' = 12,921.329$
- $G'_t = 568.56 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$
- $d_4^{15} = 0.8029$

Facteur de friction:

$$f_c = 0.00280 + 0.250 \times Re'^{-0.32} = 0.00280 + 0.250 \times (12921.329)^{-0.32} = 0.01489$$

Perte de charge:

$$\Delta P_c = \frac{2 \times 0.01489 \times (568.56)^2 \times (17 + 1) \times 1.2}{1.271 \times 10^{12} \times 0.0254 \times 0.0306 \times 0.99972} = 0.81 \text{ bar}$$

. Résultats du monitoring pour le Mois de février avant révision :

Jours	Te (° C)	Ts (° C)	Q (m³/h)	d _s ¹⁵	te (° C)	ts (° C)	Q (m³/h)	d _s ¹⁵	ΔTMLc	s (W/m²)	HP (W/m²)	kd (m² K/W)
01/02/202	134.28	119.27	406.91	0.7947	72.12	89.29	314.22	0.7729	54.5820	137.84	400.96	0.004925
02/02/202	135.75	117.74	406.98	0.7951	72.30	91.21	313.73	0.7740	54.7990	142.70	408.55	0.004716
03/02/202	135.93	118.34	469.03	0.7954	71.88	91.26	313.73	0.7728	54.3900	152.47	400.81	0.004203
04/02/202	138.86	119.52	376.73	0.7972	71.55	92.88	275.26	0.7740	54.2190	122.23	383.87	0.005767
05/02/202	136.48	118.64	397.40	0.7954	72.70	91.92	314.26	0.7715	54.9310	140.12	389.82	0.004727
06/02/202	137.03	119.56	435.74	0.7955	74.83	93.41	313.73	0.7715	56.5740	143.41	396.57	0.004603
07/02/202	136.48	117.74	453.78	0.7964	74.35	93.64	313.73	0.7790	56.7500	147.62	402.97	0.004439
08/02/202	152.97	125.03	512.81	0.7981	74.75	91.64	313.73	0.7790	57.0620	188.60	342.00	0.002460
09/02/202	143.26	119.45	486.24	0.7947	72.94	98.94	313.73	0.7785	55.6160	166.46	295.84	0.002717
10/02/202	134.28	116.91	545.25	0.7963	74.01	92.43	313.73	0.7782	56.4270	186.60	335.15	0.002456
11/02/202	139.05	120.05	521.71	0.7972	73.10	94.13	313.73	0.7779	55.6980	182.46	378.87	0.002938
12/02/202	138.68	120.05	579.69	0.7977	73.74	93.43	313.73	0.7775	56.1670	193.37	383.51	0.002652
13/02/202	137.03	120.34	585.29	0.7977	75.23	94.38	313.73	0.7779	57.3550	197.93	395.92	0.002614
14/02/202	139.05	122.28	548.39	0.7974	75.14	94.26	313.73	0.7775	57.2550	179.19	383.29	0.003073
15/02/202	136.48	119.50	511.87	0.7970	74.26	94.22	313.73	0.7764	56.4910	177.74	398.70	0.003225
16/02/202	135.02	119.68	500.98	0.7971	74.11	92.37	313.73	0.7780	56.4910	163.92	396.32	0.003700
17/02/202	135.57	115.80	500.40	0.7973	75.64	92.91	400.68	0.7730	57.3100	178.56	376.86	0.003049
18/02/202	139.05	121.68	409.11	0.7960	76.93	95.76	334.06	0.7745	58.4210	148.57	417.03	0.004482
19/02/202	135.75	119.85	455.25	0.7961	75.77	93.55	332.16	0.7741	57.4920	147.55	419.70	0.004546
20/02/202	139.41	121.40	459.27	0.7978	75.82	95.07	342.76	0.7752	57.6130	151.92	435.10	0.004427
21/02/202	136.66	121.83	498.87	0.7978	76.43	93.06	381.28	0.7747	58.0480	167.74	379.57	0.003440
22/02/202	137.58	122.24	492.37	0.7965	75.81	92.52	365.75	0.7735	57.4790	160.47	379.66	0.003722
23/02/202	140.51	122.16	527.66	0.7982	75.94	95.68	404.47	0.7745	57.6540	179.25	356.04	0.002865
24/02/202	140.33	122.29	588.36	0.7969	75.95	95.26	473.88	0.7763	57.7960	210.26	376.97	0.002175
25/02/202	135.93	119.73	579.92	0.7977	76.17	93.33	425.96	0.7751	57.8770	188.61	398.79	0.002890
26/02/202	131.72	119.33	605.58	0.7985	76.50	96.57	489.62	0.7763	58.6110	198.01	399.04	0.002631
27/02/202	134.10	118.92	523.09	0.7980	74.15	92.24	485.94	0.7751	56.3110	155.04	403.31	0.004109
28/02/202	136.48	120.57	562.28	0.7969	74.90	92.82	397.72	0.7763	56.9800	176.02	383.97	0.003182
29/02/202	137.40	121.04	510.86	0.7969	74.84	93.69	346.15	0.7778	57.0440	153.72	373.11	0.003957

Tableau III.6: Résultats du monitoring pour le Mois de février.

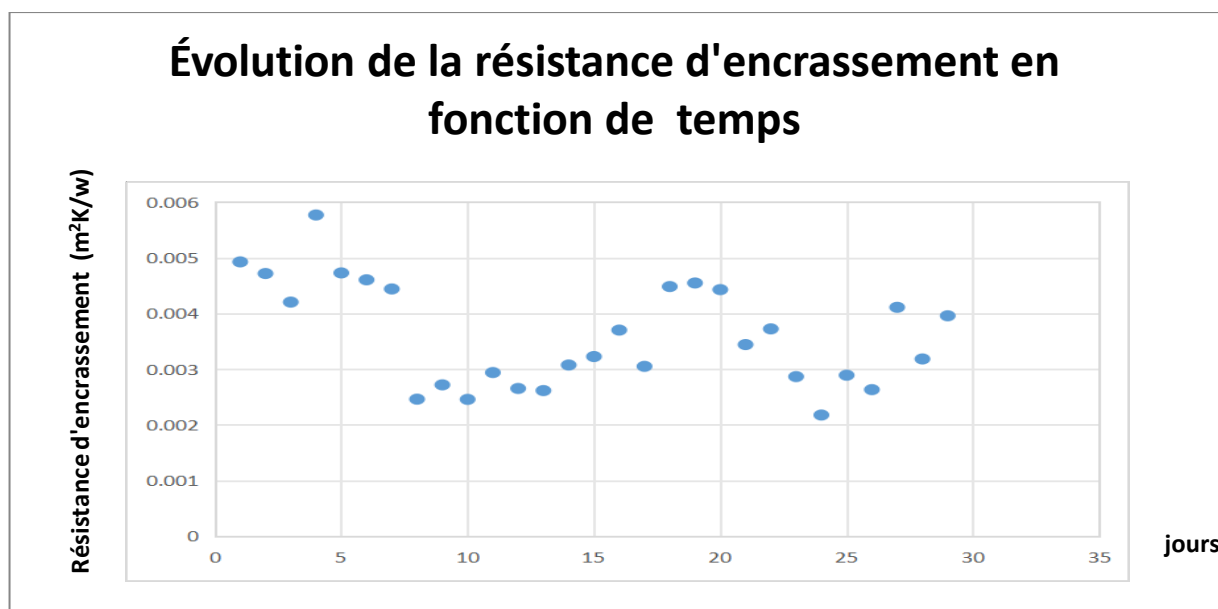


Figure III.4 : évolution de la résistance d'encrassement dans le temps (mois de février).

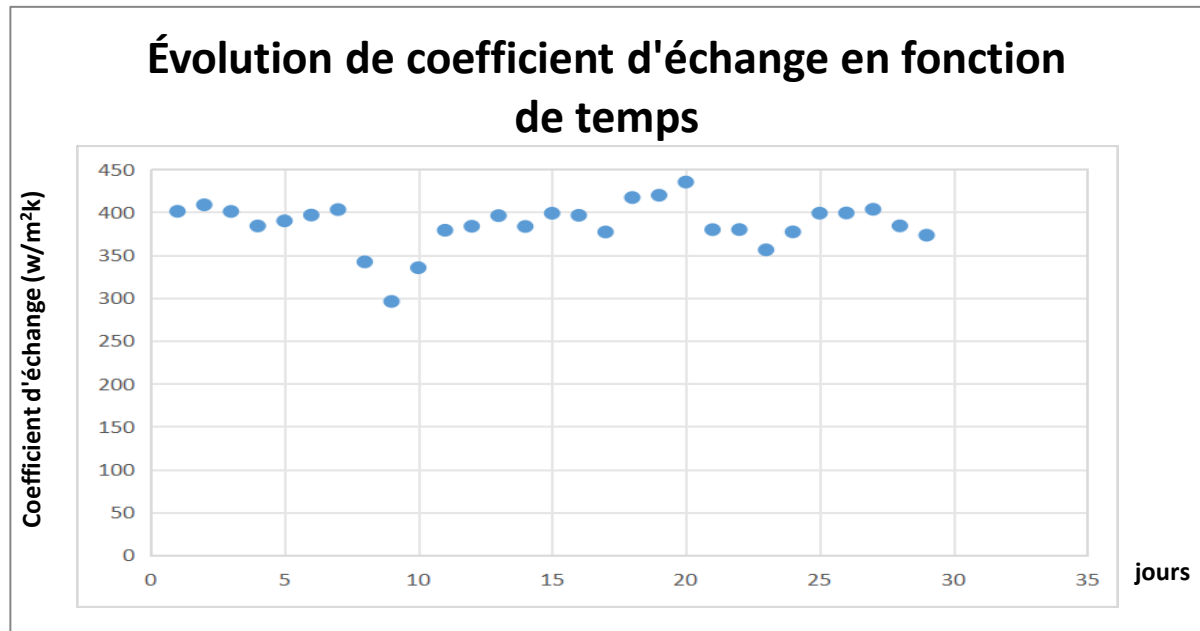


Figure III:5 : évolution de coefficient d'échange dans le temps (mois de février)

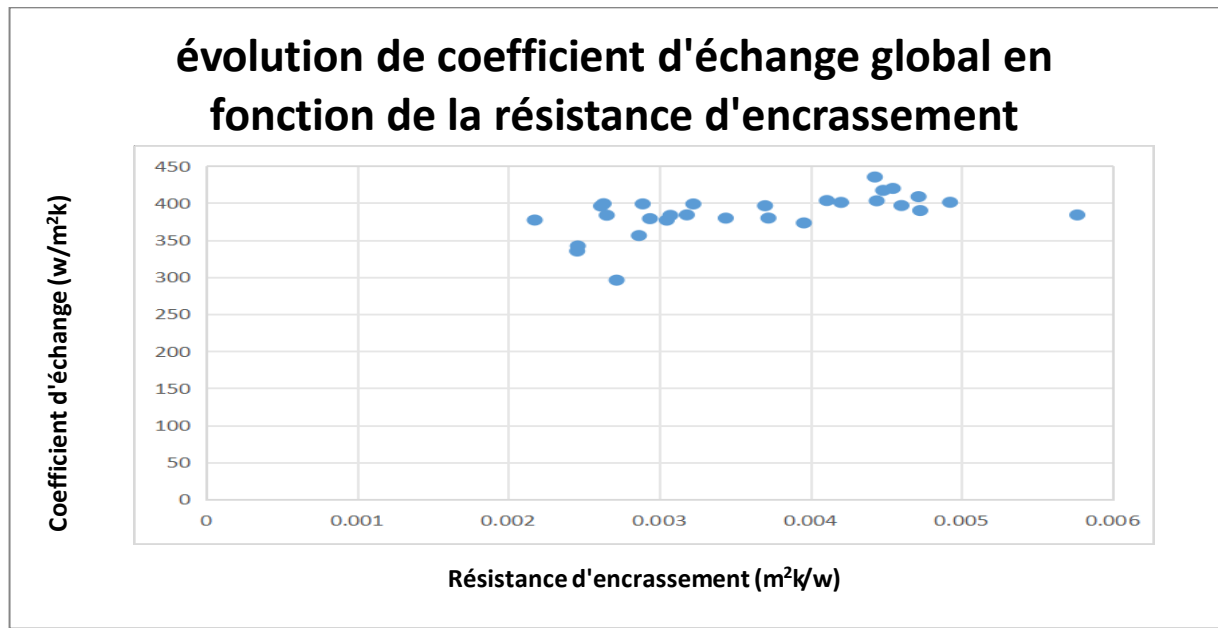


Figure III:6 : évolution de coefficient d'échange en fonction de la résistance d'encrassement

Graphique 1 :

Évolution de la résistance d'encrassement en fonction du temps Ce graphique illustre la variation de la résistance d'encrassement au cours du temps pendant le mois de février.

On observe une tendance générale à la diminution de la résistance d'encrassement, bien que certaines fluctuations locales soient présentes.

Cette évolution suggère une réduction progressive des dépôts sur les surfaces d'échange, traduisant soit une phase de stabilisation du système, soit un effet d'auto-nettoyage ou d'entretien régulier. La baisse de la résistance d'encrassement se traduit ainsi par une amélioration du comportement thermique de l'échangeur.

Graphique 2 :

Évolution du coefficient d'échange en fonction du temps Le deuxième graphique présente la variation du coefficient d'échange thermique en fonction du temps, également pour le mois de février.

Il est possible de constater que le coefficient d'échange reste globalement stable, avec une légère tendance à l'augmentation en début de période avant d'atteindre un régime quasi constant.

Cette stabilité indique que les conditions d'échange de chaleur sont maintenues dans des limites satisfaisantes, probablement en lien avec la diminution de la résistance d'encrassement observée précédemment.

En d'autres termes, la performance thermique de l'échangeur demeure constante voire légèrement améliorée au fil du temps.

Graphique 3 :

Évolution du coefficient d'échange global en fonction de la résistance d'encrassement

Le troisième graphique met en évidence la relation entre le coefficient d'échange global et la résistance d'encrassement.

On y remarque une corrélation inverse claire : lorsque la résistance d'encrassement augmente, le coefficient d'échange global diminue.

Ce comportement est conforme aux principes de la thermodynamique des échanges de chaleur, selon lesquels la accumulation de dépôts sur les surfaces réduit la conductivité thermique et, par conséquent, l'efficacité globale de l'échangeur.

Ainsi, ce graphique confirme la relation inverse entre l'encrassement et la performance thermique, validant les tendances observées dans les deux graphiques précédents.

2. Résultats du monitoring pour le Mois d'août après révision :

Jours	Te (° C)	Ts (° C)	Q (m³/h)	d _s 1s	te (° C)	ts (° C)	Q (m³/h)	d _s 1s	ΔTMLc	s (W/m²)	IP (W/m²)	Id (m²· K/W)
01/08/2021	158.64	129.46	539.07	0.8041	70.01	102.43	461.45	0.8000	56.6586	210.17	243.17	0.000667
02/08/2021	160.64	129.23	548.17	0.8023	70.84	104.09	436.35	0.8006	56.3158	199.61	241.57	0.000900
03/08/2021	154.25	127.23	590.92	0.8024	70.31	99.98	485.87	0.8007	54.4728	222.92	271.89	0.000833
04/08/2021	152.87	126.18	534.15	0.8021	69.79	100.38	480.03	0.8009	53.3284	219.60	231.27	0.000236
05/08/2021	153.97	124.74	522.16	0.8019	70.36	102.38	455.88	0.8000	51.9133	210.35	243.36	0.000666
06/08/2021	151.50	128.18	603.97	0.8030	72.88	100.49	485.87	0.8004	52.0636	245.71	260.30	0.000236
07/08/2021	155.62	129.83	526.06	0.8045	73.92	102.66	485.43	0.8009	52.7890	221.24	266.57	0.000795
08/08/2021	148.20	127.14	569.48	0.8012	73.56	97.72	485.87	0.7992	50.9743	230.82	314.24	0.001189
09/08/2021	147.73	126.82	502.69	0.8024	73.70	96.46	453.70	0.7998	50.6143	203.60	286.93	0.001475
10/08/2021	147.65	127.47	556.42	0.8015	72.71	96.33	474.89	0.8004	51.4308	213.47	318.34	0.001596
11/08/2021	150.30	128.83	565.24	0.8025	72.83	97.78	514.53	0.8007	52.6142	231.56	318.09	0.001215
12/08/2021	146.28	126.88	539.82	0.8026	73.13	97.22	490.15	0.8005	50.3419	220.78	331.45	0.001549
13/08/2021	148.48	128.92	561.07	0.8019	73.46	97.98	513.69	0.8004	51.3530	231.58	340.36	0.001427
14/08/2021	147.93	128.13	646.34	0.8014	73.61	97.97	592.80	0.8001	50.6406	267.76	313.70	0.000410
15/08/2021	151.23	129.13	489.39	0.8022	73.49	97.68	532.30	0.8012	52.9507	238.90	311.31	0.001012
16/08/2021	153.97	131.97	464.36	0.8017	71.46	100.46	429.90	0.8015	55.2302	194.67	311.09	0.001992
17/08/2021	146.28	126.94	522.48	0.8004	70.79	97.05	470.12	0.8007	51.0358	213.66	311.77	0.001528
18/08/2021	149.58	127.36	513.70	0.8012	72.12	98.86	459.36	0.8002	51.8889	208.37	270.31	0.001137
19/08/2021	147.10	127.49	547.30	0.8002	71.59	96.94	498.61	0.8009	50.8906	225.84	273.81	0.000801
20/08/2021	146.28	128.18	495.72	0.7992	71.94	95.91	451.81	0.8001	51.1210	203.56	273.89	0.001305
21/08/2021	144.08	127.48	496.78	0.7992	72.63	96.68	417.67	0.8002	49.5034	189.14	301.05	0.002036
22/08/2021	147.93	128.88	564.08	0.7994	75.52	99.25	443.73	0.8009	48.9438	201.23	276.84	0.001404
23/08/2021	144.08	126.75	593.50	0.7987	74.41	94.07	501.71	0.8003	49.1195	224.09	309.42	0.001275
24/08/2021	145.98	127.46	526.99	0.7982	75.20	95.01	519.98	0.7968	49.5478	231.39	342.84	0.001453
25/08/2021	141.06	126.67	567.65	0.7957	71.85	98.43	519.98	0.7968	52.1060	227.67	332.80	0.001431
26/08/2021	139.41	127.34	588.26	0.7957	74.37	99.27	519.98	0.7971	49.9958	228.30	342.14	0.001507
27/08/2021	143.26	128.01	531.82	0.7989	71.63	98.89	519.98	0.7968	54.2615	225.83	280.94	0.000898
28/08/2021	141.88	129.23	524.33	0.7982	72.14	99.63	519.98	0.7967	53.5416	226.51	336.87	0.001496
29/08/2021	144.63	129.80	509.46	0.7990	72.77	99.46	519.98	0.7964	54.4120	225.24	268.74	0.000744
30/08/2021	143.53	129.45	484.97	0.8002	75.11	90.06	519.98	0.7963	52.2867	225.35	280.76	0.000904

Tableau III.7 : Résultats du monitoring pour le Mois d'août.

La meilleure façon pour analyser et interpréter nos résultats obtenus est de les représenter graphiquement.

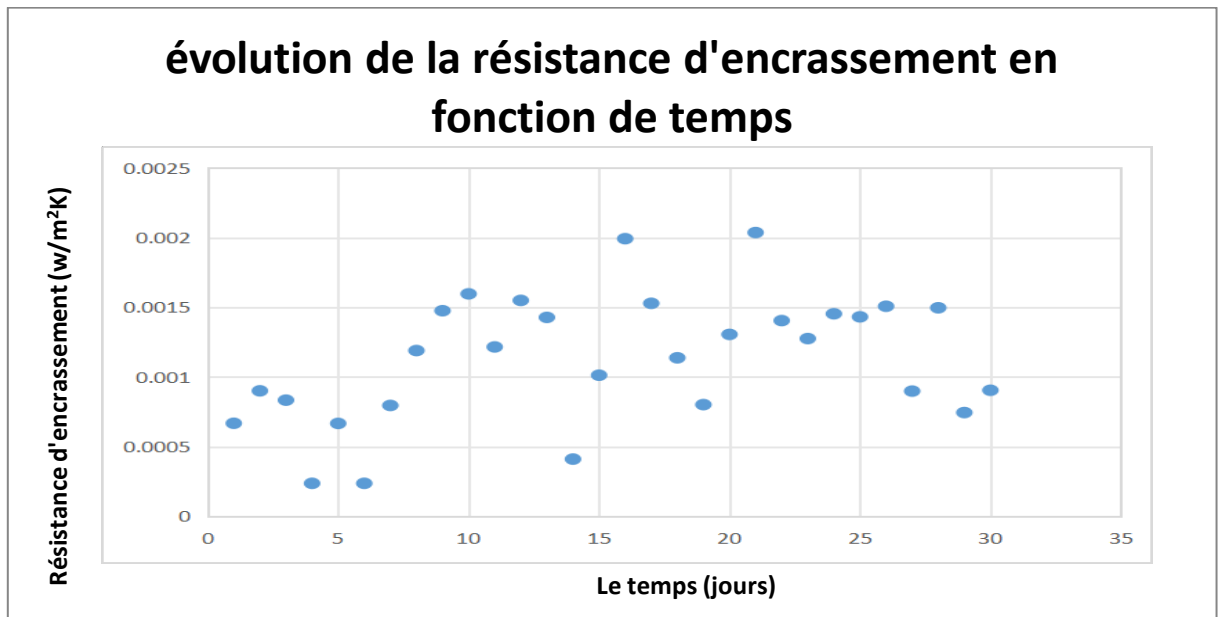


Figure III.7 : évolution de la résistance d'encrassement dans le temps (mois d'Aout)

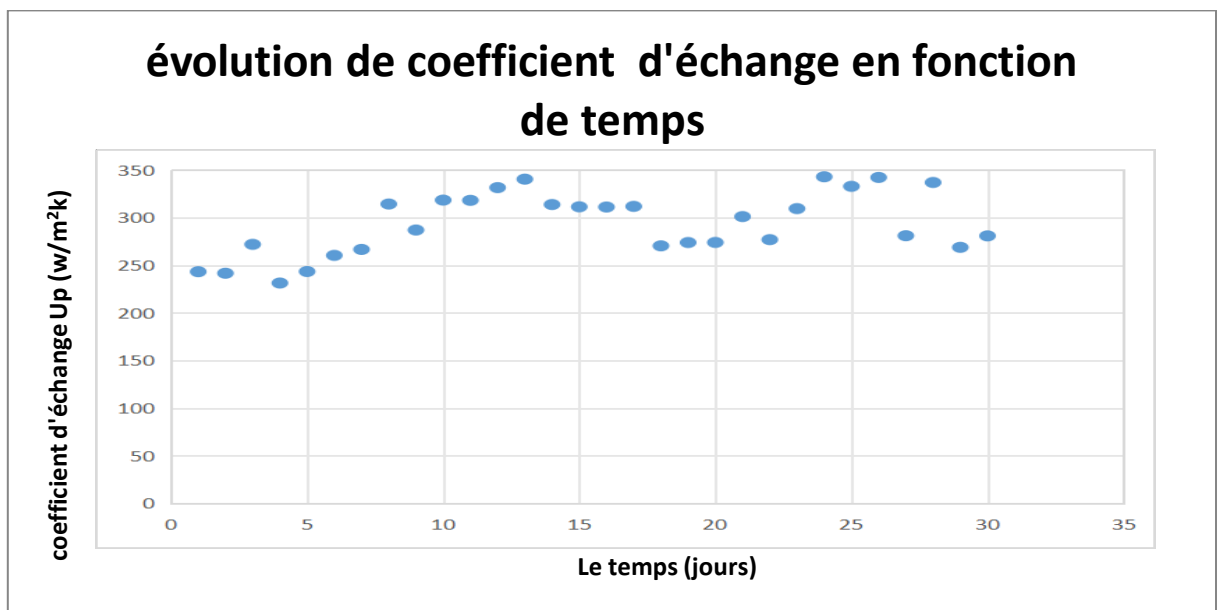


Figure III.8 : évolution de coefficient d'échange dans le temps (mois d'Aout)

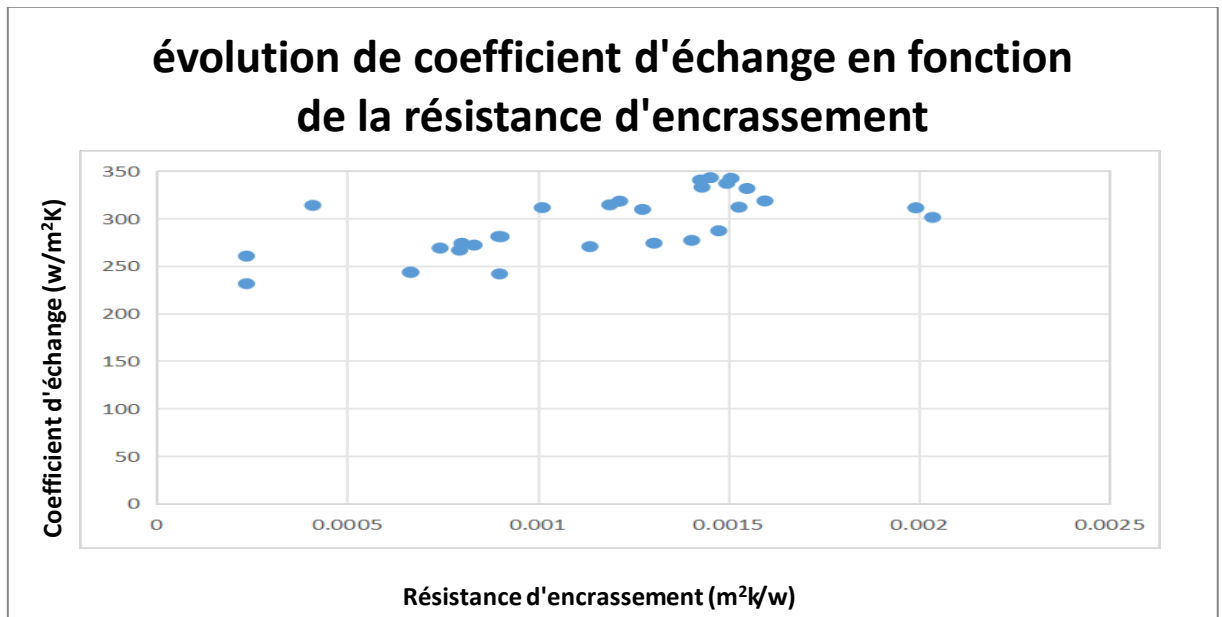


Figure III.9 : évolution de coefficient d'échange en fonction de la résistance d'encrassement (mois d'Aout)

Graphique 1 :

Évolution de la résistance d'encrassement en fonction du temps. Ce graphique illustre l'évolution de la résistance d'encrassement ($m^2 \cdot K/W$) au cours du mois d'août.

On observe une tendance générale à l'augmentation de la résistance d'encrassement avec le temps, malgré quelques fluctuations ponctuelles.

Cette évolution traduit une accumulation progressive de dépôts sur les surfaces d'échange, ce qui entraîne l'accroissement de cette résistance indique une diminution de la propreté thermique du système et met en évidence la nécessité d'un entretien régulier pour maintenir un bon rendement de l'échangeur.

Ainsi, le graphique met clairement en évidence l'influence du temps de fonctionnement sur le phénomène d'encrassement.

Graphique 2 :

Évolution du coefficient d'échange en fonction du temps. Le deuxième graphique présente la variation du coefficient d'échange global ($W/m^2 \cdot K$) en fonction du temps, toujours pour le mois d'août.

On constate une légère augmentation initiale du coefficient d'échange suivie d'une stabilisation autour d'une valeur moyenne constante. Cette évolution reflète une phase transitoire d'ajustement du régime thermique, puis une période d'équilibre de fonctionnement du système.

Malgré l'augmentation de la résistance d'encrassement observée précédemment, la stabilité du coefficient d'échange suggère que le système conserve une bonne efficacité thermique, probablement grâce à une régulation ou un débit de fluide constant.

Le graphique traduit donc une résilience thermique du système face à l'encrassement progressif.

Graphique 3 :

Évolution du coefficient d'échange en fonction de la résistance d'encrassement

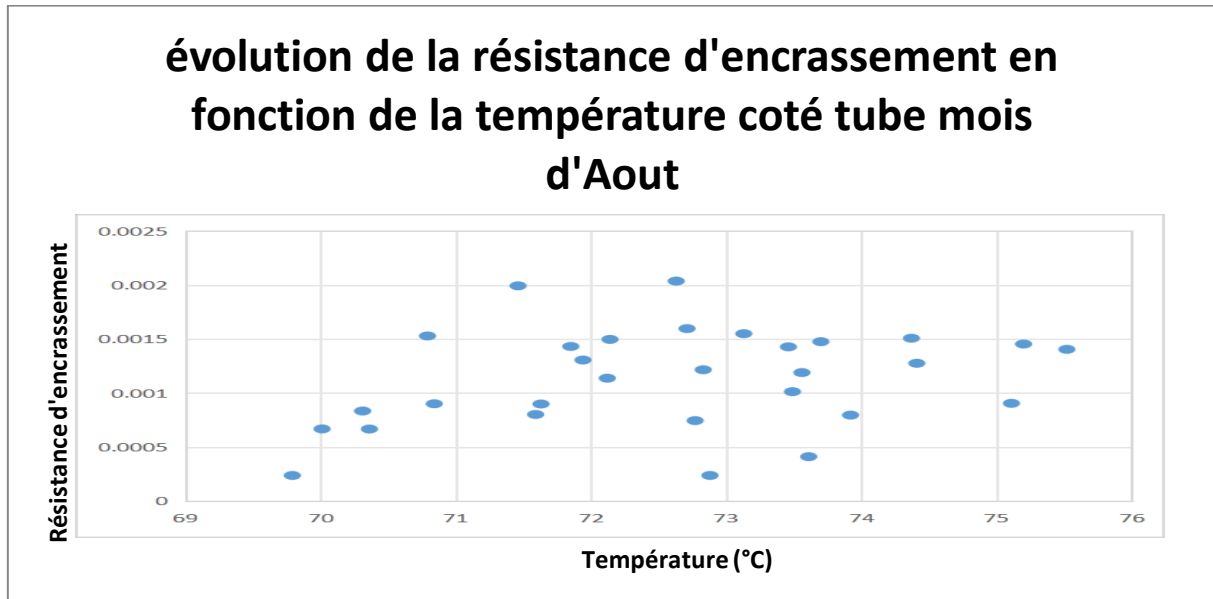
Le troisième graphique met en relation le coefficient d'échange global et la résistance d'encrassement.

On observe une relation inverse évidente : lorsque la résistance d'encrassement augmente, le coefficient d'échange global diminue.

Ce comportement est conforme aux principes du transfert thermique, selon lesquels les dépôts accumulés sur les surfaces agissent comme une barrière isolante, freinant le passage de la chaleur.

Ainsi, l'encrassement conduit directement à une baisse du rendement thermique de l'échangeur.

Ce graphique confirme de manière expérimentale la corrélation négative entre la propreté des surfaces et la performance thermique, validant les tendances relevées dans les deux premières représentations.



**Figure III.10 : évolution d'encrassement en fonction de la température coté tube
(mois d'Aout)**

Ce graphique illustre la variation de la résistance d'encrassement ($\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$) en fonction de la température du fluide côté tube ($^{\circ}\text{C}$) durant le mois d'août.

On constate que les valeurs de la résistance d'encrassement présentent une dispersion relativement large, sans tendance linéaire parfaitement marquée.

Cependant, on peut observer une légère augmentation de la résistance lorsque la température se situe entre 70°C et 73°C , suivie d'une stabilisation autour d'une valeur moyenne au-delà de cette plage.

Cette évolution suggère que la température du fluide exerce une influence modérée sur le phénomène d'encrassement.

En effet, une température plus élevée favorise souvent la précipitation de certains dépôts ou la formation de couches isolantes sur les parois, alors qu'une température stable permet une meilleure homogénéité du flux thermique.

Ainsi, ce graphique met en évidence une corrélation partielle entre la température et la résistance d'encrassement, indiquant que le comportement thermique du fluide et la nature des dépôts jouent un rôle déterminant dans l'évolution du phénomène d'encrassement côté tube.

2. PERTES DE CHARGE APRÈS RÉVISION

Côté tubes

Données après révision:

- $Re_t = 11,709.147$
- $G_t = 647.58 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$
- $d_4^{15} = 0.779$

Facteur de friction:

$$f_t = 0.00280 + 0.250 \times Re_t^{-0.32} = 0.00280 + 0.250 \times (14894.812)^{-0.32} = 0.01435$$

Perte de charge:

$$\Delta P_t = \frac{1830 \times 2 \times (647.58)^2}{1.271 \times 10^{12} \times 0.01986} \times \left[\frac{0.01527 \times 6.096}{0.01986 \times 1.00044} + 2 \right] = 0.96 \text{ bar}$$

Côté calandre

Données après révision:

- $Re' = 12,921.329$
- $G'_t = 568.56 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$
- $d_4^{15} = 0.8029$

Facteur de friction:

$$f_c = 0.00280 + 0.250 \times Re'^{-0.32} = 0.00280 + 0.250 \times (12921.329)^{-0.32} = 0.01489$$

Perte de charge:

$$\Delta P_c = \frac{2 \times 0.01489 \times (568.56)^2 \times (17 + 1) \times 1.2}{1.271 \times 10^{12} \times 0.0254 \times 0.0306 \times 0.99972} = 0.81 \text{ bar}$$

K. CALCUL DE LEFFICACITÉ

1. CAS DESIGN

$$T_1 = 160^\circ \text{C}, t_1 = 68.1^\circ \text{C}, t_2 = 114^\circ \text{C}$$

$$\varepsilon = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{114 - 68.1}{160 - 68.1} = \frac{45.9}{91.9} = 0.50 = 50.0\%$$

2. CAS ACTUEL AVANT RÉVISION

$$T_1 = 133.52^\circ \text{C}, t_1 = 70.33^\circ \text{C}, t_2 = 89.12^\circ \text{C}$$

$$\varepsilon = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{89.12 - 70.33}{133.52 - 70.33} = \frac{18.79}{63.19} = 0.297 = 29.7\%$$

3. CAS ACTUEL APRÈS RÉVISION

$$T_1 = 151.83^\circ \text{C}, t_1 = 75.95^\circ \text{C}, t_2 = 100.90^\circ \text{C}$$

$$\varepsilon = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{100.90 - 75.95}{151.83 - 75.95} = \frac{24.95}{75.88} = 0.329 = 32.9\%$$

RÉCAPITULATIF DES RÉSULTATS

PERTES DE CHARGE			
Cas	Côté tubes (bar)	Côté calandre (bar)	
Avant révision	1.36	0.82	
Après révision	0.96	0.81	
Design	0.90	0.90	
EFFICACITÉ			
Cas	Efficacité (%)		
Design	50.0%		
Avant révision	29.7%		
Après révision	32.9%		
ANALYSE COMPARATIVE			
Paramètre	Design	Avant révision	Après révision
ΔP tubes (bar)	0.90	1.36	0.96
ΔP calandre (bar)	0.90	0.82	0.81
Efficacité ε (%)	50.0	29.7	32.9
Résistance Rd (m²K/W)	0.00035	0.00620	0.00300

Tableau III.8 Récapitulatif des résultats des pertes de charge et de l'efficacité

Conclusion:

Les calculs montrent une amélioration significative des performances après la révision, avec une réduction des pertes de charge côté tubes de 1.36 à 0.96 bar et une augmentation de l'efficacité de 29.7% à 32.9%.

Cependant, les performances restent inférieures aux valeurs de design en raison de l'encrassement résiduel.

Conclusión

CONCLUSION GÉNÉRALE

Ce travail de recherche a permis d'analyser le comportement thermique et dynamique de deux écoulements au sein de l'échangeur faisceau-calandre P30-GA-21-01 A/B, en comparant les performances actuelles aux conditions de design initiales. L'étude approfondie de cette batterie de préchauffeurs du train 30 a révélé l'impact significatif de l'encrassement sur l'efficacité énergétique et la stabilité opérationnelle.

Les résultats démontrent une dégradation prononcée des performances :

l'efficacité thermique est passée de 50% en conditions design à 29,7% avant la révision, avec une amélioration limitée à 32,9% après nettoyage. Cette baisse s'explique principalement par la résistance d'encrassement élevée ($R_d = 0,00620 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$), soit 17 fois supérieure à la valeur de conception ($0,00035 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$). Le coefficient de transfert thermique en conditions encrassées

($U_s = 138,2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$) ne représente que 14,3% du coefficient propre ($U_p = 966,0 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$), confirmant l'impact négatif des dépôts sur l'échange thermique.

L'analyse des pertes de charge révèle un déséquilibre marqué entre les côtés

tubes et calandre. Les pertes côté tubes atteignent 1,36 bar avant révision, dépassant significativement la valeur design de 0,90 bar, tandis que les pertes côté calandre restent stables à 0,82 bar. Cette différence souligne la localisation préférentielle de l'encrassement dans les tubes, où circule le brut non stabilisé.

La relation entre température et encrassement a été clairement établie : au-delà de 70°C, on observe une accélération du phénomène de cristallisation des sels, justifiant le maintien d'une température d'entrée optimale à 68°C. Les débits opérationnels réduits (-21,3% par rapport au design) et la consommation énergétique accrue au niveau du rebouilleur (+21%) confirment l'impact économique substantiel de l'encrassement.

RECOMMANDATIONS OPÉRATIONNELLES ET STRATÉGIQUES

1. Programme de Maintenance Préventive Structuré

- Nettoyage chimique trimestriel ciblant les dépôts organiques et paraffiniques
- Nettoyage mécanique annuel pour l'élimination des incrustations tenaces
- Suivi continu avec seuils d'alerte : $R_d > 0,003 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$, $\Delta P_{\text{tubes}} > 1,0 \text{ bar}$, $\epsilon < 30\%$

2. Optimisation des Paramètres Opérationnels

- Maintien strict de la température d'entrée côté tubes à $68^\circ\text{C} \pm 2^\circ\text{C}$
- Contrôle des vitesses d'écoulement ($V \approx 1,2 \text{ m/s}$) pour minimiser les dépôts
- Surveillance renforcée lors des variations de débit et de température

3. Améliorations Techniques et Instrumentation

- Installation de filtres haute performance en amont des préchauffeurs
- Système d'injection d'inhibiteurs d'encrassement adapté à la composition du brut
- Instrumentation complémentaire : débitmètres coriolis, thermocouples redondants, capteurs de pression différentielle

4. Plan d'Analyse et Capitalisation

- Analyse systématique des dépôts prélevés lors de chaque nettoyage
- Cartographie thermique détaillée pour identifier les zones critiques d'encrassement
- Base de données historique intégrant R_d , ΔP , ϵ et paramètres opératoires

5. Actions Correctives Immédiates

- Nettoyage obligatoire lorsque R_d dépasse $0,003 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$
- Arrêt programmé si l'efficacité tombe en dessous de 30%
- Révision des procédures de démarrage, d'arrêt et de marche transitoire

PERSPECTIVES DE RECHERCHE

Cette étude ouvre la voie à plusieurs axes de recherche complémentaires :

- Analyse qualitative approfondie des dépôts pour identifier leur composition exacte
- Développement d'inhibiteurs spécifiques adaptés à la chimie du brut traité
- Modélisation prédictive de l'évolution de l'encrassement en fonction des paramètres opératoires
- Étude de revêtements de surface anti-adhérents pour les tubes

La mise en œuvre rigoureuse de ces recommandations permettra d'optimiser durablement les performances des préchauffeurs, de réduire les coûts d'exploitation et de maintenance, et de garantir la fiabilité des installations dans le respect des contraintes économiques et environnementales.

Bibliographie

1. Sophie Mergui. *cours_thermique_L2.pdf*. s.l. : fast.u-psud.fr, 2025. p. 52.
2. scribd.com:PDF SUR LR TRANSFERT DE CHALEUR. *scribd*. [En ligne] 14 05 2025. <https://www.scribd.com/document/504379535/PDF>.
3. Différents types d'échangeurs de chaleurs. *energie.wallonie.be*. [En ligne] 04 08 2015. [Citation : 14 05 2025.] <https://energie.wallonie.be/fr/differents-types-d-echangeurs-de-chaleurs.html?IDC=8049&IDD=97759>.
4. TEMA Official Website. *tema.org*. [En ligne] <https://tema.org/>.
5. La méthode KERN. *rpn.univ-lorraine.fr*. [En ligne] <https://rpn.univ-lorraine.fr/UL/echangeurs-de-chaleur/co/chap2a-2.html>.
6. UTBS. *fiche technique préchauffeur P30-GA-21-01 A/B*.
7. Holman, J. P. *Heat Transfer, 10th ed.* [éd.] McGraw-Hill. 2010. s.l. : ethernet.edu. Vol. Sixth Edition.
8. K. A. A. El-Sharkawy, "Fouling Resistance in Heat Exchangers: A Review," *Heat Transfer Engineering*, vol. 32, no. 1, pp. 1-12, 2011. DOI:.
9. A. P. Frass, "Mean Temperature Difference in Heat Exchangers," *Chemical Engineering*, vol. 120, no. 5, pp. 56-61, 2013. This article provides insights into calculating the logarithmic mean temperature difference.
10. Kern, D. Q., "Process Heat Transfer," McGraw-Hill, 1950. This book introduces the Kern method for calculating fouling resistance in heat exchangers.
11. C. A. Bejan, "Heat Transfer," *Journal of Heat Transfer*, vol. 130, no. 1, 2008. DOI: 10.1115/1.2401230. This paper discusses the calculation of the overall heat transfer coefficient.
12. M. A. Rosen, "Theoretical Calculation of Pressure Drop in Heat Exchangers," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 45, no. 5, pp. 487-495, 2006. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2005.09.002.

Annexe

Annexe 1: Les abaques

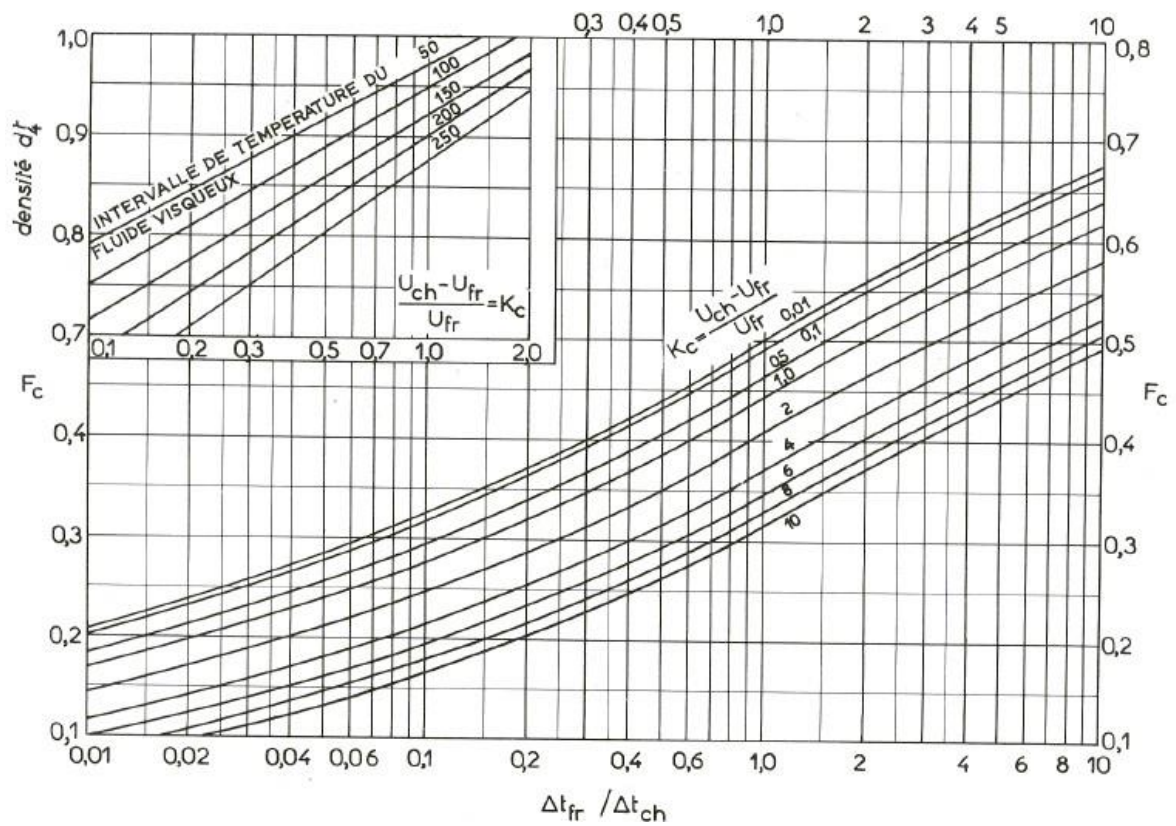
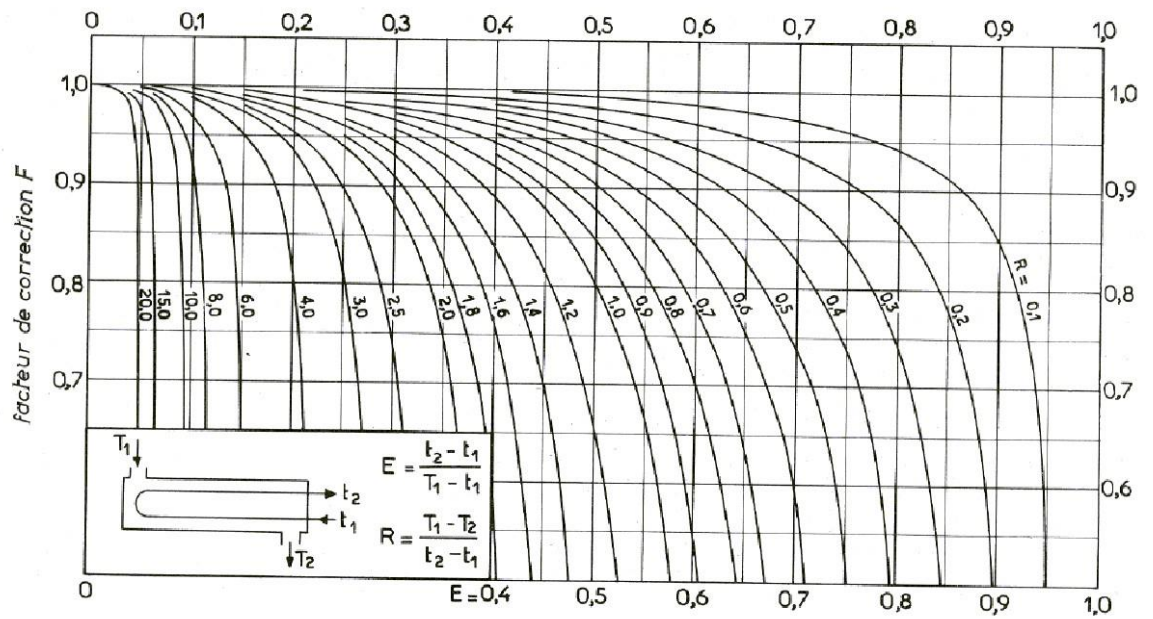
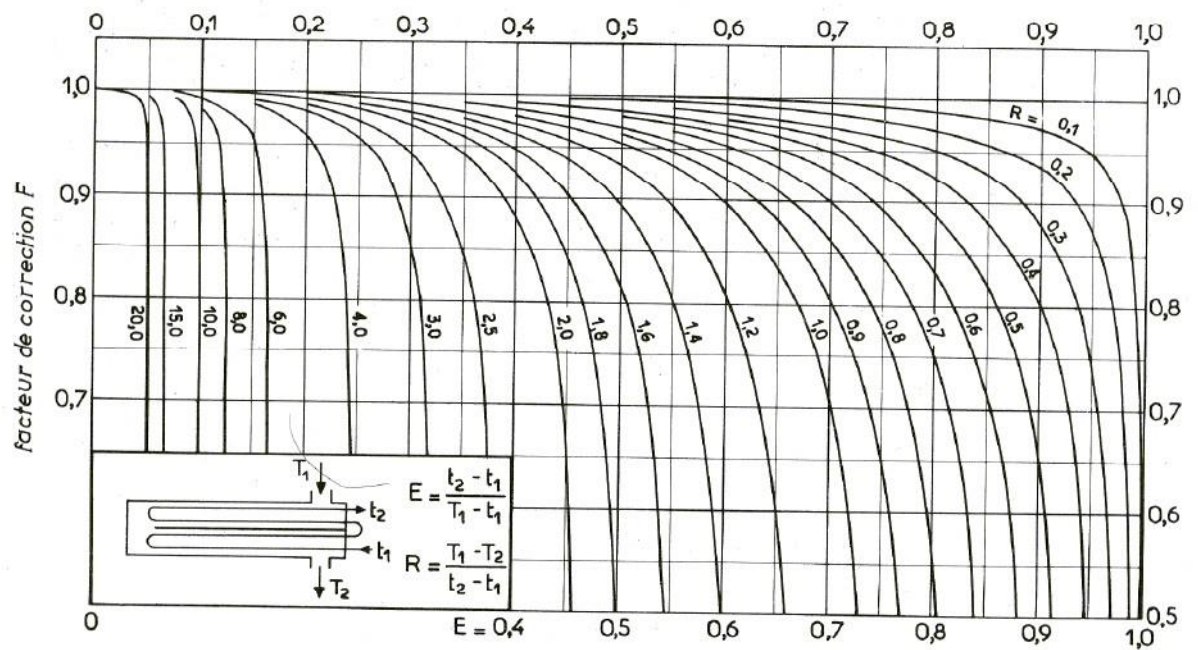


Figure 1.1. Détermination des températures caloriques. [4]



a. une passe côté calandre, deux passes (ou plus) côté tubes.

Figure 1.2. Abaque a et b : Détermination de facteur de correction a partir de R et E [3]



b. deux passes côté calandre, quatre passes (ou plus) côté tubes.

Figure 1.3. Coefficient de transfert et coefficient de fraction en fonction de nombre Reynolds modifié à l'intérieur des tubes. [3]

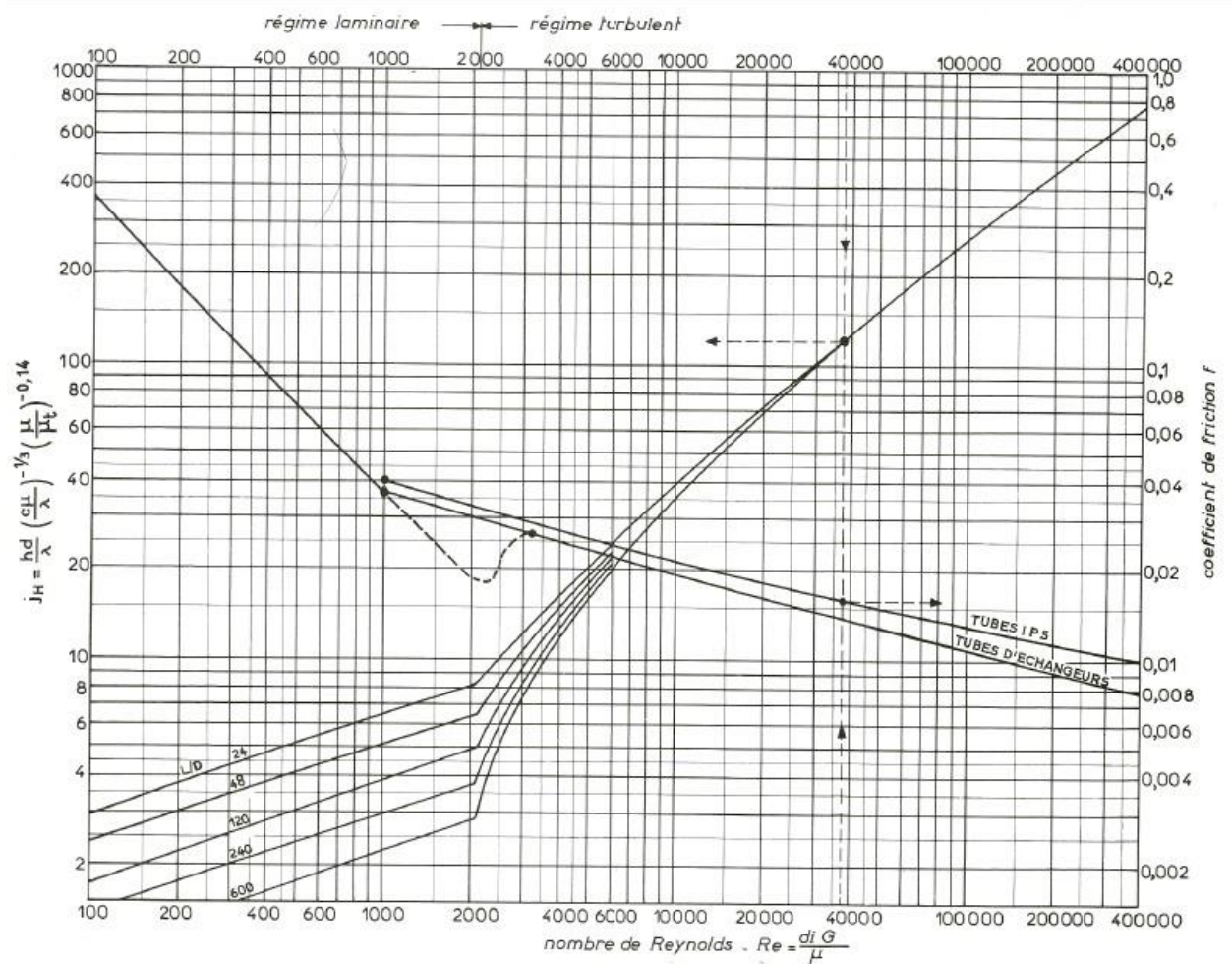
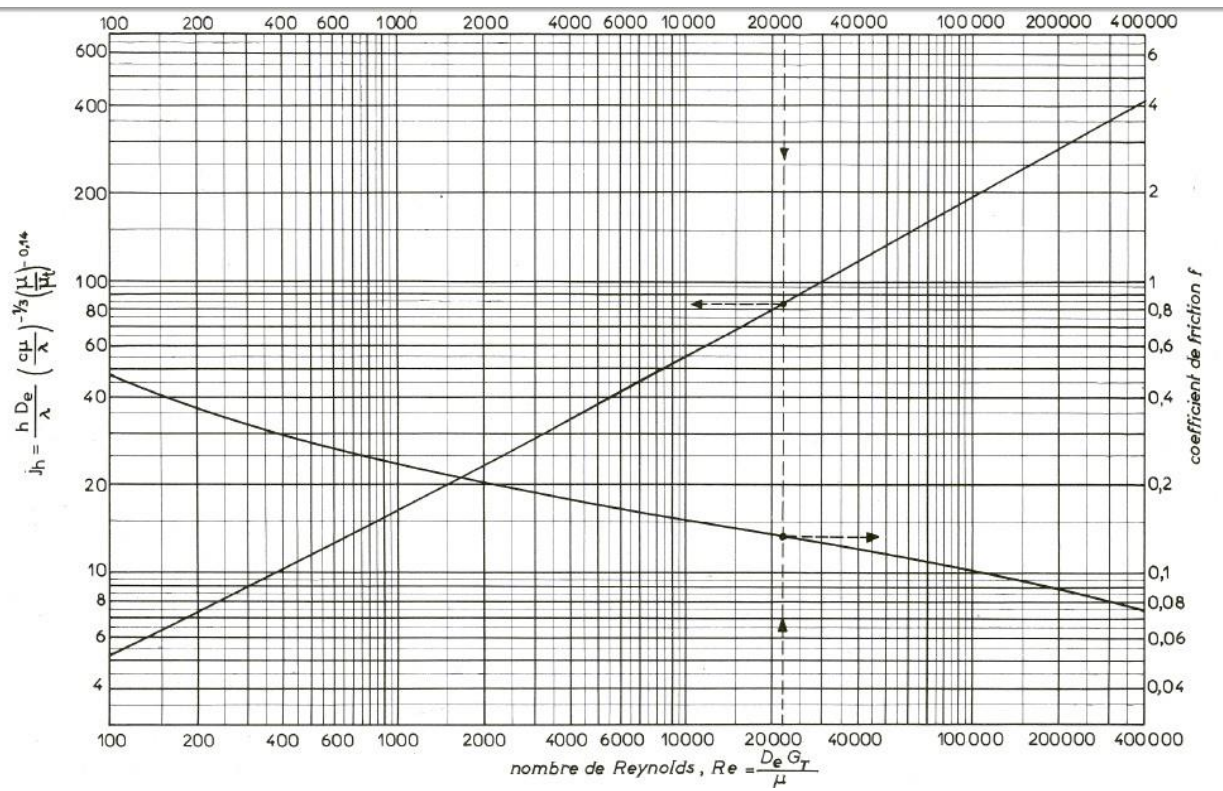


Figure 1.4. Coefficient de transfert et coefficient de friction en fonction de nombre Reynolds modifié à l'extérieur des tubes. [3]





Saipem s.a.

MECHANICAL DATA SHEET

HEAT EXCHANGER

ITEM

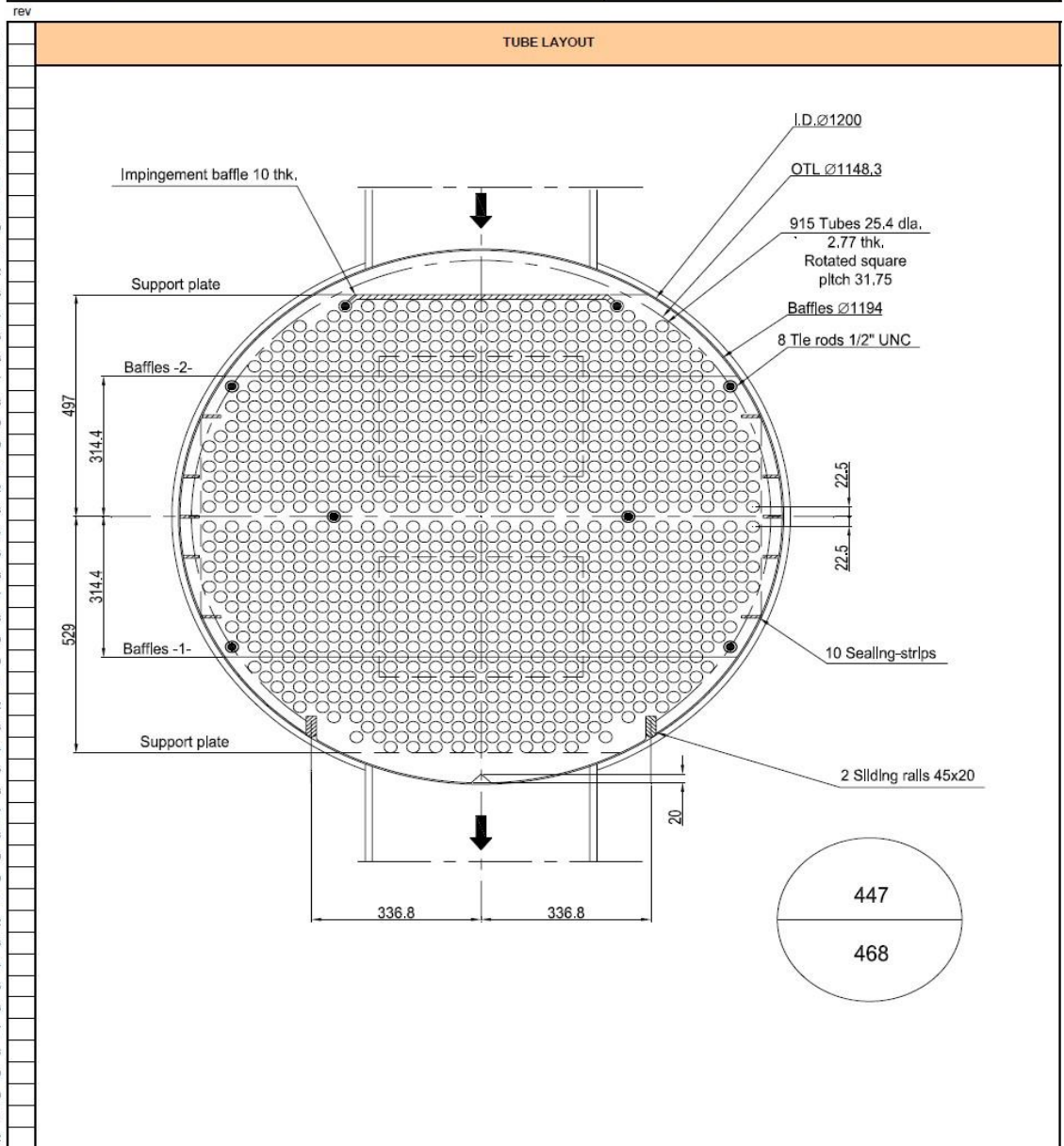
P10/P20/P30-GA-21-01 A/B

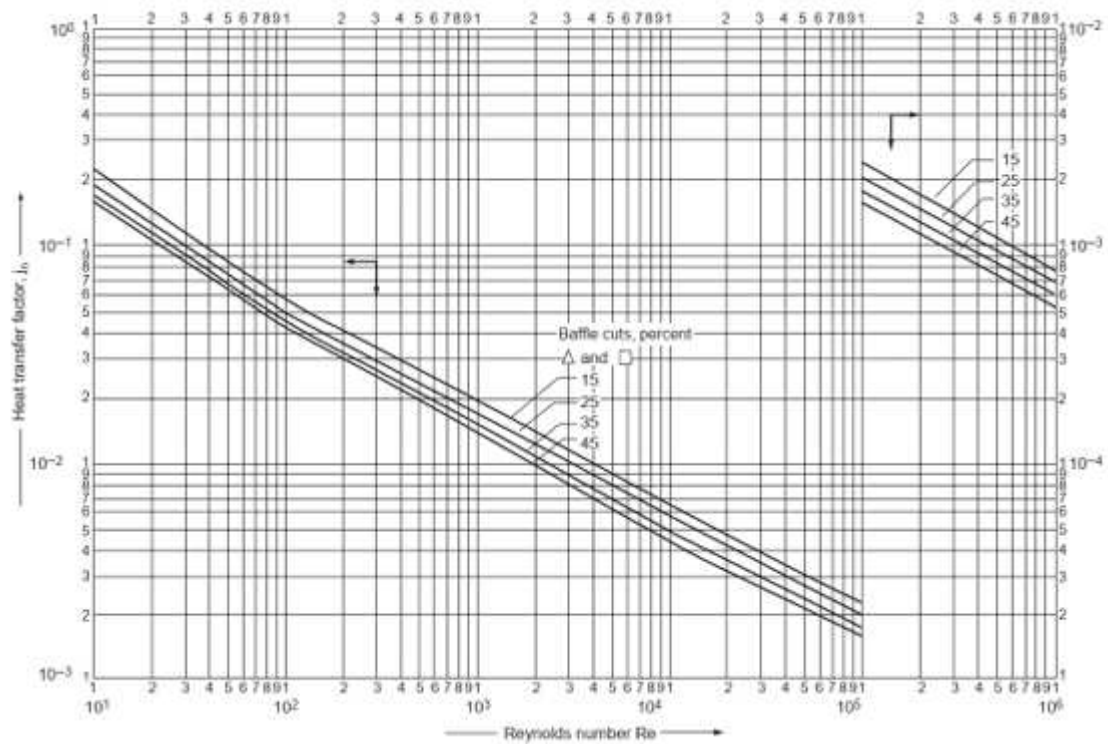
F10077-SSA-EQP-DTS-02721-E

REF. NUMBER

0	8 / 11
REV	PAGE

CLIENT :	SONATRACH	CLIENT REFERENCE :	146W-UTBS-FA-MS-GA-02721
LOCATION :	ALGERIE - HASSI MESSAOUD SUD	PLANT :	UTBS





1Facteurs de transfert de chaleur côté calandre, chicanes segmentaires.